

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA



7

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

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František 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 Šteffl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© 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.

Z. Vraný

VRANÝ, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetická náročnost provozu žacích strojů*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7) : 385-397.

Požadavky vysoké produktivity práce a výkonnosti v moderní zemědělské a pícninářské výrobě vedly k širokému uplatnění rotačních žacích strojů a ústrojí. Proti klasickým prstovým ústrojím mohou rotační ústrojí pracovat při vyšší provozuschopnosti až dvojnásobnou jezdovou rychlostí stále s dobrou kvalitou práce. Tyto výhody jsou vykoupeny zhruba o 150 % větší energetickou náročností, vyšší hmotností, složitostí a tedy i pořizovací cenou. Má-li se plně využít dobrých vlastností rotačních žacích strojů při příliš nezvýšených provozních nákladech a limitované spotřebě pohonných hmot, je nutné splnit mnoho podmínek: v konstrukci a výrobě strojů uplatnit všechny poznatky z výzkumu a zkoušek, v oblasti zemědělství předem připravit pozemky a ze strany řidičů volit optimální pracovní režim strojů. Z porovnání bubnových a talířových rotačních žacích strojů vycházejí energeticky i hmotnostně lépe stroje talířové, které umožňují konstrukci vysoce výkonných širokozáběrových žacích strojů traktorových i samojízdných.

provozní vlastnosti žacích strojů; energetika žacích strojů; optimalizace provozního režimu

Práce podává přehled o vlastnostech základních typů žacích ústrojí z hlediska jejich použití v zemědělství a podrobněji se zabývá otázkami energetické náročnosti, konstrukce a provozních vlastností, zvláště rotačních žacích strojů bubnového a talířového typu. Uvádí výsledky porovnávacích energetických měření těchto strojů, z nichž vyplývá doporučení jejich energeticky optimálního pracovního režimu.

V posledním desetiletí se pro sečení pícnin — zvláště trávy — prosadily žací stroje s rotačním žacím ústrojím, u něhož se k řezu využívá vysoké rychlosti nožů a setrvačnosti stébel porostu, tzn. že nemá protibřity. Dokonalé konstrukce těchto strojů se vyznačují vysokou výkonností a provozuschopností a malou poruchovostí i za obtížných podmínek, kdy jiné systémy (zvláště prstové) zcela selhávají. Rotační žací stroje (nyní jen bubnového a talířového typu) však mají i své specifické nevýhody, které je nutné účelnou konstrukcí a volbou pracovního režimu snížit. Je to hlavně jejich vyšší energetická náročnost (proti žacím strojům s přímočarým vratným pohybem kosa), které je v tomto článku věnována největší pozornost. Závažnost pohledu vzrůstá v souvislosti s cenovými relacemi a se stále napjatější situací v zásobování tekutými palivy.

POROVNÁNÍ RŮZNÝCH TYPŮ ŽACÍCH ÚSTROJÍ

Výrazný ústup od prstových žacích ústrojí a příklon k rotačním typům byl vyvolán hlavně požadavkem na vyšší výkonnost a produktivitu práce. Tento postup je tedy opodstatněný, ale není bezvýhradný. U některých typů strojů si klasické prstové ústrojí dosud zachovává svou pozici. Jaké jsou tedy důvody pro používání zmíněných typů žacích ústrojí? To úzce souvisí s vlastnostmi těchto ústrojí, které se dost významně liší. Pro hodnocení zemědělských žacích ústrojí jsou významná především tato hlediska:

- a — měrná výkonnost stroje ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$), související s maximální a střední pracovní rychlostí,
- b — měrný příkon stroje ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-1}$ pro určitý porost a průchodnost),
- c — životnost stroje a poruchovost ústrojí (také čas výměny nože),
- d — náročnost na údržbu a opravy (čas, vybavenost servisu),
- e — cena stroje a náhradních dílů,
- f — schopnost sekat různý porost (vysoký, polehlý, podehnilý, jemná tráva atd.) a možnost poškodit porost (vylušťování semen, narušování voskové vrstvy stébel pro vysychání atd.),
- g — schopnost stroje sekat na bočních svazích, příkopech, bahnitých pozemcích atd.,
- h — citlivost ústrojí na cizí předměty (kameny, křoví...),
- i — sklon k ucpávání žacího ústrojí (hlínou, posečeným porostem na souvraťkách a na klínovitých pozemcích, ...),
- j — znečišťování posečeného porostu hlínou (z krtin, z půdních nerovností),
- k — způsob kladení posečeného porostu (hlavně z hlediska prosychání řádku, počet řádků, směr a poloha stébel),
- l — účinnost dopravy posečeného porostu za stroj (zvláště při jízdách se svahu),
- m — možnost řádkování pokosu tak, aby se při dalším záběru nepřejížděl koly stroje,
- n — možnost seřizovat výšku strniště podle pícninářských požadavků (cca 3 až 6 cm),
- o — snadnost připojování žacího stroje k hnací jednotce (počet osob, pomůcky, čas),
- p — možnost připojit žací stroj k běžným typům traktorů (z hlediska příkonu a přípustné minimální adheze přední nápravy — zvláště při transportu),
- r — hmotnost stroje, potřeba a možnosti nadlehčit žací ústrojí (kopírovatelnost terénu, sečení málo únosných pozemků),
- s — vhodnost ústrojí pro širokozáběrové stroje (požadavky nízké měrné hmotnosti ústrojí na 1 m záběru, možnost zužovat šířku stroje pro transport po veřejných komunikacích),
- t — možnosti jistit žací ústrojí proti přetížení (např. klínovými řemeny, torzní pojistkou) a proti poškození ústrojí nájezdem na překážku (možnost vychylování ústrojí nazad),
- u — nebezpečnost stroje pro obsluhu a okolí,
- v — hlučnost stroje (ústrojí).

Porovnání čtyř hlavních představitelů používaných žacích ústrojí podle těchto hledisek je uvedeno v tab. I. Žací ústrojí s vratným pohybem kosa se dosud používají u strojů s nižšími nároky na výkonnost, při omezeném výkonu motoru a při požadavku na nízkou hmotnost; jde tedy hlavně o žací stroje pro malotraktory. Jako traktorové se nyní z této skupiny používají stroje s poloprstovou a hlavně s protiběžnou žací lištou, které jsou i poměrně výkonné — předpokládá se výkon traktorového motoru nad 15 kW. Prstové žací ústrojí se pro zemědělské účely používá stále méně, nyní už převážně jen pro širokozáběrové sklizňové stroje na obiloviny (ochrana klasů) a jeteloviny (snadné sečení), protože má relativně nízkou hmotnost a příkon, ovšem za cenu nižší pojezdové rychlosti a vyšší poruchovosti. Největší potíže u traktorových prstových žacích strojů nastávají při sečení trávy, zvláště jemné, polehlé, podehnilé, při mírně otupené či neseřížené kose a při sečení se svahu. Prstová ústrojí se za těchto podmínek často ucpávají do té míry, že zcela zneможňují práci.

Pro mnoho provozních výhod (podle tab. I) je tedy naprostá většina moderních žacích strojů pro sklizeň pícnin rotačního typu. U bubnových strojů se všeobecně ustoupilo od mnohobubnových typů, protože jsou zbytečně složité a mají velkou hmotnost a vyšší energetickou náročnost; např. pro záběry kolem 1,6 m se

Posuzované hledisko		Ústrojí s vratným pohybem kosa		Rotační žací ústrojí	
		prstové	protiběžné	bubnové	talířové
a	měrná výkonnost W_{04} ($\text{ha} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$) / max. prac. rychlost ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	0,5/8	0,7/12	1/16	1/16
b	měrný příkon pro travu na 1 m záběru ($\text{kW} \cdot \text{m}^{-1}$)	$1,5 \div 3$	$2 \div 3,5$	$8 \div 10$	$6 \div 8$
c	životnost stroje (h) / poruchovost ústrojí	300–500/střední	300–500/střední	800–1000/malá	800–1000/malá
d	náročnost na údržbu / opravy / přesnost nožů (kosa) ⁺	velká/střední/2h	velká/střední/10h	malá/malá/6h	malá/malá/10h
e	cena stroje (cena prstového = E)	E	(1,13 ÷ 1,25) E	(1,7 ÷ 3,0) E	(2 ÷ 3,4) E
f	schopnost sekat různé porosty	méně uspokojivá	velmi dobrá	dobrá	velmi dobrá
g	schopnost sekat na různých terénech	dobrá	dobrá	malá	dobrá
h	citlivost ústrojí na cizí předměty	střední	střední	malá	malá
i	sklon k ucpávání žacího ústrojí	velký	malý	velmi malý	malý*)
j	znečišťování posečeného porostu	malé	malé	větší	větší
k	způsob kladení posečeného porostu (hledisko prosychání)	velmi dobré	velmi dobré	méně dobré	dobré**)
l	účinnost dopravy posečeného porostu na stroj	malá	malá	výborná	dobrá
m	možnost řádkování podle kol traktoru	dobrá	dobrá	dobrá při záběrech 1,6 až 2,4 m	
n	možnost seřizovat výšku strniště	snadná	snadná	omezená	omezená
o	možnost připojení stroje na traktor	snadná	snadná	méně snadná (individuální)	
p	možnost využití běžných typů traktorů	pro stávající čs. typy možné, ale nevhodné		možné	možné
r	hmotnost stroje kg (nesené na zádi traktoru) záběr 1,6 m 2,1 m	180	180	400–480	300–360
		190	190	445–580	330–500
s	vhodnost pro širokozáběrové stroje	dobrá	dobrá	méně dobrá	dobrá
t	jištění pohonu / lišty ⁺⁺)	možné/možné	možné/možné	možné/možné	možné/možné
u	nebezpečnost stroje pro obsluhu / okolí	malá/žádná	malá/žádná	značná/značná	značná/značná
v	hlučnost stroje	přijatelná	přijatelná	značná	značná

*) pro některé plodiny s extrémním vzrůstem a průchodností je sklon k ucpávání u talířových menší než u bubnových

**) u talířových je materiál rozprostřen do větší šířky a rychleji vysychá než u bubnových

+) platí pro pozemek bez kamenů, s kameny $2 \div 3 \times$ méně

++) u čelního stroje je jištění lišty obtížné či omezeně proveditelné

používají dva bubny místo dříve běžných čtyř. Dvoububnová koncepce se užívá v zahraničí i pro větší záběry tehdy, je-li preferován požadavek ukládání pokosu do jednoho úzkého řádku.

Proti talířovým žacím ústrojím mívají bubnová ústrojí vyšší hmotnost, větší nou i vyšší příkon, omezenou možnost použití pro širokozáběrové stroje a pro kombinaci s upravovači píce, malé možnosti v přizpůsobení při vysekávání příkopů, horší prosychání větších nakupených řádků a problémy s dodržением předepsaných zatížení náprav traktorů. K málo přednostem bubnových typů proti talířovým patří někdy menší citlivost na ucpávání žacího ústrojí a účinnější doprava pokosu za ústrojí, zvláště při vyšších průchodnostech (spojená ovšem s výrazněji rostoucím příkonem). Choulostivými místy na ucpávání talířového ústrojí jsou přední hrany žací lišty hlavně v místech, kudy se dopravuje pokos za stroj a kde se tedy nože dvou sousedních talířů pohybují nazad. Dobré je používat pod každým talířem segmentové chrániče, které usnadňují průchod kamenů pod lištou, což značně zmírňuje zmíněný nedostatek.

Pro úplnost je třeba se zmínit o žacích ústrojích s oběžným řezným řetězem. Toto řešení má mnoho technických a provozních nedostatků, takže se s ním zatím nemůže vážně počítat. Také různé varianty srpových žacích ústrojí, která jsou určena převážně pro sečení nízké trávy (parky), leží mimo hlavní oblast zemědělského využití.

V další části článku je hlavní pozornost zaměřena na konstrukční a provozně-energetické hledisko rotačních žacích strojů bubnového a talířového typu. Uváděné poznatky jsou podloženy dřívějšími pracemi autora o této problematice (Vraný, 1970, 1974, 1975, 1976) a také obsáhlým energetickým měřením deseti různých — většinou zahraničních — typů rotačních žacích strojů (Vraný, 1981, 1982); jeden z nich byl opatřen olištovanými mačkacími válci, další cepovým lamačem-čechračem. Pro porovnání jsou krátce uvedeny i energetické nároky prstových a protiběžných žacích strojů.

ROZBOR ČINNOSTI ROTAČNÍHO ŽACÍHO STROJE Z ENERGETICKÉHO HLEDISKA

Pokud zaměříme pozornost jen na energetické nároky žacího stroje přenášené z traktoru jeho vývodovým hřídelem, lze tuto energii logicky rozčlenit na tři složky:

L_o — ztráty v převodech stroje a vířením vzduchu,

L_f — práce k přetínání stébel,

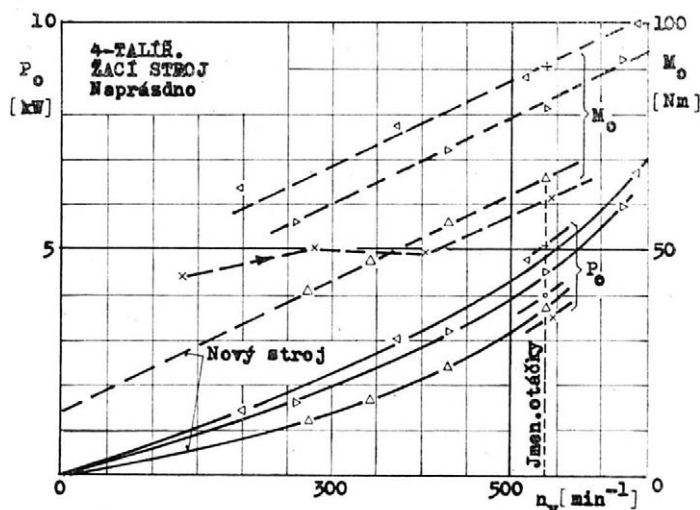
L_d — urychlování stébel a jejich doprava mimo pracovní prostor stroje.

Ztráty energie L_o závisejí především na členitosti, druhu a velikosti převodových prvků v žacím stroji, dále na druhu a množství maziva, jakosti montáže převodů a jejich otáčkách. Tyto ztráty bývají u bubnových i talířových žacích strojů poměrně značné a dosahují asi 20 až 50 % celkového energetického odběru žacího stroje při práci. Ztráty vířením vzduchu jsou vesměs nízké, poněkud vyšší bývají u strojů s výraznějším žebrováním talířů a hlavně u žacích strojů kombinovaných s rychloběžnými lámacími a čechracími orgány. Pro velikost ztrát v převodech a vířením vzduchu obecně platí měřeními na žacích strojích ověřený vztah pro hnací moment v závislosti na otáčkách

$$M_o = A + B \cdot n + C \cdot n^2$$

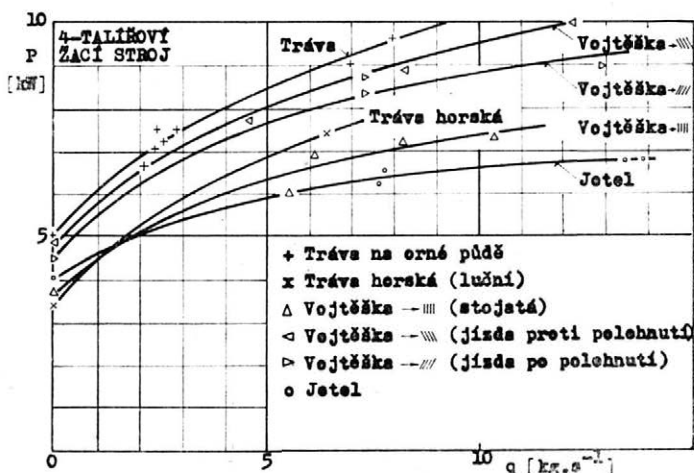
kde: A — složka momentu odpovídajícího Coulombovým třecím ztrátám
 $B \cdot n$ — složka momentu na viskózní tření (mazací náplní)
 $C \cdot n^2$ — složka momentu na ventilační ztráty (vzduchem)

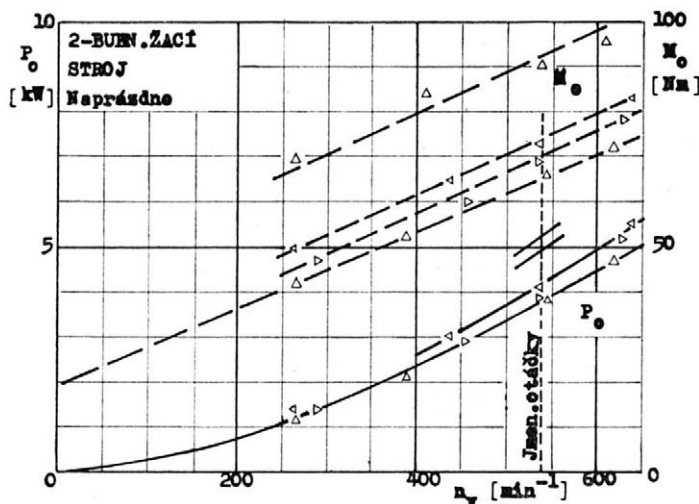
1. Závislosti středního hnacího momentu (čárkované) a příkonu (plně) čtyřtalířového žacího stroje o záběru 1,7 m na otáčkách poháněcího hřídele při běhu naprázdno (různé výsledky odpovídají opakovaným měřením v průběhu cca týdenních prací) — Relations between the medium driving moment (broken line) and input power (full line) of a four-disk mowing machine with the working width 1.7 m, and the speed of driving shaft at idle running (different results correspond to repeated measurements in the course of ca. weekly works)



Jak ukazují průběhy experimentálně zjištěných závislostí momentu na otáčkách (obr. 1 a 3), jsou pro obvyklé rotační žací stroje bez čechračů tyto závislosti lineární, jak bylo zdůvodněno. Největší proměnlivost vykazuje složka A, která je závislá na době běhu stroje a na různém stupni ucpání prostoru pod talíři talířových žacích strojů (obr. 1). Přibližně platí, že složka momentu A činí 30 až 50 % celkového momentu pro běh rotačního žacího stroje naprázdno při jmenovitých otáčkách. Aby se zachovala nízká hodnota složky A i v běžném provozu, je nutné konstrukčními úpravami zabránit navíjení stébel a provázků na vývody hřídelů pro pohon talířů. Dobře se uplatňují i různá čistící žebra na spodku talířů, která brání vzniku zbytečných (a někdy i značných) ztrát třením talířů o nalepené a zaschlé rostlinné zbytky; zejména nesmí docházet ke klínování nečistot v mezerách mezi talíři a lištou. Složka A závisí ovšem i na složitosti převodů, způsobu uložení hřídelů a kvalitě jejich montáže.

2. Závislosti příkonu čtyřtalířového žacího stroje o záběru 1,7 m na průchodnosti při sečení různých porostů (u vojtěšky i s různým směrem jízdy proti polehlému porostu) — Relations between the input power of a four-disk mowing machine with the working width 1.7 m and the throughput in the course of cutting various grasses (in alfalfa different directions of travel against the lodged stand)

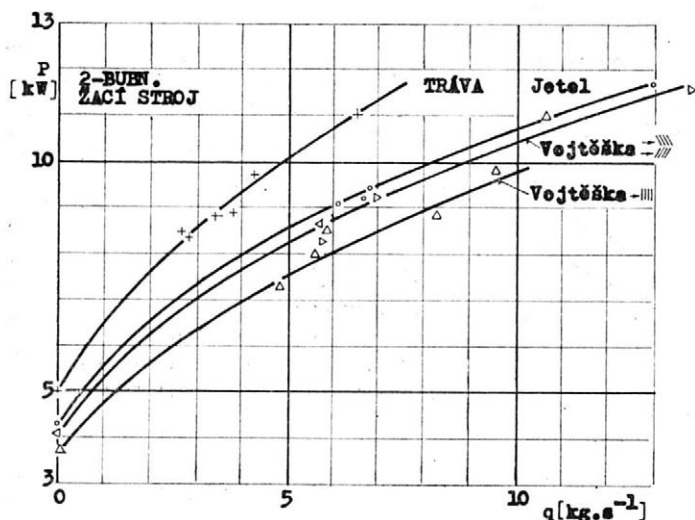




3. Závislost středního hnacího momentu (čárkovaně) a příkonu (plně) dvoububnového žacího stroje o záběru 1,6 m na otáčkách poháněcího hřídele při běhu naprázdno (příčina různých výsledků jako v obr. 1) — Relation between the medium driving moment (broken line) and input power (full line) of a two-cylinder mowing machine with the working width 1.6 m, and the speed of driving shaft at idle running (different results are due to the same reason as in Fig. 1)

Činitel B charakterizuje hydraulické ztráty a výrazně roste s viskozitou mazací náplně a s jejím množstvím. Proto je důležité dodržovat výrobcem stroje předepsaný typ a množství mazadla, které je ověřeno provozními zkouškami a odpovídá množství nezbytně potřebnému, aby mazání převodů bylo uspokojivé. U olejových náplní talířových žacích ústrojí pracujících na příčném svahu stéká olej ke spodnímu konci a úplně zaplavuje část převodů, což se projevuje zvýšením celkového momentu naprázdno cca do 15 % podle velikosti náklonu do 20° (při mechanických nedostacích v převodech až o 60 %). Horní část ústrojí může být při delším běhu za těchto podmínek nedostatečně mazána, a proto je pro tyto případy výhodné nucené mazání.

Měřenými na talířových a bubnových žacích strojích při běhu naprázdno byla zjištěna blízká energetická náročnost obou těchto typů, která se vztahuje na 1 m záběru:



4. Závislost příkonu dvoububnového žacího stroje o záběru 1,6 m na průchodnosti při sečení různých porostů — Relation between the input power of a two-cylinder mowing machine with the working width 1.6 m and the throughput during cutting various grasses

žací stroj:	příkon naprázdno (kW . m ⁻¹)			
talířový	2,0 až 3,0 (ojediněle i 4,1)			
bubnový (Ø bubnů 0,8 m)	2,3 až 2,6			
frekvence kos (min ⁻¹)	700	900	1100	1500
prstový	0,25—0,4	0,47—0,6	0,85—1,2	—
protiběžný	0,32	0,50	0,70	1,30

Pro porovnání jsou v přehledu uvedeny i obdobné hodnoty pro žací stroje prstové a protiběžné, jejichž příkony naprázdno jsou závislé na seřízení kos, mazání a hlavně na frekvenci pohybu kos (Vraný, 1966).

Energie na řez L_r závisí podle výsledků měření na ostrosti a geometrii nožů (Vraný, 1970; Dobler, 1973; Randal a Nulty, 1978). Výsledky těchto prací ukazují, že energie na řez, počínaje kritickými rychlostmi nožů (což jsou nejmenší rychlosti pro přetnutí stonků určité píceiny — kolem 30 m . s⁻¹), s rostoucí rychlostí klesá. Důvodem jsou lepší podmínky pro řez stonků — podíl přetrhaných stonků je menší; tento podíl naopak převažuje při velmi nízkých řezných rychlostech blížících se rychlostem kritickým. Podle Doblera (1973) jsou minima celkového příkonu žacího stroje při průchodnostech 2 a 4 kg . s⁻¹ kolem 40 a 60 m . s⁻¹ a tato minima se posouvají s rostoucí průchodností dále k vyšší řezné rychlosti. Pro výkonné žací stroje se proto nyní všeobecně používají řezné rychlosti 75 až 85 m . s⁻¹. Řez při těchto rychlostech je rovný, nepotrhaný. Stroje také dobře sekají jemné nízké trávy i středně otupenými noži.

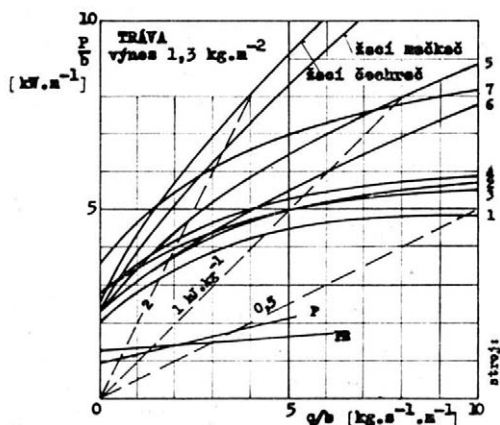
Nože se otupují dosti rychle na kamenitých a nerovných pozemcích, při nízké nastaveném řezu; všeobecně méně se otupují a poškozují lehké nože.

U některých žacích strojů se používají nože s vyválcovanými nebroušenými břity, které podle srovnávacích měření vykazují vyšší energetickou náročnost. Největší nárůst celkového příkonu žacího stroje byl zjištěn u trávy, a to o 10 až 20 % podle průchodnosti při použití nožů s břity vyválcovanými na poloměr 0,50 až 0,57 mm proti břitům vybroušeným. Přirozeným otupováním břitů příkon žacího stroje dále narůstá. Proto se doporučuje zvláště pro travu periodické broušení nožů. Předpokládá to však možnost jejich snadné výměny, což mnohé stroje nesplňují. Otupené nože způsobují, že řez stonků je roztřepený. Stonky pak více vysychají, strniště hůře obrůstá a při deštivém počasí je více zdravotně ohroženo.

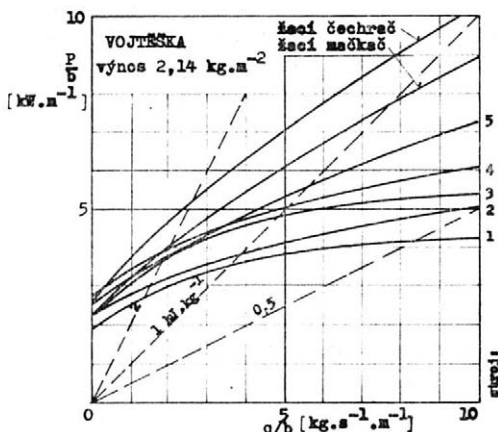
Energie pro urychlení a dopravu pokosu L_d výrazně závisí na konstrukčním uspořádání pracovních prvků žacího ústrojí, na průchodnosti, druhu sečeného materiálu, jeho příp. polehnutí a patrně i na jeho výšce a na podélném sklonu pozemku. Ideálem je odříznutý porost hned dopravit za stroj, aby se nehromadil v žacím ústrojí, kde by byl opakovaně přerežován a docházelo by ke zbytečným ztrátám třením o talíře či bubny. Odhoz však nesmí mít příliš velkou rychlost, k níž by byla nutná velká energie (na urychlení stonků a na doprovodné tření). Tyto protichůdné požadavky je třeba respektovat

vyladěním tvaru pracovních prvků stroje a jeho pracovního prostoru tak, aby vyhověl pro různé sečené materiály, pro jejich různý stav (vlhkost, polehlost apod.) a v dost širokém rozsahu průchodností. To je jeden ze základních předpokladů úspěšného rotačního žacího stroje. Jak ukazují dosavadní zkušenosti, je nutné tomuto hledisku přikládat největší důležitost, neboť každý drobný detail může výrazně ovlivnit energetickou náročnost a pracovní způsobilost stroje. Nemalým úkolem je také účinné a provozně spolehlivé zužování pokoseného porostu shrnovači u žacích strojů s větším záběrem, aby pokos nebyl při následném záběru přejížděn koly traktoru. Výsledky měření ukazují, že pokud je za talíři pod ochranným krytem dostatek prostoru a pokos pravidelně odchází ze stroje, nezvyšují shrnovače příkon stroje. Vhodným vizuálním měřítkem pro správné vyřešení tohoto úkolu je rovnoměrný, pravidelně uspořádaný pokos za žacím strojem bez hromad.

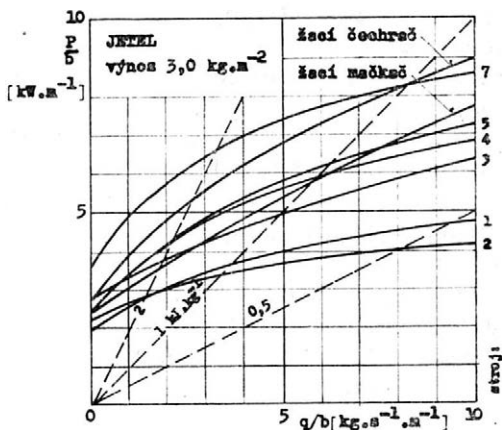
Pro urychlení a dopravu píce jsou u běžných typů rotačních žacích strojů nepříznivé podmínky. Požadované rychlosti vystupujícího materiálu ze žacího stroje (asi $10 \div 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) se dosahuje postupným urychlováním stébel o velmi rychle se pohybující pracovní prvky. Urychlování je však doprovázeno značnými ztrátami třetím. Je zřejmé, že konstrukce je sice jednoduchá, ale urychlení a doprava píce jsou neohospodárné. Podle Randa a Nultyho (1978) činí podíl dopravní energie asi polovinu z celkových energetických nároků. Zásadní řešení tohoto nedostatku by vyžadovalo konstrukci samostatných dopravních prvků pohybujících se podstatně nižší rychlostí podle potřebné rychlosti pro odhoz, u nichž by nedocházelo k takovým ztrátám třetím. Současné konstrukce žacích strojů jsou tedy provázány snahou po vhodném tvarovém řešení jednoduchých pracovních prvků tak, aby se ztráty omezily, i když jde stále jenom o kompromis. Přesto jsou v této oblasti možnosti, které dovolují vytvořit — zvláště u talířových žacích strojů — energeticky účelná řešení. Národním příkladem toho jsou výsledky energetických měření různých rotačních žacích strojů (obr. 5, 6 a 7), podle nichž jsou největší difference mezi jednotlivými stroji způsobeny právě růzností dopravní složky příkonu. Ta úzce souvisí s tvarem talířů, tvarem děličů na krajních talířích pro zúžení pokosu (aby traktor s žacím strojem nepřejížděl řádek z předchozího záběru)



5. Závislosti příkonu na průchodnosti trávy (vztahené na 1 m záběru) pro sedm různých rotačních žacích strojů a dva upravovače píce s talířovým žacím ústrojím; P — prstové ústrojí, PB — protiběžné žací ústrojí (přibližně). Čárkované paprsky udávají hodnoty měrné energie na jednotku hmotnosti pokosu — Relations between the input power and the grass throughput (related to 1 m of working width) for seven different rotary mowers and two hay conditioners with the disk-type mowing mechanism: P — finger mechanism, PB — mowing mechanism with counter-knives (approximately). The values of specific energy per unit mass of cut grass are designated by dashed-line rays



6. Závislosti příkonu na průchodnosti vojtěšky (vztahené na 1 m záběru) pro pět různých rotačních žacích strojů a dva upravovače píce s talířovým žacím ústrojím — Relations of the input power and the throughput of alfalfa (related to 1 m of working width) for five different rotary mowers and two hay conditioners with the disk mowing mechanism



7. Závislosti příkonu na průchodnosti jeřele (vztahené na 1 m záběru) pro sedm různých rotačních žacích strojů a dva upravovače píce s talířovým žacím ústrojím — Relations of the input power and the throughput of clover (related to 1 m of working width) for seven different rotary mowers and two hay conditioners with the disk mowing mechanism

a tvarem nožů. Nože se totiž také podílejí na dopravě, zvláště při vrtulovém nakroucení.

Snaze po odstranění vícenásobných řezů a setrvávání pokosu v pracovním prostoru žacího ústrojí (které je doprovázeno ztrátami třením stébel o talíře) se napomáhá také udělováním vzestupné složky impulsu talířem nebo noži. Tím se lehčí stébla zvedají a stroj vlastně pod takto zvednutým pokosem podjede. Některé stroje mají kuželovité talíře se žebry; pokos se při odříznutí nadhodí a dále se dopravuje nižší obvodovou rychlostí žebry na malém průměru talířů.

Tvarové řešení žacích talířů musí respektovat nejen normální pracovní podmínky, ale i občasné překážky (půdní nerovnosti, krtiny, kameny, křoví), které nemají ohrozit funkci a provozuschopnost stroje. K obtížným situacím patří nájezd na kameny. Jsou-li kameny menší, projdou pod žací lištou, a proto má být přední stěna lišty zdola sešikmena. Větší kameny se buď rozbijí, nebo jsou odhozeny přes lištu. Pro tento případ jsou nože zavěšeny výkyvně, takže se schovávají pod okraj talíře. Průchodu kamenů nad lištou napomáhají oválné typy talířů, jejichž výhodou je, že výškově ohnuté nože se nemohou střetnout se sousedními talíři. U kruhových talířů jsou z tohoto hlediska poměry horší a zapříčení ohnutých nožů se čelí buď relativně malým průměrem talířů s dlouhými noži (horší doprava), nebo otočným i posuvným zavěšením nožů. Nože tak získají schopnost radiálního pohybu na menší poloměr, neboť jejich otočení při střetu se sousedním talířem vždy nestačí.

Dopravní složku příkonu dost ovlivňuje polehnutí porostu, všeobecně ji polehlý porost zvětšuje. Vyšší příkon vyžaduje zvláště porost sečený proti polehnutí, neboť se horní části stonků dostávají do pracov-

ního prostoru stroje, a tedy i na rychle se otáčející prvky dříve, než jsou odříznuty. Na obr. 2 je patrný cca 30% nárůst příkonu pro sečení porostu proti polehnutí, i když polehnutí bylo mírné. Aby se mohl pozemek s polehlým porostem sekat dokola, doporučuje se překlápět porost nízko položenou tyčí umístěnou před žacím ústrojím, aby byl polehlý vždy ve směru jízdy.

Příkony rotačních žacích ústrojí

V práci Vraného [1976] bylo zdůrazněno, že je správnější analyzovat příkony rotačních žacích ústrojí v závislosti na průchodnosti, nikoliv jen na pojezdové rychlosti, která nezahrnuje hmotnost porostu, jež má zásadní význam pro urychlování a dopravu porostu ze stroje. Pro porovnání příkonu rotačních žacích ústrojí různých záběrů jsou na obr. 5, 6 a 7 znázorněny poměrné příkony, vztahující se na 1 m skutečného záběru. Z komerčních důvodů nejsou křivky označeny příslušnými značkami strojů, ale jen čísly; nízká čísla odpovídají strojům s talíři, nejvyšší strojům s bubny.

Všeobecně platí, že nejmenší energetické nároky vyžaduje sečení jetele, větší jsou u vojtěšky a největší u travy.

Závislost příkonu P rotačních žacích ústrojí na průchodnosti q není lineární, má mocninový tvar typu

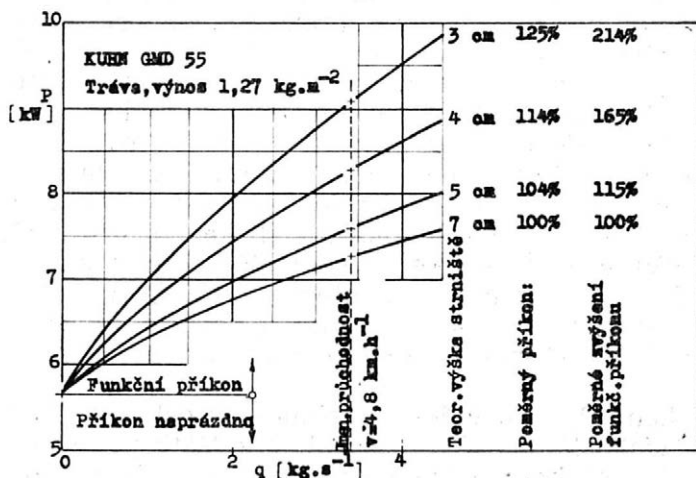
$$P = P_0 + b \cdot p \cdot q^c$$

kde: mocnitel $c < 1$

b — šířka skutečného záběru stroje

p — měrný příkon (pro jednotkovou průchodnost a záběr)

Podle obr. 5 až 7 bývají hodnoty P_0/b (na svislé ose) všeobecně nižší u bubnových strojů (vzhledem k jednodušším převodům), ale hodnoty P/b , zvláště při vyšších průchodnostech, bývají nižší u strojů talířových. To svědčí o jejich energetických přednostech, k nimž přistupuje obvykle i lepší kvalita práce a nižší hmotnost na jednotku záběru (cca o třetinu); vzhledem k větší složitosti bývají tyto stroje investičně náročnější.



8. Zhodnocení vlivu teoretické výšky strniště na příkon pětitalířového žacího stroje o záběru 2 m — Evaluation of the influence of the theoretical height of stubble on the input power of a five-disk mower with the working width of 2 m

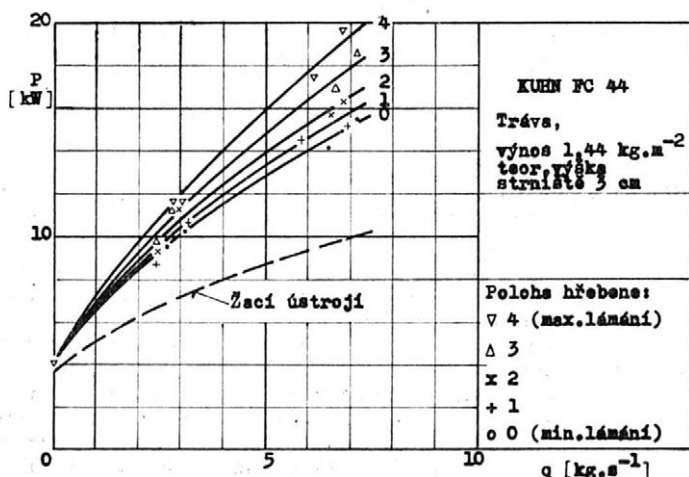
Na obr. 5 vyznačené lineární závislosti pro prstové a protiběžné žací ústrojí [V r a n ý, 1966] ukazují na jejich přibližnou vzájemnou shodu v energetické náročnosti, která je zhruba 2,5krát nižší než u dobrých strojů rotačních.

Byl také zkoumán vliv teoretické, tj. na stroji předem nastavené výšky řezu (strniště) na příkon rotačních žacích ústrojí. Tento vliv nebyl dosud hodnocen, ač není malý a zvláště u trávy, u níž se požaduje velmi nízké strniště, má značný význam. Výsledky tohoto výzkumu, provedeného s talířovým žacím strojem KUHN GMD 55 na mírně nerovném pozemku s trávou, jsou uvedeny na obr. 8. Příčinou růstu příkonu s klesající výškou řezu je větší zasahování nožů do pevných travních krčků a patrně občas i do půdy. Požadavek nízkého sřezu je tedy vykoupěn vyšší energetickou náročností — v daném případě až o 25 % — a je odůvodněn jen u travin.

Energetický výzkum kompaktního žacího čechrače KUHN FC 44 s regulací lámacího účinku různou polohou lámacího hřebene, který více či méně zasahuje do dráhy cepového rotoru dopravujícího posečený porost za stroj, umožnil zjistit, jak se zvyšuje energetická náročnost při čechráně proti nárokům samotné talířové žací lišty. Výsledky měření na obr. 9 ukazují, že i při zcela vyřazeném lámacím hřebenu se zvyšuje příkon žacího ústrojí zařazením čechrače s odklopným hřebenem cca o 50 % a při zcela přiklopeném hřebenu (s maximálním lámacím účinkem) až o 95 %. Pro některé pícniny není čechráně vhodné (např. u jetele vznikají ztráty odtrháváním lupínků a vrcholů stonků), ale u jmenovaného stroje není možné čechrač vyřadit. Z tohoto důvodu jsou vhodnější soupravy rozdělené, které lze kompletovat podle potřeby, a zabránit tak nežádoucím ztrátám na porostu i na energii. Proto se v ČSSR postupuje touto cestou a úloha čechrače spočívá hlavně v rozhození řádku nakupeného mezi koly traktoru při předchozí jízdě, aby pokos rovnoměrně a rychle prosychal.

Z charakteru závislosti na obr. 5, 6, 7 vyplývá, že při vyšší průchodnosti, a na určitém porostu tedy při vyšší pojezdové rychlosti, připadá na jednotku hmotnosti pokosu nižší energetický nárok. Pro jeho stanovení jsou v těchto grafech vyznačeny čárkovaně paprsky stálých měrných energií. Dobré energetické poměry u rotačních žacích strojů

9. Zhodnocení vlivu intenzity úpravy trávy čtyřtalířovým žacím strojem o záběru 1,6 m s bubnovým upravovačem s cepy; intenzita odírání pokosu se řídí výklonem hřebene do dráhy cepů — Evaluation of the influence of hay conditioning intensity by a four-disk mower with the working width of 1.6 m with a flail-type cylinder conditioner; the intensity of hay conditioning is given by the comb incline in the flail track



odpovídají odběru měrné energie pod hodnotu $1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Pro praxi to znamená pracovat s rotačními žacími stroji při rychlostech $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a více. Limitujícím činitelem bývá nerovnost pozemku a výskyt větších kamenů v porostu. Má-li se tedy plně využít dobrých vlastností rotačních žacích strojů a zmírnit jejich vyšší energetická náročnost, vyžaduje to předchozí předvegetační přípravu pozemků (vyrovnání povrchu, sběr kamene).

Současné rotační žací stroje mají při jmenovitých otáčkách obvodovou rychlost nožů kolem $80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; tato rychlost je dostatečná pro sečení všech porostů i s otupenými noži. Proto je zbytečné a hlavně z energetického hlediska nesprávné jmenovité otáčky překračovat. Např. traktory Zetor lze přetáčet cca o 17 %, což vede u rotačních žacích strojů k 20 % zvýšení příkonu při sečení. Proto naopak u porostů typu vojtěšky či jetele je výhodné pracovat při snížených otáčkách (např. 90 % jmenovitých), ale při dostatečně pojezdové rychlosti zařazením vyššího převodového stupně traktoru. Praktickými kritérii mezi v této tendenci je výška strniště, kvalita řezu a plynulý tok pokosu.

Literatura

- VRANÝ, Z.: Výzkum silových a energetických poměrů žacích strojů. In: Sbor. prací VÚZS v Praze-Chodově, Praha 1966.
- VRANÝ, Z.: Výzkum energetických a silových poměrů rotačního žacího stroje RŽS 160. [Výzkumná zpráva č. 2819.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1970.
- VRANÝ, Z.: Energetické porovnání rotačních žacích strojů. [Výzkumná zpráva č. 3366.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1974.
- VRANÝ, Z.: Energetické poměry žacího stroje Harvall 170. [Výzkumná zpráva č. 3442.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1975.
- VRANÝ, Z.: Energetické poměry rotačních žacích strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 12, s. 715-726.
- VRANÝ, Z.: Energetická náročnost, funkční a pevnostní poměry rotačních žacích strojů. [Výzkumná zpráva č. 4206.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1981.
- VRANÝ, Z.: Energetický výzkum žacího stroje SP-9-061. [Výzkumná zpráva č. 4378.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1982.
- LILJEDAHN, J. B. a kol.: Measurement of shearing energy. Agric. Engng, 42, 1961, s. 298.
- CARLSON, R. D. a kol.: Utilizing particle trajectories in rotary mower design. Trans. ASAE, 1973, č. 16, s. 1068.
- DOBLER, K.: Schnitvorgang, Leistungsbedarf und Schnittqualität beim Mähen in freiem Schnitt. Landtechnik, 1, 1973.
- RANDAL, D. M. Mc — NULTY, P. B. Mc: Impact cutting behaviour of forage crops I, II. J. agric. Engng. Res., 1978, č. 23.

Došlo dne 2. 3. 1983

ВРАНЫ, З. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): Энергетическая требовательность эксплуатации сенокосилки. Земед. Techn., 29, 1983 (7): 385-397.

Требования высокой производительности труда и мощности в современном сельскохозяйственном производстве и травосеянии ведут к широкому применению ротационных косилок и др. орудий. По сравнению с классическим пальцевым механизмом ротационные механизмы могут работать при повышенной работоспособности (скорость передвижения в два раза выше) постоянно с хорошим качеством работы. Следовательно, эти преимущества были достигнуты за счет большей энерговооруженности (приблизительно на 150 %), повышенной массы, сложности, а также цены приобретения. Если же полностью использовать хорошие свойства ротационных косилок при не слишком повышенных затратах производства и ограниченном потреблении горючего, необходимо соблюдать следующее: в конструкции и производстве

машин учесть все данные исследования и испытаний, в области сельского хозяйства заранее подготовить поля и, со стороны водителя — выбрать оптимальный рабочий режим машин. Из сравнения барабанных и дисковых ротационных косилок, что касается энергии и массы, лучшими оказываются дисковые косилки; конструкция позволяет высокопроизводительные широкозахватные тракторные и самоходные косилки.

эксплуатационные свойства косилок; энергетика косилок; оптимализация рабочего режима

VRANÝ, Z. (Agrozet, Concern Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Energy Demands of the Operation of Mowing Machines*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7) : 385-397.

The requirements of high labor productivity and output in modern agricultural and fodder production stimulated a large-scale introduction of rotary mowing machines and mechanisms. In comparison with traditional finger-type mechanisms, the operating efficiency of rotary mechanisms is higher, the travel rate is double and the quality of work is good. These advantages are paid for by approximately 150 % higher energy demands, higher mass, complexity and higher purchase prices. A lot of conditions must be fulfilled to make full use of the good properties of rotary mowers, not increasing much the operational costs and with limited consumption of propellants: knowledge obtained by research and tests should be applied to the design and make of machines, fields should be prepared in advance, and the operators should choose the optimum work regime of machines. Comparing the cylinder-type and disk rotary mowers, the disk machines are better from the aspect of energy consumption and mass, enabling the design of high-performance mowing machines with wide working width, both mounted to tractors and self-propelled ones.

operational properties of mowers; energy demands of mowers; optimum operational regime

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 00 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.

KALMÁR, V.

C 24.245/169

Alkatrészek felújítása hegesztéssel.

Budapest, Agroinform 1982. 2 s., 4 obr. Müszaki fejlesztési eredmények 169/1982. (Zemědělské stroje — náhradní díly — opravy — navařování)

GOCKLER, L. — BÁNHÁZI, G.

C 24.245/157

A hajtóanyag-fogyasztás mérése mezőgazdasági erőgépeknél.

Budapest, Agroinform 1982. 2 s., 5 obr. Müszaki fejlesztési eredmények 157/1982. (Zemědělské stroje — pohonné hmoty — spotřeba — měření — přístroje)

D 73.474

Rationalisierung des Transportes — Senkung des Kraftsstoffverbrauches.

Dresden, Abteilung Land- und Nahrungsgüterwirtschaft 1982. 25 s., 7 tab. (Pohonné látky — zemědělství — spotřeba — snižování)

D 73.541

Posobije rukovoditelja sel'skogo avtotransportnogo predprijatija.

Kijev, Urožaj 1982. 343 s., 11 obr., 60 tab. (Doprava automobilová — zemědělství — závody — řízení — příručka)

Mechanizacija obrabotki počvy i poseva.

D 55.119/82/85

Gorki, Belorus. sel'skochoz. akademija 1982. 84 s., obr., tab. Sbornik naučnych trudov, vyp. 85. (Půda — obdělávání — mechanizace / Setí — mechanizace — sborník — SSSR-BSSR)

KROMER, K. H.

D 31.783/1982/92

Maschinen für die Brachlandpflege.

Bonn, AID 1982. 40 s., 9 tab., 23 obr.; res. něm. AID 92/1982. (Úhory — obdělávání — mechanizace / Úhory — zúrodnění — mechanizace)

SNIŽOVÁNÍ ZÁTĚŽE OBSLUHY SKLÍZECÍCH MLÁTIČEK

J. Staněk, M. Lehocký

STANĚK, J. — LEHOCKÝ, M. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Snižování zátěže obsluhy sklízecích mlátiček*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7) : 399-416.

V příspěvku jsou hodnoceny v našem zemědělství používané samojízdné sklízecí mlátičky E-512, E-516, SK-5 Niva a SK-6 Kolos, a to z hlediska ovládání a vynaložené námahy při obsluze. U sledovaných strojů byly zejména zjišťovány ovládací síly, parametry ovladačů a jejich umístění v rámci pracovního prostoru. Rovněž byly zjišťovány frekvence použití jednotlivých ovladačů v pracovním nasazení strojů. Z uskutečněných měření a ze vzájemného porovnání strojů vyplynuly jednak nedostatky v řešení ovládání, zejména z hlediska umístění ovladačů, ovládacích sil i vlastního řešení, jednak přednosti použití hydraulického pojezdu s ohledem na celkové zjednodušení ovládání a hydraulického přenosu ovládacích impulsů na podstatné snížení ovládací síly, a tím i vynakládané práce. Na základě dosažených výsledků a poznatků bylo navrženo ovládání sklízecích mlátiček.

sklizeň obilí; samojízdné sklízecí mlátičky; pracovní zátěž obsluhy

Jedním z hlavních hledisek vspělosti zemědělské techniky je nejen výkon a kvalita práce, ale i přiměřená zátěž obsluhy z hlediska omezené senzorické, mentální a motorické kapacity člověka. Při řešení strojů je třeba vycházet ze zásady, že člověku jako rozhodujícímu, ale i nejslabšímu článku systému člověk — stroj — prostředí je nutno přizpůsobit ostatní články systému. Znamená to vytvořit takové pracovní podmínky, aby bylo možné pracovat se stroji i dlouhodobě bez negativního vlivu na člověka. V opačném případě vzniká nadměrná fyzická a psychická zátěž, a tím únava, snižuje se pozornost a výkonnost a poškozuje se zdraví. K řešení problému přizpůsobení techniky člověku a vytvoření optimálních pracovních podmínek má přispět i tato práce, která se zabývá snížením zátěže při ovládání samojízdných sklízecích mlátiček.

METODIKA

Abychom získali základní poznatky o jednotlivých ovladačích, měřili jsme u sledovaných strojů ovládací síly, dráhy ovladačů a časy nutné k provedení ovládacích úkonů. Propočítali jsme práci vykonanou při jednom ovládacím úkonu a vynaložený výkon. Zjištěné ovládací síly jsme vyhodnotili z hlediska limitních hodnot uvedených v ČSN 47 0002 (1973). K měření sil na ovladačích bylo použito speciální tenzometrické zařízení.

Dále jsme v provozním nasazení zjišťovali frekvence ovládacích pohybů, abychom mohli analyzovat pracovní závažnost ovladačů a hodnotit jejich umístění

v pracovním prostoru. Tyto časové údaje, vztažené na hodinový provoz stroje v čase T_{04} , byly použity k zhodnocení ovládací činnosti a rozdělení na jednotlivé končetiny, ke zjištění hodnot vykonané práce, času na manipulaci během jedné hodiny práce a charakteru ovladače z hlediska frekvence jeho použití. Frekvence používání ovladačů byla hodnocena takto (K r u l i š, 1976): trvale používané ovladače — minimálně 500 pohybů za 8 hodin, velmi často používané — 100 až 500 pohybů za 8 hodin, často používané — 20 až 100 pohybů a zřídka používané ovladače maximálně 20 pohybů za 8 hodin. Četnost ovládacích pohybů byla měřena elektromagnetickými impulsními počítadly.

K hodnocení ovládacího systému co do počtu, rozmístění a řešení ovladačů byla vypracována schémata ovládání strojů a umístění ovladačů v pracovním prostoru. Optimální manipulační a pedipulační prostor a umístění jednotlivých ovladačů jsme zjišťovali měřením za pomoci speciálního zařízení podle vztažného bodu H , určeného normou ISO/DIS 5353. Při měření bylo sedadlo zatíženo hmotností 75 kg. Umístění jednotlivých ovladačů a jejich polohy jsme měřili podle souřadného systému s pomoci vztažného bodu v závislosti na podélné ose sedadla. Zjištěné hodnoty jsme graficky znázornili v půdorysném i bokorysném průmětu a vyhodnotili z hlediska sfér dosahu při ovládání (Š m í d, 1977).

K řešení byly zvoleny samojízdné sklízecí mlátičky používané u nás v současné době, a to E-512 (NDR), E-516 (NDR), SK-5 Niva (SSSR) a SK-6 Kolos (SSSR). Technický stav těchto strojů byl v době sledování uspokojivý.

Frekvenci použití ovladačů jsme sledovali v provozním nasazení strojů při sklizni obilí (ječmen, pšenice) na pozemcích odpovídajících charakterem, tvarem a velikostí velkovýrobním podmínkám. Získané údaje z této oblasti jsou průměrnými hodnotami ze tří celosměnových měření uskutečněných v normálních klimatických a půdních podmínkách (S t a n ě k, 1980).

VÝSLEDKY

Z údajů uvedených v tab. I—IV je patrné, že jednotlivé typy sklízecích mlátiček se od sebe liší počtem ovladačů a jejich rozdělením na jednotlivé končetiny pouze s menšími rozdíly. Většina ručních ovladačů připadá na pravou ruku.

Výsledky měření ovládacích sil (tab. I—IV) ukazují ve srovnání s ČSN 47 0002, že jsou překračovány nejvyšší přípustné hodnoty u některých ručních i nožních ovladačů. Sklízecí mlátička E-512 má nevyhovující parametry pedálů nožní brzdy (19), protože limit zdvihu pedálu je překročen o 50 mm. O ovládacích sklízecích mlátičky E-512 se dá celkově konstatovat, že ovládací síly jsou dost vysoké, což se týká zejména páky maximálního spuštění mlátičkového koše (5), páky zapínání mlátičky (6) a páky ruční brzdy (16). Rovněž pedál nožní brzdy (19) vyžaduje vysokou ovládací sílu. Také u sklízecích mlátičky E-516 jsou síly na některých ovládacích poměrně vysoké. Podle ČSN 30 0725 (1972) nevyhovují páka zapínání žacího ústrojí 3) — (naměřeno 110 N, limit 60 N), pedál vypínání žacího ústrojí (12) — (naměřeno 200 N, limit 150 N) a pedál vertikální regulace žacího ústrojí (13) — (naměřeno 180 N, limit 150 N). U sklízecích mlátičky SK-5 Niva vyhovují síly na ovládacích, pouze pedál spojky (17) má zdvih o 50 mm vyšší. Poněkud horší parametry než předcházející stroj má sklízecí mlátička SK-6 Kolos, u níž je překračován limit ČSN 47 0002 (1973) u páky zapínání žacího ústrojí (16) — (naměřeno 150 N, limit 120 N) a zdvih pedálu spojky (7) byl naměřen o 50 mm delší. Byl překročen i limit u páky nastavení mezery mezi bubnem a košem (4) — (naměřeno 150 N, limit 120 N) a u páky ruční brzdy (6) — (naměřeno 150 N, limit 120 N).

Bylo uskutečněno porovnání ověřovaných typů z hlediska průměrné síly na ovladači. Nejnižší ovládací síla (52,7 N) byla zjištěna u mlá-

tičky SK-5, u mlátičky SK-6 to bylo 61 N, u mlátičky E-512 84 N, u mlátičky E-516 88 N. Podobně jsme propočítali průměrnou vykonanou práci při jednom úkonu (J) a průměrný výkon při práci s ovladačem (W). Výsledky potvrdily, že ovládání sklízecí mlátičky SK-5 Niva je z tohoto hlediska nejvýhodnější. Další pořadí je: E-512 a E-516.

Porovnání jednotlivých typů z hlediska frekvence ovládání je obtížné, neboť je zkreslováno některými činiteli, jako je stav stroje, individuální způsob obsluhy, tvar a velikost pozemku, organizace práce aj.

Ze srovnání čtyř typů obilních sklízecích mlátiček (tab. V—VIII) vyplynuly tyto skutečnosti: Počet ovládacích pohybů za hodinu práce v čase T_{04} byl poměrně vyrovnaný a pohyboval se v rozmezí 800 až 934 pohybů. Při ovládání byla vykonána práce v rozmezí 4920 až 8239,7 J · h⁻¹. Stejně jako u ostatních mobilních mechanizačních prostředků připadá většina pohybů na manipulaci s volantem, a to zejména na pohyby do 45°. Dále byla nejvíce zatížena pravá ruka (9,6—24,6 %), na kterou připadají nejpoužívanější ovladače, zejména páka variátoru, páka řazení převodových stupňů, páka vertikální regulace žacího ústrojí a páka regulace dávky paliva. Manipulaci při ovládání ověřovaných strojů lze charakterizovat odlišnostmi v konstrukci ovládacího systému, způsobem jízdy, stavem stroje a tvarem a velikostí pozemku. Odlišnou konstrukci ovladačů má zejména sklízecí mlátička E-516, u níž je hydraulický pojezd stroje ovládán pákou pojezdu (8) a vertikální regulace žacího ústrojí (13) a vypínání žacího ústrojí (12) jsou zajišťovány na rozdíl od jiných typů sklízecích mlátiček pedály. Pozornost si zasluhuje i kumulace funkcí několika ovladačů v jeden, čímž se zmenší celkový počet ovladačů (9 A, B, C; 10 A, B, C). Tento technicky vyspělý stroj se ukázal jako nejnáročnější z hlediska vykonané práce (8,239 J), což vyplývá i ze značné potřeby práce při manipulaci s volantem, s pákou zapínání žacího ústrojí (3) a dalších ovladačů vyžadujících velké ovládací síly. Jinak se ověřované sklízecí mlátičky ukázaly jako poměrně vyrovnané z hlediska celkového počtu ovládacích pohybů a spotřeby práce na manipulaci. Nápadný byl vysoký počet manipulací s variátorem při práci strojů SK-5 a SK-6, což lze přičíst stavu porostu.

Zajímavý údaj vyplývající z tab. V—VIII je čas spotřebovaný na vlastní ovládání — z celkového času T_{04} činil 16,15 až 20,66 %. Značí to, že za jednu hodinu práce stroje (T_{04}) bylo na ovládání strojů spotřebováno u sklízecích mlátiček 10 až 12'. Tyto údaje, byť i ne zcela přesné, jsou velmi důležité z hlediska představy o ovládací činnosti, která bývá zkreslena, jak vyplývá z údajů o frekvenci ovládacích pohybů, uvedených v ČSN 47 0002 (1973).

V další části práce jsme zaměřili pozornost na umístění ovladačů na pracovních místech strojů. Hodnotili jsme jejich umístění v pracovním prostoru vzhledem k vztažnému bodu na sedadle stroje, což je uvedeno v půdorysném a bokorysném průmětu na obr. 1—4. Z těchto hodnot vyplývá:

U sklízecí mlátičky E-512 (obr. 1) lze považovat za nejdůležitější ovladače volant (1), páku variátoru pojezdu (10), páku vertikální regulace žacího ústrojí (11) a páku regulace dávky paliva (13). Všechny tyto exponované ovladače používané trvale (1) a velmi často (10, 11, 13) jsou umístěny v pracovním prostoru. Mimo pracovní prostor jsou: páka zapínání žacího ústrojí (7), kterou lze charakterizovat jako

I. Základní hodnoty při ovládání sklízecí mlátičky E-512 — Basic values of the control of E-512 harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Ovládací síla (N)	Dráha ovladače (m)	Doba působení na ovladač (s)	Vykonaná práce při jednom úkonu (J)	Výkon při práci s ovladačem (W)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	35	1,41 0,17	3,0 0,5	49,35 5,95	16,45 11,90
2	Páka rozpojování brzd	levá nebo pravá ruka	35	0,06	1,0	3,10	2,10
3	Klika regulace otáček přiřhaněče	levá ruka	neměřeno				
4	Páka nastavení mezery mezi bubnem a košem	levá ruka	90	0,45	1,0	40,50	40,50
5	Páka maximálního spuštění mláticího koše	levá ruka	100	0,45	3,0	45,00	15,00
6	Páka zapínání mlátičky	levá ruka	100	0,57	5,0	57,00	11,40
7	Páka zapínání žacího ústrojí	levá ruka	75	0,72	2,0	54,00	27,00
8	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	70	0,82	1,5	57,40	38,26
9	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	60	0,14	2,0	8,40	4,20
10	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	20	0,08	2,0	1,60	0,80
11	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	20	0,08	1,0	1,60	1,60
12	Páka vertikálního nastavení přiřhaněče	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
13	Páka regulace dávky paliva	pravá ruka	45	0,21	1,0	9,45	9,45
14	Klika horizontálního nastavení přiřhaněče	pravá ruka	neměřeno				
15	Páka automatické regulace výšky strniště	pravá ruka	110	0,25	1,5	27,50	18,33
16	Páka ruční brzdy	pravá ruka	125	0,48	1,5	97,50	65,00
17	Páka regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka	neměřeno				
18	Pedál spojky	levá noha	150	0,15	2,0	22,50	11,25
19	Pedál nožní brzdy	pravá noha	200	0,10	2,0	20,00	10,00

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Ovládací síla (N)	Dráha ovladače (m)	Doba působení na ovladač (s)	Vykonaná práce při jednom úkonu (J)	Výkon při práci s ovladačem (W)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Volant: - plné otočení — do 45°	obě ruce	40	1,25 0,15	3,0 0,5	50,00 6,00	16,66 12,00
2	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	60	0,60	1,5	36,00	24,00
3	Páka zapínání žacího ústrojí	levá ruka	110	0,68	2,0	74,80	37,40
4	Páka zapínání mlátičky	levá ruka	200	0,68	4,0	136,00	27,20
5	Páka maximálního spuštění mláticího koše	levá ruka	150	0,80	3,0	120,00	40,00
5A	Točítka pro nastavení mezery mezi bubnem a košem	levá ruka	neměřeno				
6	Páka ruční brzdy	pravá ruka	30	0,20	0,5	6,00	12,00
7	Páka zpětného chodu žacího ústrojí	pravá ruka	70	0,27	0,5	18,90	37,80
8	Páka pojezdu	pravá ruka	50	0,25	4,0	12,50	3,12
9	Páka ovládání přihrádky: A: horizontální nastavení B: vertikální nastavení C: otáčky	pravá ruka pravá ruka pravá ruka	70 60 50	0,08 0,03 0,07	1,0 0,5 1,0	5,60 1,80 3,50	5,60 3,60 3,50
10	Páka: A ₁ naklápění šnekového dopravníku A ₂ zpětného chodu ventilátoru B blokování vychýlení žacího ústrojí C regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka pravá ruka pravá ruka pravá ruka	70 70 50 60	0,07 0,07 0,02 0,07	1,0 1,0 1,0 1,0	4,90 3,90 1,00 4,20	4,90 4,90 1,00 4,20
11	Páka regulace dávky paliva	pravá ruka	45	0,24	1,5	10,80	7,20
12	Pedál vypínání žacího ústrojí	levá noha	200	0,07	0,5	14,00	28,00
13	Pedál vertikální regulace žacího ústrojí	pravá noha	180	0,05	0,5	9,00	18,00

III. Základní hodnoty při ovládání sklízecí mlátičky SK-5 Niva — Basic values of the control of SK-5 Niva harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Ovládací síla (N)	Dráha ovladače (m)	Doba působení na ovladač (s)	Vykonaná práce při jednom úkonu (J)	Výkon při práci s ovladačem (W)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	30	1,34 0,16	3,0 0,5	40,20 4,80	13,40 9,60
2	Páka regulace dávky paliva	levá ruka	10	0,22	1,0	2,20	2,20
3	Páka ruční brzdy	levá ruka	90	0,13	1,0	11,70	11,70
4	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	20	0,16	2,0	3,20	1,60
5	Páka zapínání šnekového dopravníku	pravá ruka	10	0,20	2,0	2,00	1,00
6	Páka vibrátoru zásobníku	pravá ruka	10	0,20	1,0	2,00	2,00
7	Páka horizontálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	40	0,10	1,0	3,00	4,00
8	Páka čističe síta chladiče	pravá ruka	70	0,10	1,0	7,00	7,00
9	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	25	0,10	1,0	2,50	2,50
10	Páka regulace otáček přiřaněče	pravá ruka	35	0,10	1,0	3,50	3,50
11	Páka vertikálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	40	0,10	1,0	4,00	4,00
12	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	40	0,10	1,0	4,00	4,00
13	Páka nastavení mezery mezi bubnem a košem	pravá ruka	40	0,13	1,0	5,20	5,20
14	Páka zapínání mlátičky	pravá ruka	50	0,47	1,5	23,50	15,66
15	Páka zapínání žacího ústrojí	pravá ruka	50	0,60	1,5	30,00	20,00
16	Páka regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka	100	0,13	1,0	13,00	13,00
17	Pedál spojky	levá noha	140	0,20	1,0	28,00	28,00
18	Pedál nožní brzdy	pravá noha	150	0,10	1,0	15,00	15,00

IV. Základní hodnoty při ovládání sklízecí mlátičky SK-6 Kolos — Basic values of the control of SK-6 Kolos harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Ovládací síla (N)	Dráha ovladače (m)	Doba působení na ovladač (s)	Vykonaná práce při jednom úkonu (J)	Výkon při práci s ovladačem (W)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	30	1,32 0,16	3,0 0,5	39,60 4,80	13,20 9,60
2	Páka regulace dávky paliva	levá ruka	35	0,22	1,0	7,70	7,70
3	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	10	0,20	2,0	2,00	1,00
4	Páka nastavení mezery mezi bubnem a košem	levá ruka	150	0,18	1,0	27,00	27,00
5	Páka regulace otáček mláticího bubnu	levá ruka	60	0,12	1,0	7,20	7,20
6	Páka ruční brzdy	levá ruka	150	0,13	1,0	19,50	19,50
7	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	50	0,16	2,0	8,01	4,00
8	Páka regulace otáček přiřaněče	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
9	Páka vertikálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
10	Páka vibrátoru zásobníku	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
11	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
12	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
13	Páka čističe síta chladiče	pravá ruka	20	0,10	1,0	2,00	2,00
15	Páka zapínání mlátičky	pravá ruka	60	0,47	2,0	28,20	14,10
16	Páka zapínání žacího ústrojí	pravá ruka	150	0,60	2,0	90,00	45,00
17	Pedál spojky	levá noha	155	0,20	1,0	31,00	31,00
18	Pedál nožní brzdy	pravá noha	60	0,10	1,0	6,00	6,00
19	Pedál kopkovače	pravá noha	40	0,15	1,0	6,00	6,00

V. Frekvence ovládacích pohybů při obsluze sklízecí mlátičky E-512 — Frequency of control operations during the manipulation of E-512 harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Počet pohybů za hodinu (T_{04})	Podíl počtu pohybů na jednotlivé končetiny (%)	Vykonaná práce při ovládání stroje za hodinu (J)	Podíl vykonané práce na jednotlivé končetiny (%)	Čas na manipulaci během 1 hodiny práce (s)	Ovladač používaný
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Volant: — plné otočení	obě ruce	8	83,37	394,80	69,65	24	trvale
2	— do 45°		659		3921,05		329,5	
3	Páka rozpojování brzd	levá nebo pravá ruka	—		—		—	
4	Klika regulace otáček přiřaněče	levá ruka	—	3,00	—	21,68	—	zřídka
5	Páka nastavení mezery mezi bubnem a košem	levá ruka	—		—		—	
6	Páka maximálního spuštění mláticího koše	levá ruka	—		—		—	
7	Páka zapínání mlátičky	levá ruka	9	12,25	513,00	4,67	45	velmi často
8	Páka zapínání žacího ústrojí	levá ruka	9		486,00		18	
9	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	6		344,40		9	
10	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	1	12,25	8,40	4,67	2	zřídka
11	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	35		56,00		70	
12	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	44		70,40		44	
13	Páka vertikálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	2	12,25	3,20	4,67	2	zřídka
14	Páka regulace dávky paliva	pravá ruka	16		151,20		16	
15	Klika horizontálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	—		—		—	
16	Páka automatické regulace výšky strniště	pravá ruka	—	1,38	—	4,00	—	velmi často
17	Páka ruční brzdy	pravá ruka	—		—		—	
18	Páka regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka	—		—		—	
19	Pedál spojky	levá noha	11	0	247,50	4,00	22	často
	Pedál nožní brzdy	pravá noha	—		—		—	
Celkem			800	100,00	6195,95	100,00	581,5	

VI. Frekvence ovládacích pohybů při obsluze sklízecí mlátičky E-516 — Frequency of control operations during the manipulation of E-516 harvester-thresher

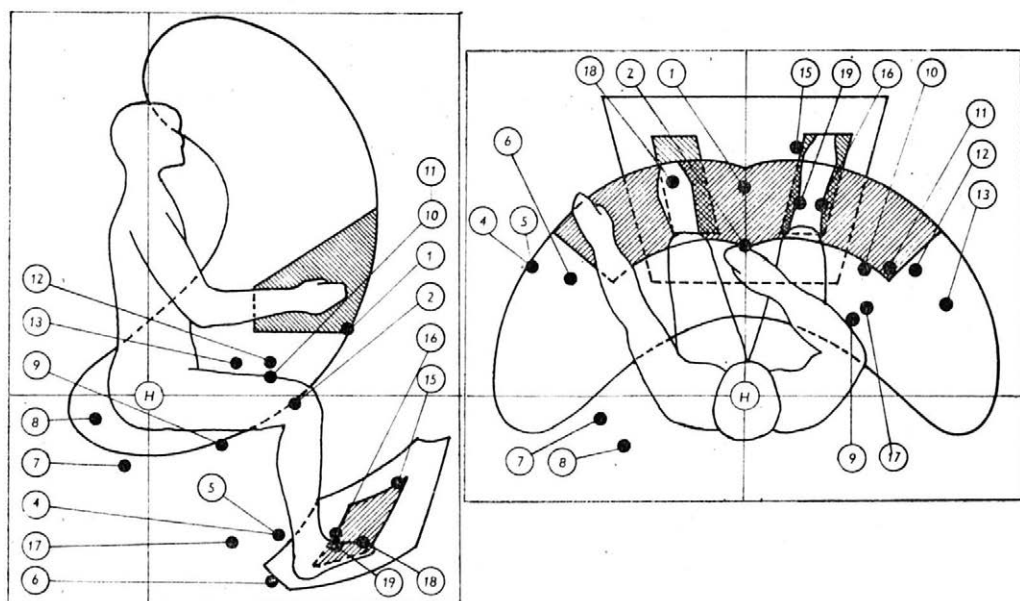
Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Počet pohybů za hodinu (T_{04})	Podíl počtu pohybů na jednotlivé končetiny (%)	Vykonaná práce při ovládání stroje za hodinu (J)	Podíl vykonané práce na jednotlivé končetiny (%)	Čas na manipulaci během 1 hodiny práce (s)	Ovladač používaný
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	12 } 690 }	78,43	600,00 } 4140,00 }	57,52	36 345	trvale
2	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	8 }		286,00 }		12	často
3	Páka zapínání žacího ústrojí	levá ruka	19 }		1421,20 }		38	velmi často
4	Páka zapínání mlátičky	levá ruka	1 }		136,00 }		5	zřídka
5	Páka maximálního spuštění mláticího koše	levá ruka	— }	3,14	— }	22,37	—	zřídka
5A	Točítka pro nastavení mezery mezi bubnem a košem	levá ruka	— }		— }		—	zřídka
6	Páka ruční brzdy	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
7	Páka zpětného chodu žacího ústrojí	pravá ruka	— }		755,00 }		—	zřídka
8	Páka pojezdu	pravá ruka	62 }		— }		248	velmi často
9	Páka ovládání přihaňče: A: horizontální nastavení B: vertikální nastavení C: otáčky	pravá ruka pravá ruka pravá ruka	— 14 — }	9,61	25,20 — — }	10,80	— 7 —	zřídka velmi často zřídka
10	Páka: A ₁ : naklápění šnekového dopravníku A ₂ : zpětného chodu ventilátoru B: blokování vychýlení žacího ústrojí C: regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka pravá ruka pravá ruka pravá ruka	3 — — — }		14,70 — — — }		3 — — —	často zřídka zřídka zřídka
11	Páka regulace dávky paliva	pravá ruka	7 }		75,60 }		10,5	často
12	Pedál vypínání žacího ústrojí	levá noha	11 }	1,22	154,00 }	1,87	5,5	často
13	Pedál vertikální regulace žacího ústrojí	pravá noha	68 }	7,60	612,00 }	7,44	34,0	trvale
Celkem			895	100,00	8239,7	100,00	744,0	

VII. Frekvence ovládacích pohybů při obsluze sklízecí mlátičky SK-5 Niva — Frequency of control operations during the manipulation of SK-5 Niva harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Počet pohybů za hodinu (T_{04})	Podíl počtu pohybů na jednotlivé končetiny (%)	Vykonaná práce při ovládání stroje za hodinu (J)	Podíl vykonané práce na jednotlivé končetiny (%)	Čas na manipulaci během 1 hodiny práce (s)	Ovladač používaný
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	12 } 646 }	74,95	482,40 } 3100,80 }	72,83	36 323	trvale
2	Páka regulace dávky paliva	levá ruka	24 }	2,73	52,80 }	1,07	24	velmi často
3	Páka ruční brzdy	levá ruka	— }		— }		—	zřídka
4	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	15 }		48,00 }		30	velmi často
5	Páka zapínání šnekového dopravníku	pravá ruka	10 }		20,00 }		20	často
6	Páka vibrátoru zásobníku	pravá ruka	6 }		12,00 }		6	často
7	Páka horizontálního nastavení přihaněče	pravá ruka	— }		— }		...	zřídka
8	Páka čističe síta chladiče	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
9	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	120 }		300,00 }		120	trvale
10	Páka regulace otáček přihaněče	pravá ruka	— }	20,61	— }	17,57	—	zřídka
11	Páka vertikálního nastavení přihaněče	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
12	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	14 }		56,00 }		14	často
13	Páka nastavení mezery mezi bubnem a košem	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
14	Páka zapínání mlátičky	pravá ruka	8 }		188,00 }		12	často
15	Páka zapínání žacího ústrojí	pravá ruka	8 }		240,00 }		12	často
16	Páka regulace otáček mláticího bubnu	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
17	Pedál spojky	levá noha	15 }	1,71	420,00 }	8,53	15	často
18	Pedál nožní brzdy	pravá noha	— }	0	— }	0	—	zřídka
Celkem			878	100,00	4920,00	100,00	612	

VIII. Frekvence ovládacích pohybů při obsluze sklízecí mlátičky SK-6 Kolos — Frequency of control operations during the manipulation of SK-6 Kolos harvester-thresher

Číslo pozice	Ovladač	Ovládání	Počet pohybů za hodinu (T_{04})	Podíl počtu pohybů na jednotlivé končetiny (%)	Vykonaná práce při ovládání stroje za hodinu (J)	Podíl vykonané práce na jednotlivé končetiny (%)	Čas na manipulaci během 1 hodiny práce (s)	Ovladač používaný
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Volant: — plné otočení — do 45°	obě ruce	18 } 622 }	68,53	712,80 } 2985,60 }	56,69	54 311	trvale
2	Páka regulace dávky paliva	levá ruka	38 }		293,60 }		38	velmi často
3	Páka zapínání šnekového dopravníku	levá ruka	12 }		24,00 }		24	často
4	Páka nastavení nezery mezi bubnem a košem	levá ruka	— }	5,35	— }	4,35	—	zřídka
5	Páka regulace otáček mlátičeho bubnu	levá ruka	— }		— }		—	zřídka
6	Páka ruční brzdy	levá ruka	— }		— }		—	zřídka
7	Páka řazení převodových stupňů	pravá ruka	14 }		112,00 }		28	velmi často
8	Páka regulace otáček přiřaněče	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
9	Páka vertikálního nastavení přiřaněče	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
10	Páka vibrátoru zásobníku	pravá ruka	12 }		24,00 }		12	často
11	Páka vertikální regulace žacího ústrojí	pravá ruka	16 }	24,62	32,00 }	39,01	16	velmi často
12	Páka variátoru pojezdu	pravá ruka	152 }		304,00 }		152	trvale
13	Páka čištění síta chladiče	pravá ruka	— }		— }		—	zřídka
15	Páka zapínání mlátičky	pravá ruka	14 }		394,80 }		28	velmi často
16	Páka zapínání žacího ústrojí	pravá ruka	22 }		1980,00 }		44	velmi často
17	Pedál spojky	levá noha	14 }	1,50	434,00 }	5,95	14	velmi často
18	Pedál nožní brzdy	pravá noha	— }	0,00	— }	0,00	—	zřídka
19	Pedál kopkovače	pravá noha	— }		— }		—	zřídka
Celkem			934	100,00	7295,80	100,00	721	



1. Umístění ovladačů v pracovním prostoru sklízecí mlátičky E-512 — Location of the controls in the working space of E-512 harvester-thresher

1 — volant; 2 — páka rozpojování brzd; 4 — páka nastavení mezery mezi bubnem a košem; 5 — páka maximálního spuštění mláticího koše; 6 — páka zapínání mlátičky; 7 — páka zapínání žacího ústrojí; 8 — páka zapínání šnekového dopravníku; 9 — páka řazení převodových stupňů; 10 — páka variátoru pojezdu; 11 — páka vertikální regulace žacího ústrojí; 12 — páka vertikálního nastavení přihrádky; 13 — páka regulace dávky paliva; 15 — páka automatické regulace výšky strniště; 16 — páka ruční brzdy; 17 — páka regulace otáček mláticího bubnu; 18 — pedál spojky; 19 — pedál nožní brzdy

□ maximální pracovní prostor

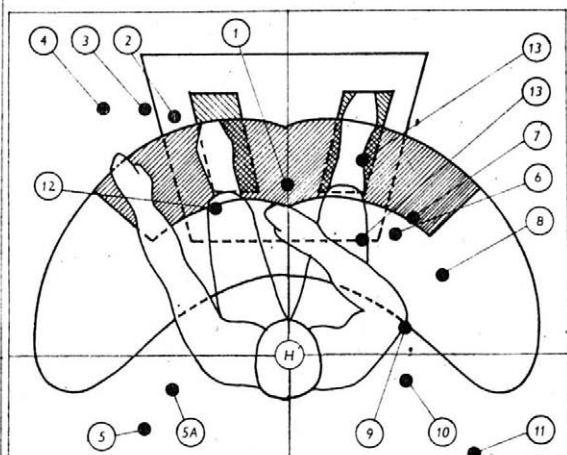
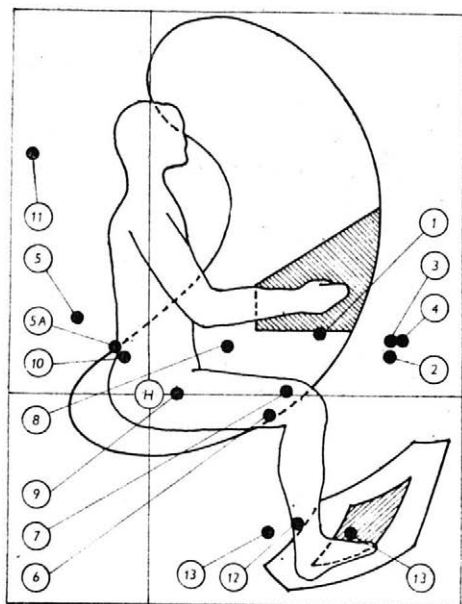
▨ optimální pracovní prostor

ovladač používaný často, a páka automatické regulace výšky strniště (15), která patří mezi ovladače ovládané zřídka.

U sklízecí mlátičky E-516 (obr. 2) jsou v rámci pracovního prostoru z pěti exponovaných ovladačů umístěny čtyři: volant (1), páka pojezdu (8), páka ovládání přihrádky (9) a pedál vertikální regulace žacího ústrojí (13). Mimo tento prostor je umístěn pátý exponovaný ovladač, tj. páka zapínání žacího ústrojí (3). Dále jsou mimo pracovní prostor umístěny ovladače používané často: páka zapínání šnekového dopravníku (2) a páka regulace dávky paliva (11) i ovladače používané zřídka: páka zapínání mlátičky (4) a páka spuštění mláticího koše (5).

Sklízecí mlátička SK-5 Niva (obr. 3) má umístěnu větší počet důležitých ovladačů v pracovním prostoru; je to páka variátoru pojezdu (9), volant (1) a páka řazení převodových stupňů (4). Mimo tento prostor je páka regulace dávky paliva (2), používaná velmi často, a ovladače zřídka používané: páka ruční brzdy (3) a páka regulace otáček mláticího bubnu (16).

U sklízecí mlátičky SK-6 Kolos (obr. 4) je z celkového počtu osmi důležitých ovladačů sedm umístěno v pracovním prostoru. Jedná se o tyto ovladače: volant (1), páka řazení převodových stupňů (7), páka vertikální regulace žacího ústrojí (11), páka variáto-



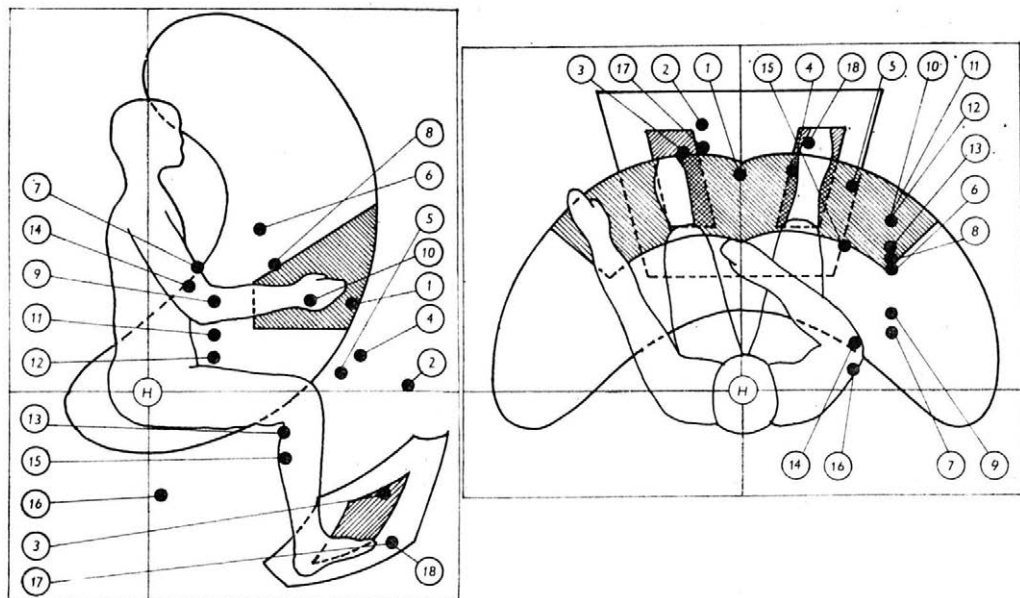
2. Umístění ovladačů v pracovním prostoru sklízecí mlátičky E-516 — Location of the controls in the working space of E-516 harvester-thresher

1 — volant; 2 — páka zapínání šnekového dopravníku; 3 — páka zapínání žacího ústrojí; 4 — páka zapínání mlátičky; 5 — páka maximálního spuštění mláticího koše; 5A — tlačítko pro nastavení mezery mezi bubnem a košem; 6 — páka ruční brzdy; 7 — páka zpětného chodu žacího ústrojí; 8 — páka pojezdu; 9 — páka ovládaní přiřaněče; 10 — páka (A₁ — naklápění šnekového dopravníku; A₂ — zpětného chodu ventilátoru; B — blokování vychýlení žacího ústrojí; C — regulace otáček mláticího bubnu); 11 — páka regulace dávky paliva; 12 — páka vypínání žacího ústrojí; 13 — páka vertikální regulace žacího ústrojí

ru pojezdu (12), páka zapínání mlátičky (15), páka zapínání žacího ústrojí (16) a pedál spojky (17). Dalším velmi často používaným ovladačem umístěným mimo pracovní prostor je páka regulace dávky paliva (2). Mimo pracovní prostor jsou umístěny i ovladače další, méně exponované: páka zapínání šnekového dopravníku (3) a páka vibrátoru zásobníku (10) — obě tyto páky jsou používány častěji, dále ovladače používané zřídka: páka nastavení mezery mezi bubnem a košem (4), páka ruční brzdy (6), páka regulace otáček přiřaněče (8), páka vertikálního nastavení přiřaněče (9) a pedál kopkovače (19).

Z uvedeného rozboru vyplývá, že většina ovladačů je umístěna správně. Ovšem některé ovladače, a to i takové, které jsou používány trvale a velmi často, jsou umístěny mimo pracovní prostor. Jsou to zásadní nedostatky při konstrukci ovládání, které zvyšují námahu a celkovou zátěž.

Na základě získaných poznatků jsme navrhli ovládání samojízdné sklízecí mlátičky (obr. 5 a 6), u které se předpokládá použití hydraulického pojezdu. Z hlediska ovládání je tento princip výhodnější a jednodušší, neboť páka pojezdu nahrazuje pedál spojky, páku řazení převodových stupňů a pedál brzdy, které jsou nezbytné u dosavadního řešení. Tím se manipulace při ovládání podstatně zjednodušuje a omezí se počet ovladačů. Dále se předpokládá tam, kde to bude výhodné, použití hydraulického, pneumatického nebo elektropneumatického přeno-



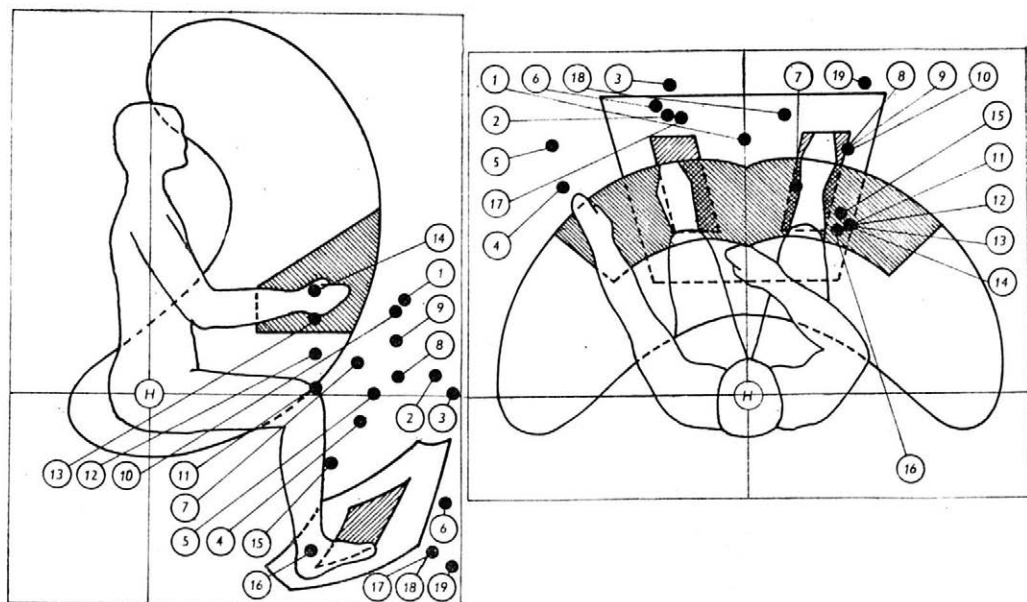
3. Umístění ovladačů v pracovním prostoru sklízecí mlátičky SK-5 Niva — Location of the controls in the working space of SK-5 Niva harvester-thresher

1 — volant; 2 — páka regulace dávky paliva; 3 — páka ruční brzdy; 4 — páka řazení převodových stupňů; 5 — páka zapínání šnekového dopravníku; 6 — páka vibrátoru zásobníku; 7 — páka horizontálního nastavení přihrádky; 8 — páka čističe síta chladiče; 9 — páka variátoru pojezdu; 10 — páka regulace otáček přihrádky; 11 — páka vertikálního nastavení přihrádky; 12 — páka vertikální regulace žacího ústrojí; 13 — páka nastavení mezery mezi bubnem a košem; 14 — páka zapínání mlátičky; 15 — páka zapínání žacího ústrojí; 16 — páka regulace otáček mlátičového bubnu; 17 — pedál spojky; 18 — pedál nožní brzdy

su ovládacích impulsů, čímž se omezí ovládací síly, event. i dráhy ovladačů. Počet ovladačů může být omezen tím, že se sdruží ovládací funkce, takže jeden ovladač zajišťuje dvě až tři logicky návazné funkce (např. seřizování polohy a otáček přihrádky jedním ovladačem). Hlavní zásadou při vypracování návrhu bylo uspořádání ovladačů v pracovním prostoru tak, aby exponované ovladače byly umístěny v rámci optimálního pracovního prostoru (tj. ovladače používané trvale nebo velmi často a ovladače zvláště důležité) a ovladače s nižší frekvencí použití, tj. zřídka používané a sloužící k seřizování stroje, aby byly umístěny okrajově. Nejprve bylo vytypováno, které ovládací funkce bude třeba zvolit a podle frekvence použití byla určena provozní závažnost ovladačů. Na základě toho byly ovladače umístěny v pracovním prostoru pokud možno stejnoměrně a byly rozděleny končetinám podle jejich funkčních schopností (nohy zajišťují jednodušší funkce s potřebou větší síly, ruce přesnější ovládací funkce, zejména pravá ruka apod.). U návrhu byl zvolen vstup do kabiny z levé strany, což ovlivňuje i umístění ovladačů.

K návrhu ovládání samojízdné obilní sklízecí mlátičky (obr. 6) je možné doplnit:

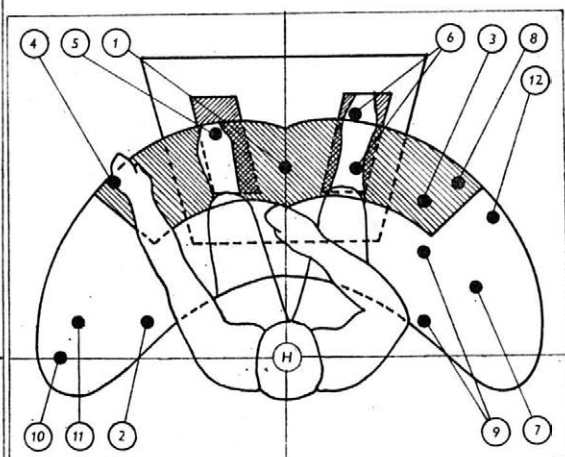
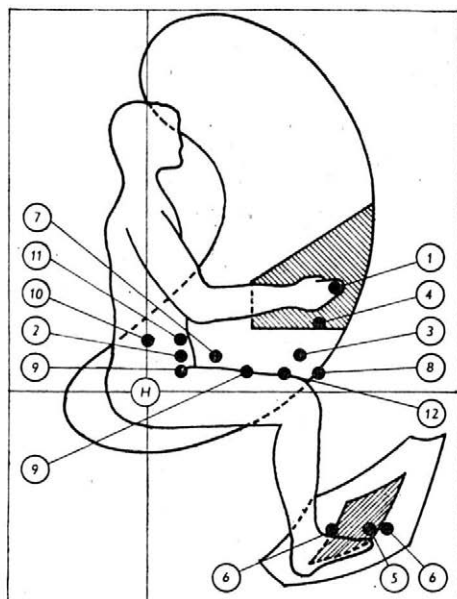
Navrhuje se použít volantů o průměru 420 až 450 mm se sklonem 7 až 10°; páku regulace dávky paliva (2) umístit těsně u sedadla, aby bylo možné na ni pohodlně dosáhnout levou dlaní a okamžitě s ní ma-



4. Umístění ovladačů v pracovním prostoru sklízecí mlátičky SK-6 Kolos — Location of the controls in the working space of SK-6 Kolos harvester-thresher

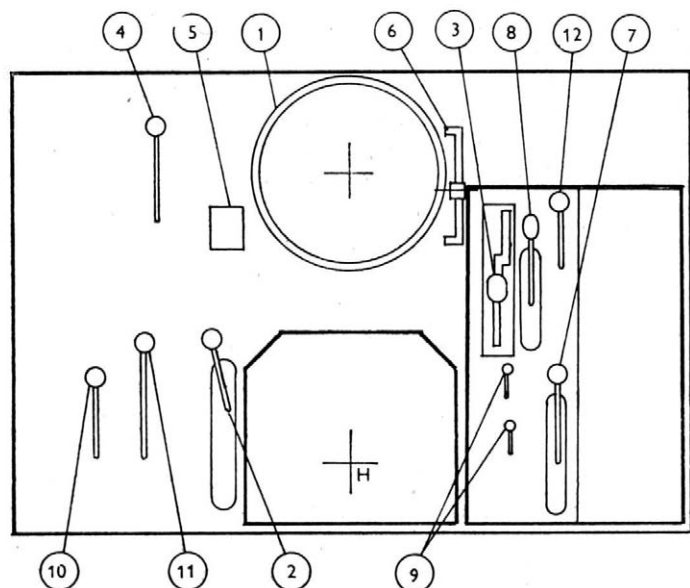
1 — volant; 2 — páka regulace dávky paliva; 3 — páka zapínání šnekového dopravníku; 4 — páka nastavení mezery mezi bubnem a košem; 5 — páka regulace otáček mláticího bubnu; 6 — páka ruční brzdy; 7 — páka řazení převodových stupňů; 8 — páka regulace otáček přihaňče; 9 — páka vertikálního nastavení přihaňče; 10 — páka vibrátoru zásobníku; 11 — páka vertikální regulace žacího ústrojí; 12 — páka variátoru pojezdu; 13 — páka čištění síta chladiče motoru; 15 — páka zapínání mlátičky; 16 — páka zapínání žacího ústrojí; 17 — pedál spojky; 18 — pedál nožní brzdy; 19 — pedál kopkovače

nipulovat. U páky zapínání žacího ústrojí (4) se navrhuje nahradit dosavadní mechanické ovládání ovládáním s použitím posilovače. Umístění bylo situováno vzhledem k frekvenci na okraj optimálního pracovního prostoru. Řešení pedálu vypínání žacího ústrojí (5) jako nožního ovladače zajišťuje možnost okamžitě vypínat žací ústrojí v mimořádné situaci. Páka zapínání šnekového dopravníku (10) je umístěna do levé okrajové zóny pracovního prostoru ve směru výhledu na vysypávání zrní do odvozního prostředku. Dosavadní řešení páky maximálního spuštění mláticího koše s regulátorem mezery mezi bubnem a košem (11) s použitím mechanického ovládání je značně fyzicky namáhavé. Proto je vhodné tento ovladač řešit s použitím vhodných posilovacích prvků. Páku parkovací brzdy (12), i přes malou frekvenci používání, je třeba řešit tak, aby nevyžadovala zbytečnou fyzickou námahu. Proto byla umístěna do okrajové zóny pravého optimálního manipulačního prostoru. Řešení pedálu vertikální regulace žacího ústrojí (6) umožňuje plynulou regulaci bez použití rukou s využitím pravé nohy, která by při jiném řešení ovládání nebyla využita. Páka pojezdu (3) patří k nejpožívanějším ovladačům. Protože je potřeba ji citlivě ovládat, byla situována do sféry pohodlného dosahu dlaní pravé ruky. Páka zpětného chodu žacího ústrojí (8) se používá, je-li zahlceno žací a podávací ústrojí. Doporučuje se umístit ji do sféry snadného dosahu pravé ruky pro případ okamžité potřeby. Páka zapínání mlátičky (7) by měla být ovlá-



5. Návrh ovládání samojízdné sklízecí mlátičky — A design of the control of a self-propelled harvester-thresher

1 — volant; 2 — páka regulace dávky paliva; 3 — páka pojezdu; 4 — páka zapínání žacího ústrojí; 5 — pedál vypínání žacího ústrojí; 6 — pedál vertikální regulace žacího ústrojí; 7 — páka zapínání mlátičky; 8 — páka zpětného chodu žacího ústrojí; 9 — páky hydraulických ovladačů; 10 — páka zapínání šnekového dopravníku; 11 — páka maximálního spuštění mláticího koše s regulací mezery mezi bubnem a košem; 12 — páka ruční brzdy



6. Návrh ovládání samojízdné sklízecí mlátičky — schéma pracovního místa — A design of the control of a self-propelled harvester-thresher — a diagram of the working place

1 — volant; 2 — páka regulace dávky paliva; 3 — páka pojezdu; 4 — páka zapínání žacího ústrojí; 5 — pedál vypínání žacího ústrojí; 6 — pedál vertikální regulace žacího ústrojí; 7 — páka zapínání mlátičky; 8 — páka zpětného chodu žacího ústrojí; 9 — páky hydraulických ovladačů; 10 — páka zapínání šnekového dopravníku; 11 — páka maximálního spuštění mláticího koše s regulací mezery mezi bubnem a košem; 12 — páka ruční brzdy

datelná s minimální fyzickou námahou i přes malou frekvenci používání. Navrhuje se umístit ji na pravý okraj manipulačního prostoru. Páky hydraulického ovládání (9) zmenšují počet ovladačů kumulací funkcí — jeden ovladač zajišťuje s použitím vhodného hydraulického rozvaděče více logicky návazných funkcí při vynaložení minimální fyzické námahy. Protože je potřeba, aby jejich ovládání bylo citlivé, bylo navrženo umístit je do sféry pohodlného dosahu dlaně pravé ruky. Uvedené ovladače (9) zajišťují regulaci otáček přiřaněče a jeho horizontální a vertikální nastavení, regulaci otáček mlátičového bubnu, naklápění šnekového dopravníku, blokování žacího ústrojí a podle potřeby i další funkce.

DISKUSE A ZÁVĚR

Důležitou podmínkou úrovně pracovní pohody obsluhy samojízdných sklízecích mlátiček je dobře vyřešené ovládací zařízení, které by kladlo co nejmenší nároky na fyzickou a psychickou zátěž. Mělo by být co nejjednodušší, s ovladači optimálně rozdělenými pro jednotlivé končetiny se zřetelem na rozdíly v jejich funkčních schopnostech, v logických souborech, podle zásad nadřazenosti některých ovladačů či skupin apod.

Jedním z hlavních hledisek pro omezení zátěže je snižování ovládací síly, a to zejména u ovladačů, u nichž jsou překračovány nejvýše přípustné hodnoty, nebo i tehdy, jsou-li podstatné rozdíly mezi jednotlivými ovladači. Je rovněž významné, aby dráhy ovladačů nebyly příliš velké a aby nebyla zvyšována práce při ovládání, a tím i zátěž obsluhy.

Zásadní otázkou je takové umístění ovladačů v pracovním prostoru, aby ty, které jsou používány trvale a velmi často, byly v tzv. optimálním pracovním prostoru. Ostatní ovladače, zřídka používané nebo takové, které plní funkci seřizovacích prvků ovládaných z pracovního místa, lze umístit okrajově v tzv. maximálním pracovním prostoru (nebo i mimo tuto sféru dosahu), pokud by se tímto řešením dosáhlo vhodnějšího umístění nejzávažnějších ovladačů.

Na základě dosažených poznatků a uvedených zásad bylo navrženo ovládací zařízení pro samojízdné sklízecí mlátičky, u kterých se počítá s hydraulickým pojezdem umožňujícím zjednodušené ovládání a snížený počet ovladačů. Dále je brán v úvahu hydraulický přenos ovládacích impulsů, čímž je umožněno snížit ovládací sílu, sdružovat ovládací funkce pro jeden ovladač a umístit ovladače v pracovním prostoru.

Literatura

- ČSN 30 0725. Figurina a kreslicí šablona. Konstrukční údaje. 1972.
ČSN 47 0002. Zemědělské stroje, nářadí, zařízení a traktory. Bezpečnost, ochrana zdraví při práci a požární ochrana. 1973.
KRULIŠ, J.: Analýza ovládacích prvků strojů. Výzk. ústav bezpečnosti práce, Praha 1976.
NORMA ISO/DIS 5353. Zemní stroje. Vztažný bod sedadla. 1977.
STANĚK, J.: Snižování zátěže obsluhy samojízdných sklízecích strojů. [Závěrečná zpráva Z-1609.] Praha, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1980.
ŠMÍD, M.: Ergonomické parametry. Praha, Státní nakl. technické literatury 1977.

Došlo dne 2. 3. 1983

СТАНЕК, Я. — ЛЕГОЦКИЙ, М. (Научно-исследовательский институт сельхозтехники, Прага - Ржепы): Уменьшение нагрузки обслуживания силосных комбайнов. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (7) : 399-416.

В статье оцениваются в нашем сельском хозяйстве применяемые самоходные силосные комбайны Е-512, Е-516, СК-5 Нива и СК-6 Колос, а именно, с точки зрения управления и затраты усилия при обслуживании. У изучаемых машин главным образом определялись усилие управления, параметры командо-аппаратов и их размещение в рамках рабочего пространства. Также были установлены частоты применения отдельных командо-аппаратов в рабочем включении комбайнов. Из проведенных измерений и взаимного сопоставления машин вытекают как недостатки в решении управления, главным образом с точки зрения расположения командо-аппаратов, усилий управления и самого выполнения, так и преимущества применения гидравлического передвижения с учетом общего упрощения управления и гидравлической передачи управляющих импульсов на значительное понижение усилия управления и тем самым на затраченный труд. На основе полученных результатов и данных было предложено управление силосных комбайнов.

уборка зерновых; самоходные силосные комбайны; рабочая нагрузка обслуживания

STANĚK, J. — LEHOCKÝ, M. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepest): *Reducing the Working Load of Operators of Harvester-Threshers*. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (7) : 399-416.

The self-propelled harvester-threshers E-512, E-516, SK-5 Niva and SK-6 Kolos, used in the Czechoslovak agriculture, are evaluated from the aspects of their control and exertion of operators during their manipulation. Controlling forces, parameters of the controls and their location in the working space were determined in the above machines. Frequencies of using different control buttons and levers were observed during the work of the machines. The measurements and mutual comparison of the machines indicated the shortcomings of the design of the controls, especially in view of the location of control buttons and levers, controlling forces and the design itself, and the advantages of using the hydraulic travel in relation to the simplification of the control and hydraulic transmission of controlling impulses reducing significantly the controlling force and reducing in this way the working load. The controls of harvester-threshers were designed applying the obtained results and knowledge.

grain harvest; self-propelled harvester-threshers; working load of operators

Adresa autorů:

Ing. Jaroslav Staněk, CSc., ing. Milan Lehocký, Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6 - Řepest

MODEL VARIANT TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ MATERIÁLOVÉHO TOKU PŘI SKLIZNI

J. Šrefl, J. Štefanová

ŠREFL, J. — ŠTEFANOVÁ, J. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Model variant technického řešení materiálového toku při sklizni*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7): 417—431.

Zajištění toku materiálu při sklizni plodin je technicky realizováno sestavováním strojních linek. Pro charakteristiku variant technického řešení materiálového toku je v práci použito dvou základních hledisek: hlediska způsobu odběru materiálu od sklízěče a hlediska překládky na okraji pozemku. Rozvedením a kombinací obou uvedených hledisek je charakterizováno dvacet různých způsobů technického řešení strojních linek. Pro všechny způsoby řešení je sestaven matematický model strojních linek, jehož klíčovým momentem je vyjádření součinitele využití operativního času K_{02} pro výpočet operativní výkonnosti W_{02} . Ta je rozhodující pro dimenzování jednotlivých článků strojní linky. Jako hlavní ukazatele pro posouzení jednotlivých variant jsou použity: dosahované výkonnosti, počty sklízěčů, dopravních prostředků a jejich tahačů, výše investic na sestavení strojní linky, instalovaný výkon, potřeba strojové práce. Matematického modelu je možné použít k posouzení vlivu změn kteréhokoliv činitele vstupujícího do výpočtu na výsledné hodnoty, k porovnání jednotlivých variant řešení mezi sebou, ke stanovení normativů pro sestavování strojních linek v zemědělských podnicích, ke konkrétnímu návrhu sestavení strojních linek pro zemědělský podnik. Některé z popsáných variant není prozatím možno v provozních podmínkách ověřit. Výsledky výpočtů mohou proto nová technická řešení příznivě ovlivnit.

sklízňová strojní linka; matematický model; operativní výkonnost; normativy; technické řešení

V období industrializace zemědělské velkovýroby hraje významnou roli nasazování mechanizačních prostředků v ucelených strojních linkách. Používání strojních linek se již rozšířilo do většiny pracovních postupů v zemědělské výrobě.

Strojní linka vzniká seskupením několika mechanizačních prostředků, které zajišťují vykonání několika na sebe navazujících operací se stejným pracovním postupem. Stroje zařazené do linky na sebe navazují svou funkcí, technickými parametry a výkonností a jejich nasazení je na sobě časově závislé. Problematikou strojních linek se u nás zabýval zejména Špelina (1973), který charakterizoval základy teorie strojních linek i postup práce při jejich projektování a sestavování. Další práce z oblasti teorie strojních linek se zabývají především problematikou modelování činnosti strojních linek s využitím metod stochastické simulace (Prokop a Linhart, 1972; Prokop, 1977; Kavka, 1980). Vorlíček a Špelina (1980) rozšiřují charakteristiku vazeb mezi články strojní linky a popisují schopnost autosynchronizace strojní linky. Přestože se v posledním desetiletí používání strojních linek v zemědělském provozu významně rozšířilo, zůstává mnoho důležitých otázek z teorie strojních linek bez odpovědi a jejich vyřešení bude vyžadovat další výzkum.

Jedním ze základních úkolů, který musí strojní linka plnit, je zajištění toku zpracovávaného materiálu. Plynulost materiálového toku je ovlivněna vazbou mezi jednotlivými články strojní linky. Tato vazba může být tuhá, volná nebo smíšená. Uvolnění vazby

mezi články má za následek přerušení plynulosti toku zpracovávaného materiálu, což se však na plynulosti činnosti strojní linky projevuje obvykle příznivě. V provozních podmínkách to bylo prokázáno zejména u sklízecích mlátiček, jejichž zásobník zrna umožňuje uvolnit vazbu mezi sklízecím a dopravním článkem. Vývoj pracovních postupů byl doposud provázen zvyšováním závislosti na sebe navazujících pracovních operací (tuhá vazba). Příkladem jsou zejména pracovní postupy sklizně obilovin a píce. Rozšířením sklízecích mlátiček se sloučily operace vykonávané při tradiční sklizni s časovým odstupem (sečení obilí, sušení slámy i zrna na poli, výmlat na stacionárním pracovišti — mnohdy až po několika měsících) a vyloučila se nutnost ukládat posečenou píci na pozemek. U mnoha operací, které byly u tradičních pracovních postupů zajišťovány s určitým časovým odstupem (tedy volnou vazbou), se dokonalejším technickým řešením strojů utužila vazba a zároveň byly sloučeny operace, které se dříve dělaly samostatně (např. sečení, separace zrna a slámy, čištění zrna).

Je nutno připustit, že vývoj technického řešení pracovních postupů může mít za následek utužení vazby i mezi současným sklízecím a dopravním článkem (např. použití potrubní dopravy sklizených materiálů). Tento poznatek platí i pro opačný tok materiálu mezi dopravním a aplikačním článkem. Utužení vazby však vyžaduje naprostou provozní spolehlivost celého systému. Při nedokonalém technickém řešení se jakékoliv přerušení činnosti jednoho článku projevuje negativně, tj. okamžitým přerušением činnosti navazujícího článku, který má s předcházejícím článkem tuhou vazbu. Současný vývoj je možné charakterizovat snahou o uvolnění vazeb mezi články strojních linek, což lze dokumentovat zejména rozšiřováním výroby sklízeců se zásobníkem u mnoha světových výrobců i při experimentálních sledováních v provozních podmínkách (Šrefl, 1979).

Problematika vazeb mezi články strojních linek bude vyžadovat hlubší teoretické objasnění i ověření v provozních podmínkách. V předkládané práci jsme se pokusili charakterizovat možnosti technického řešení toku materiálu u sklizňových strojních linek a zpracovali jsme matematický model pro vyhodnocení jednotlivých řešení.

METODY

VYMEZENÍ ZÁKLADNÍCH ZPŮSOBŮ ŘEŠENÍ

Vazba mezi články strojní linky může být uvolněna tím, že se vloží mezizásobník. Vložením mezizásobníku dojde k určitému přerušení materiálového toku. Sklízňová strojní linka má obecně tři základní články — sklízecí, dopravní a příjmový článek stacionární části. Mezizásobník může být vložen mezi kterékoliv dva články, popřípadě může být umístěn i uvnitř jednoho článku (dopravní článek, stacionární část strojní linky apod.).

Pro vymezení základních způsobů řešení materiálového toku ve sklizňových strojních linkách byla použita dvě hlediska: hledisko způsobu odběru materiálu od sklizeče a hledisko překládky materiálu na okraji pozemku.

Podle způsobu odběru materiálu od sklizeče byly vytypovány čtyři základní možnosti:

- přímý odběr materiálu od sklizeče do vedle jedoucí dopravní soupravy,
- přímý odběr materiálu do dopravního prostředku připojeného za sklízecem,
- krátkodobé uložení materiálu v zásobníku sklizeče; naplněný zásobník se vyprazdňuje do dopravního prostředku,
- krátkodobé uložení materiálu v kontejnerovém zásobníku sklizeče; naplněný kontejner se přeloží i s obalem (kontejnerem).

Podle překládky na okraji pozemku byly vytypovány tři základní způsoby:

- naložená dopravní souprava odváží materiál na stacionární pracoviště,
- na okraji pozemku je materiál překládán z jedné dopravní soupravy na druhou,
- na okraji pozemku je materiál překládán z dopravní soupravy do stojícího dopravního prostředku (odpojený přívěs, návěs nebo kontejner).

Kombinací obou uvedených hledisek vznikají tyto varianty řešení sklizňových strojních linek:

1. Přímý odběr materiálu od sklizeče do vedle jedoucí dopravní soupravy
 - dopravní souprava odváží materiál na stacionární pracoviště,

- na okraji pozemku je materiál překládán z jedné dopravní soupravy na druhou, která materiál odváží na stacionární pracoviště,
- na okraji pozemku je materiál překládán z dopravní soupravy do stojícího dopravního prostředku, který je tahačem, event. nosičem kontejnerů odvezen na stacionární pracoviště.

2. Přímý odběr materiálu od sklizeče do dopravního prostředku připojeného za sklizečem

- po naplnění je dopravní prostředek (přívěs, návěs) odvezen tahačem na stacionární pracoviště,
- po naplnění je dopravní prostředek odvezen tahačem na okraj pozemku, kde je materiál přeložen do dopravní soupravy, která jej odváží na stacionární pracoviště,
- po naplnění je dopravní prostředek odvezen tahačem na okraj pozemku, kde je přeložen do stojícího dopravního prostředku; tento dopravní prostředek je dalším tahačem, event. nosičem kontejnerů odvezen na stacionární pracoviště.

3. Sklizeč se zásobníkem

a) vyprazdňovaným na pozemku za jízdy

- do dopravní soupravy, která odváží materiál na stacionární pracoviště,
- do dopravní soupravy, která přeloží materiál na okraji pozemku do další dopravní soupravy,
- do dopravní soupravy, která na okraji pozemku přeloží materiál do stojícího dopravního prostředku;

b) vyprazdňovaným na pozemku v klidu

- do dopravní soupravy, která odváží materiál na stacionární pracoviště,
- do dopravní soupravy, která přeloží materiál na okraji pozemku do další dopravní soupravy,
- do dopravní soupravy, která přeloží materiál na okraji pozemku do stojícího dopravního prostředku;

c) vyprazdňovaným na okraji pozemku do stojícího dopravního prostředku;

d) vyprazdňovaným za jízdy do dopravního prostředku připojeného za sklizečem

- po naplnění je dopravní prostředek odvezen tahačem na stacionární pracoviště,
- po naplnění je dopravní prostředek odvezen tahačem na okraj pozemku, kde je materiál přeložen do dopravní soupravy,
- po naplnění je dopravní prostředek odvezen tahačem na okraj pozemku, kde je přeložen do stojícího dopravního prostředku.

4. Sklizeč s kontejnerovým zásobníkem

- překládán na pozemku na nosič kontejnerů,
- překládán na pozemku na nosič kontejnerů; na okraji pozemku se překládá na další nosič kontejnerů (automobilový),
- překládán na pozemku na nosič kontejnerů; na okraji pozemku se překládá na stojící nosič kontejnerů (traktorový),
- překládán na okraji pozemku na stojící nosič kontejnerů (traktorový).

VÝSLEDKY

ALGORITMUS ŘEŠENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

Podle uvedených hledisek je možné charakterizovat 20 základních variant technického řešení strojních linek. Pro posouzení jednotlivých způsobů řešení byl sestaven matematický model, který byl přepsán do programovacího jazyka FORTRAN s předpokladem výpočtů na samočinném počítači EC 1033.

Algoritmus matematického modelu je sestaven do několika bodů:

1. Stanovení nutné denní výkonnosti ${}_aW_{07}$ podle vztahu:

$${}_aW_{07} = \frac{M}{D_k \cdot k_m} = \frac{U \cdot d_v}{D_k \cdot k_m} \quad (\text{t. den}^{-1})$$

s možností uplatnění omezujících podmínek

$${}_aW_{07} \geq \frac{Q_s}{T_s} \quad (\text{t. den}^{-1})$$

nebo

$$aW_{07} \leq pW_{07} \quad (\text{t} \cdot \text{den}^{-1})$$

2. Stanovení operativní výkonnosti jednotlivých prvků strojní linky W_{02} :

$$sW_{02} = sW_1 \cdot sK_{02} \quad (\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$$

pro sklizňové stroje,

$$aW_{02} = \frac{q_n \cdot \gamma}{T_{12}} \cdot aK_{02} \quad (\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$$

pro dopravní prostředky,

$$tW_{02} = \frac{q_n \cdot \gamma}{T_{12}} \cdot tK_{02} \quad (\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$$

pro tahače dopravních prostředků.

Pro vyjádření operativní výkonnosti je rozhodující stanovení hodnoty součinitele využití operativního času K_{02} , které je součástí programu.

Hodnoty K_{02} jsou u jednotlivých článků rozdílné podle způsobu řešení materiálového toku:

Sklízeče nakládající materiál do vedle jedoucí dopravní soupravy

$$sK_{02} = \frac{T_{11}}{T_{11} + T_{21}} \quad (-)$$

Sklízeče nakládající materiál do připojeného dopravního prostředku

$$sK_{02} = \frac{T_{11}}{T_{11} + T_{21} + T_{241}} \quad (-)$$

Sklízeče se zásobníkem vyprazdňovaným za jízdy

$$sK_{02} = \frac{zT_{11}}{zT_{11} + zT_{21}} \quad (-)$$

Sklízeče se zásobníkem vyprazdňovaným v klidu

$$sK_{02} = \frac{zT_{11}}{zT_{11} + zT_{21} + zT_{222}} \quad (-)$$

Sklízeč se zásobníkem vyprazdňovaným v klidu na okraji pozemku

$$sK_{02} = \frac{zT_{11}}{zT_{11} + zT_{21} + zT_{222} + zT_{231}} \quad (-)$$

Dopravní soupravy, které jsou nakládány z vedle jedoucího sklízeče

$$aK_{02} = tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + T_{11} + T_{21} + T_{222} + T_{232}} \quad (-)$$

Dopravní soupravy, které jsou nakládány ze zásobníku sklízeče

$$aK_{02} = tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + \frac{q_n}{q_z} \cdot zT_{222} + T_{222} + \left(\frac{q_n}{q_z} - 1\right) \cdot T_{231} + T_{232}}$$

Dopravní prostředky připojené při plnění za sklízecem

$${}_aK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + T_{11} + T_{21} + T_{222} + T_{232} + T_{241}} \quad (-)$$

Jejich tahače

$${}_tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + T_{222} + T_{232} + T_{241}} \quad (-)$$

Dopravní prostředky nakládáné ze zásobníku sklízeče na okraji pozemku

$${}_aK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + \frac{q_n}{q_z} \cdot {}_zT_{222} + T_{222} + T_{232} + T_{231}} \quad (-)$$

Jejich tahače

$${}_tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + T_{222} + T_{232} + T_{241}} \quad (-)$$

Při překládce na okraji pozemku do druhé dopravní soupravy

$${}_aK_{02} = {}_tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + \frac{2q_n}{1q_n} \cdot {}_1T_{222} + T_{222} + T_{232}} \quad (-)$$

Při překládce na okraji pozemku do stojících dopravních prostředků

$${}_aK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + \frac{2q_n}{1q_n} \cdot {}_1T_{222} + T_{222} + T_{232} + T_{241}} \quad (-)$$

Jejich tahače

$${}_tK_{02} = \frac{T_{12}}{T_{12} + T_{222} + T_{232} + T_{241}} \quad (-)$$

Některé hodnoty časů je možné vypočítat (T_{11} , T_{12} , T_{21} , T_{232}). Ostatní časy vstupují do výpočtu na základě naměřených hodnot nebo jako normativy.

3. Stanovení potřeby dopravních prostředků a tahačů:

$$n_d = n_s \cdot \frac{{}_sW_{02}}{{}_aW_{02}}; \quad n_t = n_s \cdot \frac{{}_sW_{02}}{{}_tW_{02}} \quad (\text{ks})$$

4. Stanovení výkonnosti sklízeče za jeden den nasazení:

$${}_sW_{07} = {}_sW_{02} \cdot \frac{{}_sK_{07}}{{}_sK_{02}} \cdot {}_sT_{07} \quad (\text{t} \cdot \text{den}^{-1})$$

5. Stanovení počtu sklizečů:

$$n_s = \frac{{}_aW_{07}}{{}_sW_{07}} \quad (\text{ks})$$

Výsledky vztahů pro n_d , n_t a n_s se zaokrouhlují na nejbližší vyšší celé číslo.

6. Stanovení počtu dopravních prostředků a tahačů:

$$n_d = {}_1n_d \cdot n_s \quad (\text{ks})$$

$$n_t = {}^1n_t \cdot n_s \quad (\text{ks})$$

7. Stanovení kapacity mezizásobníku před stacionární částí linky:

$$0 = n_s \cdot {}_sW_{07} - {}_pW_{07} \cdot {}_sT_{07} \quad (\text{t} \cdot \text{den}^{-1})$$

8. Stanovení výše investic na sestavení strojní linky (Kčs).

9. Výkon instalovaný v mobilních energetických prostředcích (kW).

10. Množství strojové práce (pracnost) $(\text{h} \cdot \text{t}^{-1}; \text{h} \cdot \text{ha}^{-1})$.

Pro výpočet jsou zadávány tyto veličiny:

- plocha určená na zpracování nebo hmotnost produktů určených ke zpracování,
- výnos produktu,
- kalendářní agrotechnická lhůta s uvedením měsíce,
- výrobní oblast,
- hmotnost materiálu naskladňovaného do skladovacího prostoru,
- výkonnost stacionární části linky,
- střední přepravní vzdálenost po poli a z pole na stacionární pracoviště,
- délka pracovní jízdy,
- měrná hmotnost zpracovávaného materiálu,
- pracovní rychlost sklízecího stroje,
- střední dopravní rychlost při jízdě s nákladem a bez nákladu po poli a po komunikacích,
- čas poježdění po pozemku,
- čas vyprazdňování materiálu,
- čas přepojování dopravního prostředku (přeložení kontejneru),
- čas jedné otáčky na souvrati,
- čas nasazení sklízecího za den,
- součinitel využití celkového času nasazení sklízecího,
- součinitel využití jmenovité nosnosti a ložného objemu dopravních prostředků a zásobníků sklízecích.

Hodnoty některých veličin jsou trvale uloženy v paměti počítače a jsou podle příkazů programu pro výpočet vyvolávány. Jedná se o tyto veličiny:

- součinitel meteorologických vlivů podle výrobních oblastí a měsíců,
- konstrukční záběr sklízecích,
- součinitel využití konstrukčního záběru,
- jmenovitá nosnost dopravního prostředku, event. zásobníku sklízecího,
- jmenovitý ložný objem dopravního prostředku, event. zásobníku sklízecího,
- pořizovací ceny,
- výkon motoru mobilních energetických prostředků.

Z výsledných hodnot jsou vytištěny:

- nutná denní výkonnost,
- operativní výkonnost sklízecího, dopravního prostředku a tahače,
- čas naplnění dopravního prostředku, event. zásobníku sklízecího,
- čas jízdy dopravního prostředku s nákladem,
- výkonnost sklízecího za den nasazení,
- potřeba dopravních prostředků a tahačů k jednomu sklízecímu,
- celkový počet dopravních prostředků a tahačů,
- počet sklízecích strojů,
- potřebná kapacita mezizásobníku na jeden den,

- celková výše investic mobilní části strojní linky,
- celkový výkon mobilních energetických prostředků,
- potřeba strojové práce.

V případě požadavků na podrobné vyhodnocení jsou dále vytištěny:

- součinitele využití operativního času sklízeců, dopravních prostředků a tahačů,
- čas otáčení na souvraticích,
- čas jízdy dopravního prostředku bez nákladu,
- celkové ceny a výkony motorů jednotlivých článků strojní linky.

Algoritmus matematického modelu uvádíme pouze zkráceně. Vývojový diagram modelu je uveden na obr. 1—5.

Matematického modelu sestavení strojních linek je možno použít k několika účelům:

- posouzení vlivu změn kteréhokoli činitele vstupujícího do výpočtu na výsledné hodnoty,
- porovnání jednotlivých variant řešení mezi sebou,
- stanovení normativů pro sestavování strojních linek v zemědělských podnicích,
- konkrétní návrh sestavení strojních linek pro zemědělský podnik — je možné použít pro návrh sklizně z 20 pozemků (bloků pozemků), ve výsledcích jsou pak tištěny hodnoty maximální, minimální a průměrné.

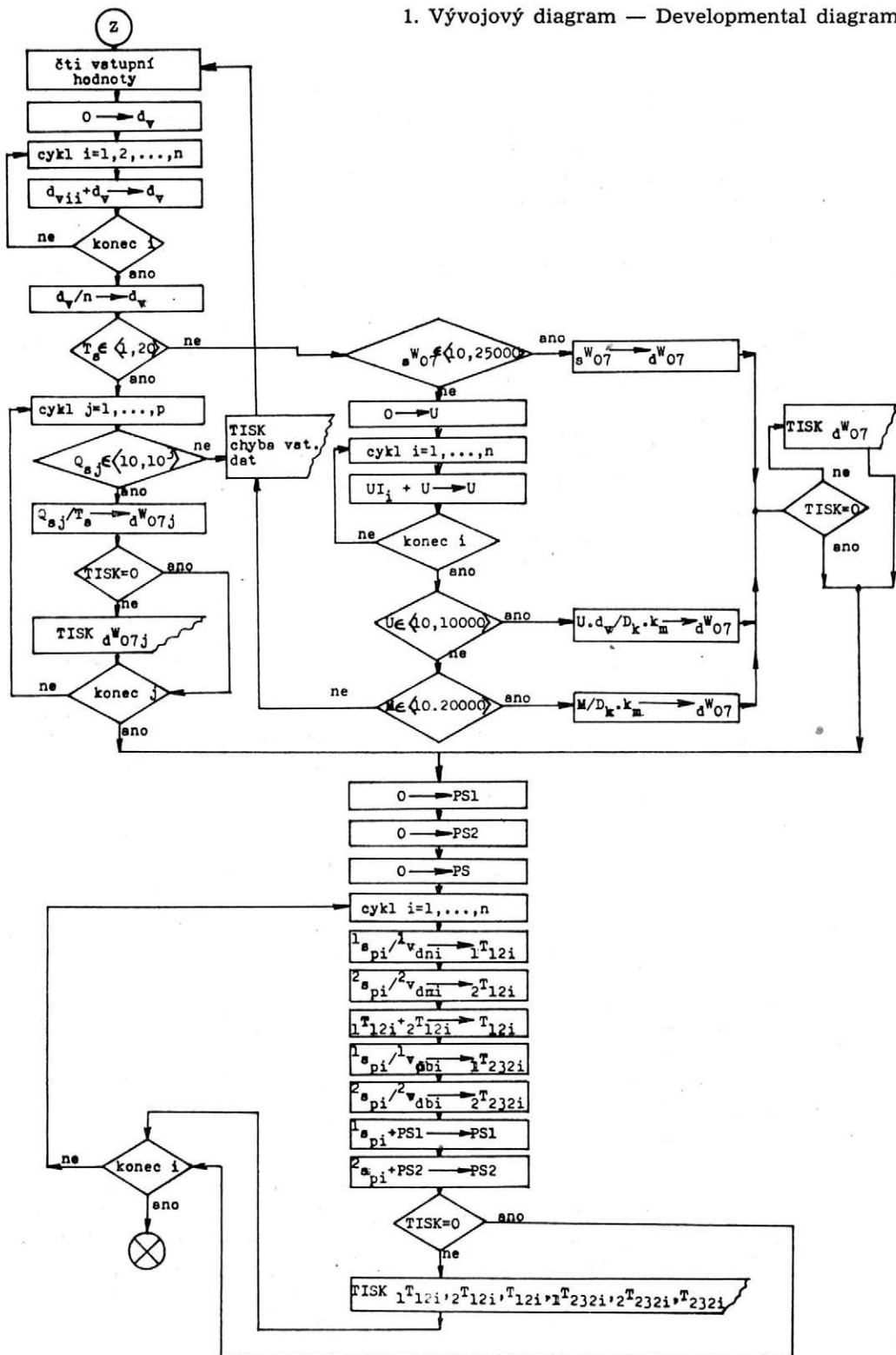
DISKUSE A ZÁVĚR

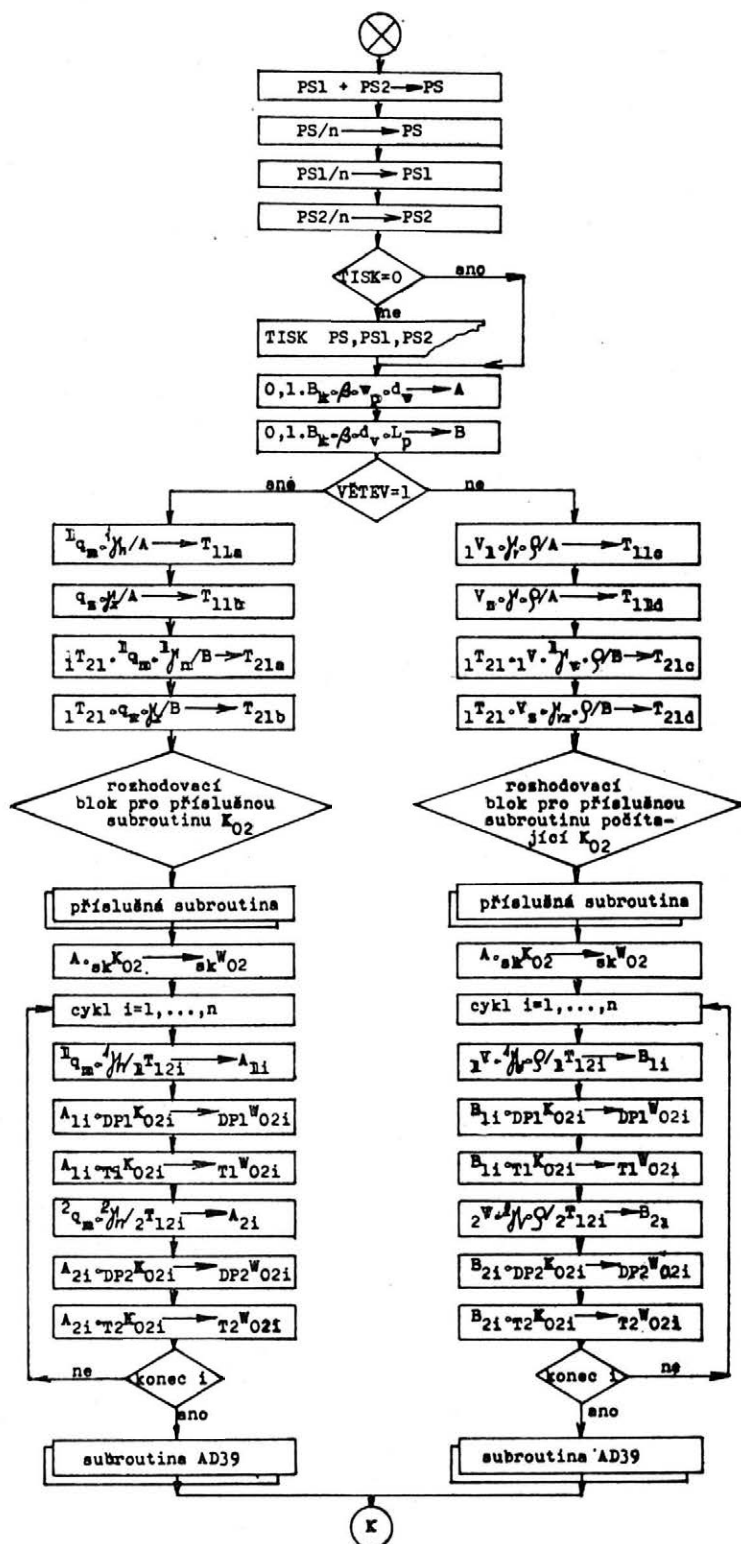
Technické řešení materiálového toku ve sklizňových strojních linkách představuje širokou paletu možností. Některé varianty jsou v provozních podmínkách běžně využívány, u některých lze předpokládat další rozšíření, u některých nebude jejich rozšíření opodstatněné. Prozatím převažují strojní linky se sklízecí, které materiál nakládají do vedle jedoucí dopravní soupravy. Ta po naložení dopravuje materiál přímo na stacionární pracoviště. U sklizně obilnin se používají sklízecí mlátičky se zásobníkem vyprazdňovaným do dopravní soupravy za jízdy nebo v klidu. Dopravní souprava po naložení dopravuje materiál přímo na stacionární pracoviště.

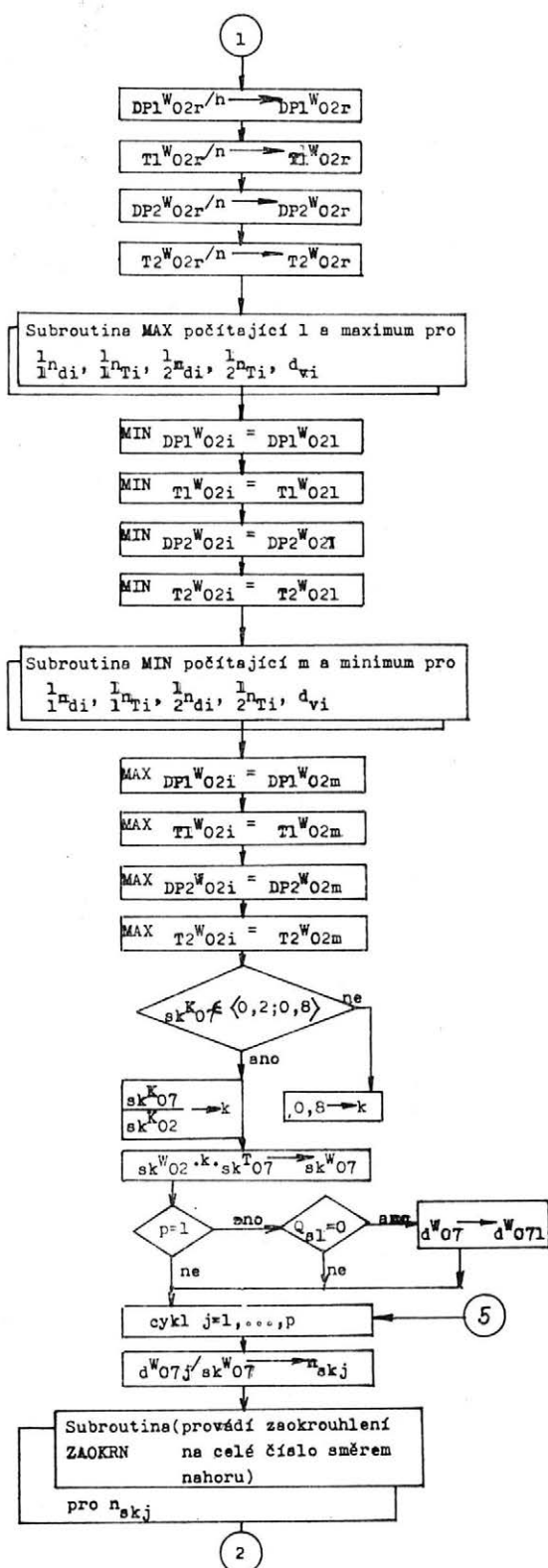
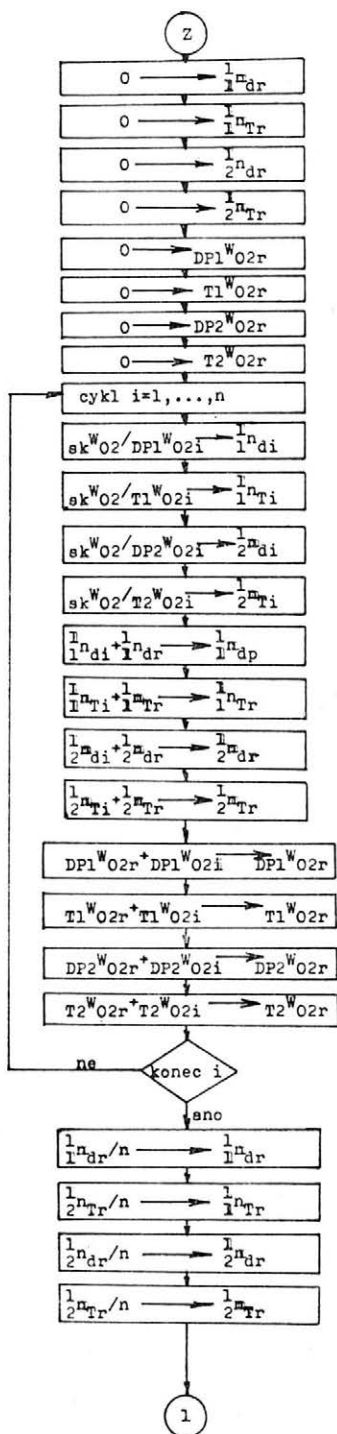
V poslední době se ve světě rozšířily sklízecí se zásobníkem i pro sklizeň pícnin a okopanin, rozšiřuje se tzv. diferencovaná doprava s překládkou materiálu na okraji pozemku do další dopravní soupravy nebo stojícího dopravního prostředku (kontejneru, návěsu). Sestavená charakteristika základních způsobů řešení materiálového toku ve sklizňových strojních linkách umožňuje popis základních variant strojních linek a použitím zpracovaného matematického modelu i jejich posouzení.

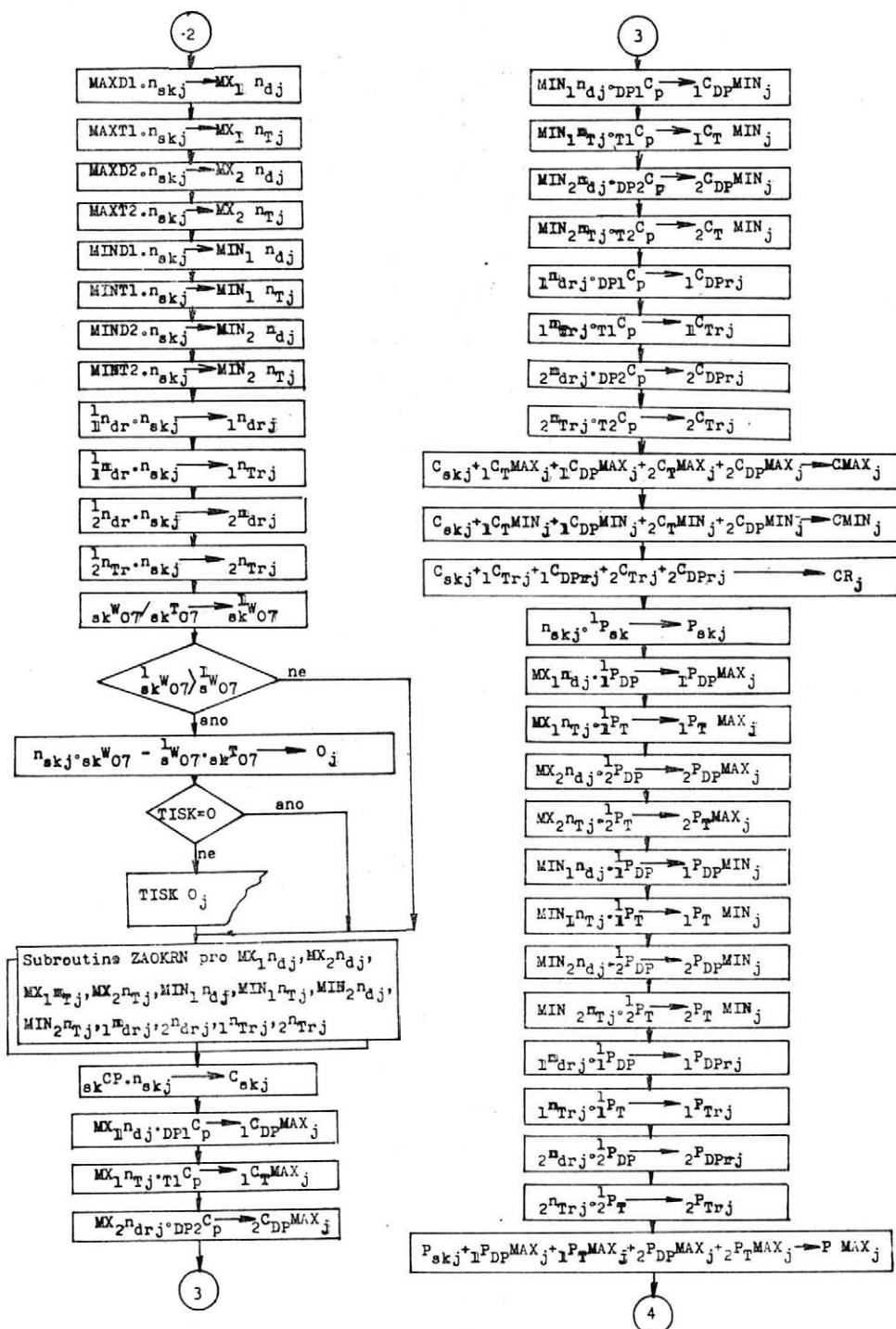
Použití deterministického modelu sice neumožňuje přesné vyjádření dynamiky charakterizované činnosti, vyžaduje určité zjednodušení činitelů vstupujících do výpočtu, ale vzhledem ke stochastické simulaci je jednodušší a umožňuje základní orientaci. Je mnoho činitelů, jejichž míru vlivu na činnost strojní linky nedovedeme prozatím uspokojivě vyjádřit. Pro řešení strojní linky je významné sladit výkonnosti jejich jednotlivých článků. U sklízeců je důležitý vztah mezi výnosem sklizené plodiny, pracovním záběrem a pracovní rychlostí strojů, u dopravních prostředků vztah mezi jejich ložným objemem, nosností, měrnou hmotností přepravovaných materiálů, přepravní vzdáleností a dopravní rychlostí. Vzájemný vztah a působení jednotlivých faktorů budou různé podle způsobu řešení materiálového toku ve strojní lince. Sestavený matematický model umožňuje základní objasnění těchto vztahů. Význam použití matematického modelu vzrůstá tím, že mnohé z popsanych variant prozatím není možné v provozních podmínkách vůbec ověřit.

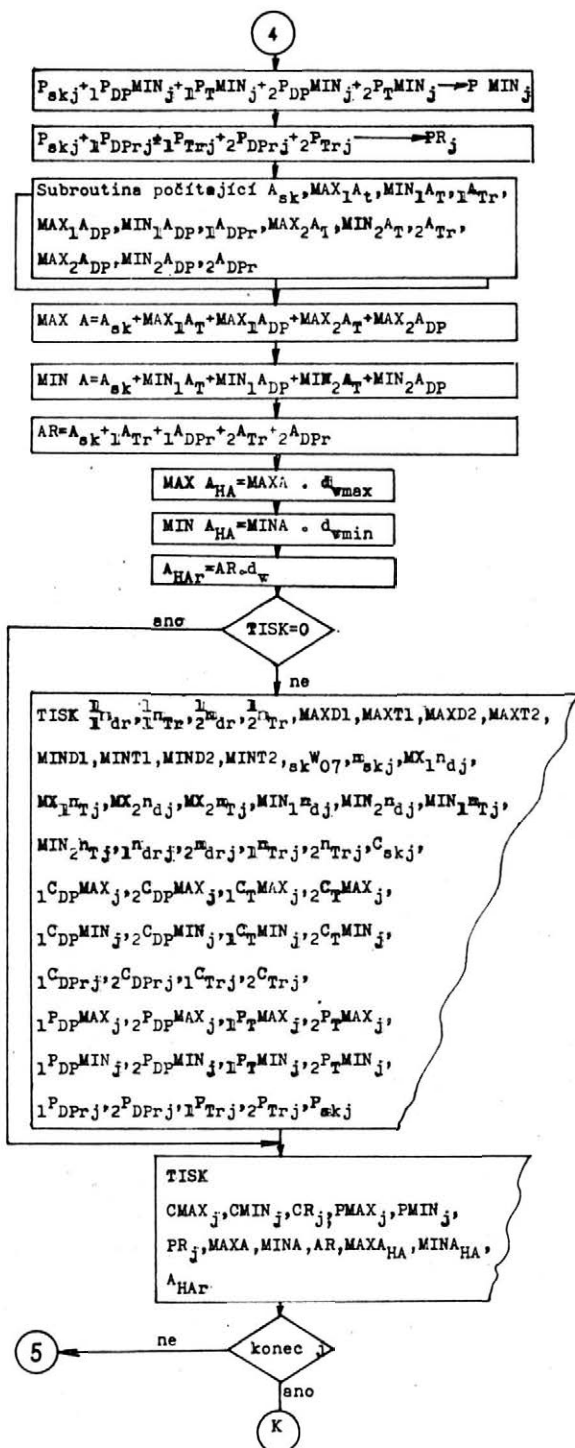
1. Vývojový diagram — Developmental diagram











Z dosud provedených výpočtů i z měření v provozních podmínkách vyplývá, že bude nutné věnovat zvýšenou pozornost použití sklízečů se zásobníkem. V ověřovacím provozu byla potvrzena vhodnost překládky materiálu na okraji pozemku (kontejnerová doprava). Existují zemědělské podniky, které uplatňují překládku cukrovky na okraji pozemku s použitím dalšího — manipulačního — mezičlánku, přestože se jedná o nedokonalé technické řešení vycházející ze současných možností.

Výsledků výpočtů bude možné použít jako podkladu pro stanovení normativů strojních linek. Sestavený matematický model je pojat jako univerzální, umožňuje zpracovat i konkrétní návrh sestavení strojních linek pro zemědělský podnik, což je problematika, která se prozatím v zemědělském podniku řeší převážně intuicí s využitím empirických poznatků, tedy nevědeckým přístupem. Výsledky výpočtů mohou být dalším příspěvkem pro objasnění teorie strojních linek při dalším zpracování nejvhodnějších sestav strojních linek za různých vstupních podmínek a při zpřesňování vzorových velkovýrobních postupů.

Použitá označení

D_k	— kalendářní agrotechnická lhůta (den)
d_v	— výnos produktu ($t \cdot ha^{-1}$)
k_m	— součinitel meteorologických vlivů (—)
K_{02}	— součinitel využití operativního času (—)
aK_{02}	— součinitel využití operativního času dopravního prostředku (—)
sK_{02}	— součinitel využití operativního času sklízeče (—)
tK_{02}	— součinitel využití operativního času tahače (—)
sK_{07}	— součinitel využití celkového času nasazení sklízeče (—)
M	— hmotnost produktů určených ke zpracování (t)
n_d	— počet dopravních prostředků (ks)
1n_d	— počet dopravních prostředků k jednomu sklizeči (ks)
n_s	— počet sklízečů (ks)
n_t	— počet tahačů (ks)
1n_t	— počet tahačů k jednomu sklizeči (ks)
O	— potřebná kapacita mezizásobníku ($t \cdot den^{-1}$)
Q_s	— hmotnost materiálu naskladňovaného do skladovacího prostoru (t)
q_n	— jmenovitá nosnost dopravního prostředku (t)
1q_n	— jmenovitá nosnost dopravního prostředku v prvním sledu (t)
2q_n	— jmenovitá nosnost dopravního prostředku v druhém sledu (t)
q_z	— jmenovitá nosnost zásobníku sklízeče (t)
T_s	— přípustný čas k naplnění skladovacího prostoru (den)
T_{11}	— čas naplnění dopravního prostředku (h)
zT_{11}	— čas naplnění zásobníku sklízeče (h)
T_{12}	— čas jízdy s nákladem (h)
T_{21}	— čas otáčení na souvratích během plnění dopravního prostředku (h)
zT_{21}	— čas otáčení na souvratích během plnění zásobníku sklízeče (h)
T_{22}	— čas vyprazdňování dopravního prostředku (h)
zT_{22}	— čas vyprazdňování zásobníku sklízeče (h)
${}^1T_{22}$	— čas vyprazdňování dopravního prostředku v prvním sledu (h)
T_{231}	— čas poježdění dopravní soupravy po pozemku (h)
zT_{231}	— čas poježdění sklízeče s plným zásobníkem po pozemku (h)
T_{232}	— čas jízdy bez nákladu (h)
T_{241}	— čas přepojování dopravního prostředku, přeložení kontejneru (h)
sT_{07}	— celkový čas nasazení sklízeče za den (h)
U	— plocha určená ke zpracování (ha)
sW_1	— efektivní výkonnost sklízeče ($t \cdot h^{-1}$)
W_{02}	— operativní výkonnost ($t \cdot h^{-1}$)
aW_{02}	— operativní výkonnost dopravního prostředku ($t \cdot h^{-1}$)
sW_{02}	— operativní výkonnost sklízeče ($t \cdot h^{-1}$)
tW_{02}	— operativní výkonnost tahače dopravního prostředku ($t \cdot h^{-1}$)
aW_{07}	— nutná denní výkonnost ($t \cdot den^{-1}$)

- pW_{07} — provozní výkonnost stacionární části linky ($t \cdot \text{den}^{-1}$)
 ${}_1pW_{07}$ — příjmová výkonnost stacionární části linky ($t \cdot h^{-1}$)
 sW_{07} — provozní výkonnost sklízeče ($t \cdot \text{den}^{-1}$)
 γ — součinitel využití jmenovité nosnosti

Literatura

- KAVKA, M.: Sestavování strojních linek s využitím výpočetní techniky. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 2, s. 85-98.
 PROKOP, K. — LINHART, F.: Stochastický model dynamiky soustavy sklízeče — dopravní prostředky — sklad a jeho použití při simulaci na samočinném počítači. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 6-7, s. 347-362.
 PROKOP, K.: Zobecnění modelů transportních procesů. Zeměd. Techn., 23, 1977, č. 6, s. 359-365.
 ŠPELINA, M. a kol.: Strojní linky v zemědělství a jejich ekonomika. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1973. 240 s.
 ŠREFL, J.: Vliv základních variant technického řešení materiálového toku na využití zemědělské techniky při sklizni plodin. KDIS, VŠZ Brno, 1979, 180 s.
 ŠREFL, J.: Technické parametry sklizňových mechanizačních prostředků a možnosti jejich využití. Referát na konferenci „Zemědělská technika v další etapě rozvoje čs. socialistického zemědělství“, Brno 1979.
 VORLÍČEK, J. — ŠPELINA, M.: Činnost strojních linek se smíšenou vazbou. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 12, s. 713-725.

Došlo dne 15. 7. 1981

ШРЕФЛ, Й. — ШТЕФАНОВА, Я. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Модель вариантов технического решения потока материала при уборке. Земед. Techn., 29, 1983 (7) : 417-431.

Обеспечение потока материала при уборке культур технически осуществляется составлением линий машин. Для характеристики вариантов технического решения потока материала в работе применили два основных критерия: критерий способа приемки материала от уборочной машины и критерий перевалки на крае участка. Путем разведения и комбинаций обоих главных критериев характеризуется двадцать разных способов технического решения линий машин. Для всех способов решения составлена математическая модель линий машин, ключевым моментом которой является выражение коэффициента использования оперативного времени K_{02} для вычисления оперативной производительности W_{02} , которая имеет решающее значение для определения размеров и мощности отдельных звеньев линии машин. В качестве главных показателей для оценки отдельных вариантов послужили: достигаемая производительность, число уборочных машин, средств транспорта и их тягачей, размер капитальных затрат, на составление линии машин, установленная мощность, потребность в машинном труде. Математическую модель можно применить для оценки влияния изменений любого фактора, входящего в вычисление, на конечные значения, для взаимного сравнения отдельных вариантов решения, для определения нормативов для составления линий машин в сельскохозяйственном предприятии. Некоторые из описанных вариантов пока что не представляется возможным испытать в производственных условиях. Результаты вычислений могут поэтому благоприятно повлиять на новые технические решения.

уборочная машинная линия; математическая модель; оперативная производительность; нормативы; технические решения

ŠREFL, J. — ŠTEFANOVÁ, J. (University of Agriculture, Brno): A Model of the Technical Design Variants of Material Flow during Crop Harvesting. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7) : 417-431.

Machine lines are constructed to provide the flow of material during crop harvesting. Two basic criteria are used for characterizing the variants of the technical

design of material flow. These are the criterion of the mode of material offtake from a harvester and the criterion of transloading on the border of the field. Both these criteria are combined and analyzed to characterize twenty different approaches to machine line designing. Mathematical models of machine lines are provided for all the approaches and the key moment of the models is the expression of the coefficient of operative time utilization K_{02} for the calculation of operative performance W_{02} . Operative performance is decisive for determining the dimensions of the separate elements in the machine line. The following characteristics are used as the main parameters for the evaluation of different variants: performance achieved, numbers of harvesters, numbers of vehicles and tractors, capital investments required to construct the line, installed capacity, machine work requirement. The mathematical model can be used for the evaluation of the effect of changes in any factor used in calculation upon the resultant values, for the comparison of different variants of design, for the determination of standards to be used in machine line construction on farms, for an actual design of machine lines for a farm. Some of the described variants cannot be verified under current conditions of operation for the time being. The results of calculations can therefore exert a favourable influence on the new technical approaches.

harvesting machine line; mathematical model; operative performance; standards; technical approach to design

Adresa autorů:

Ing. Josef Šrefl, CSc., Jana Štefanová, prom. mat., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 662 65 Brno

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 do 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

BALACI, C.

C 27.095

Masini și organe de lucru pentru afinarea adinca a solului.

București, Inst. de cercetari pentru pedologie și agrochimie 1980. 31 s., obr. (Hloubkové kypření — zařízení — výzkum — Rumunsko)

SCHUSTER, J.

D 62.309/278

Entsteinen von Ackerflächen.

Münster-Hiltrup, KTBL 1982. 122 s., 30 obr., 35 tab.; res. něm. KTBL-Schrift 278. (Odkameňování půd — příručka / Sběrače kamenů / Drtiče kamenů — příručka)

Växelplog Kverneland, typ E 3.

D 50.847/2664

Anmälare: Kverneland AB, Nyköping. Tillverkare: Kverneland A/S, Norge.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1981. 7 s., 4 obr. Meddelande 2664. (Pluhy otočné — tříradličné — nesené — E 3 — zkoušení — Švédsko — zprávy)

TIUGAN, T. — RADU, C.

C 27.080

Agregate complexe pentru executarea mai multor lucrari la o singură trecere.

București, Inst. de cercetari pentru pedologie și agrochimie (1982). 38 s., 16 obr., 8 tab. (Strojní agregáty — půda — obdělávání — setí — výzkum — Rumunsko)

C 15.353/81/98

Pneumatische Präzisions-Sämaschine „PNEUMASEM II“. Hersteller: Fa Nodet Gougis, F-77130 Montereu.

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchsanstalt f. landw. Maschinen 1981. 19 s., 12 tab. Prüfbericht 81/98. (Secí stroje — kukuřičné a řepné — pneumatické — přesné — zkoušení — Rakousko — zprávy)

A. Andert

ANDERT, A. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Teorie energetických ztrát elastické pneumatiky*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (7): 433—448.

Pro bližší objasnění energetických ztrát v důsledku tečné a obvodové deformace (Andert, 1973) odvalujícího se elastického tělesa, kterým je pneumatika, byla vypracována teorie těchto dvou deformací a byly vyhodnoceny experimentální poznatky o diagonálních a radiálních pneumatikách. Tyto poznatky otevřely nový směr výzkumné činnosti a ukázaly, jak dál řídit výzkum, aby se zdokonalovala teorie odvalování elastického tělesa, a tím aby se také nacházela cesta, jak zdokonalovat pneumatiky. Dále objasnily, proč z hlediska snížení energetických ztrát je radiální konstrukce tělesa pneumatiky výhodnější a hospodárnější než konstrukce diagonální. Ze zjištěné charakteristiky průběhu obvodové deformace u radiální pneumatiky v závislosti na obvodu její odvalové kružnice se ukázalo, jaké jsou možnosti dalšího zdokonalování pneumatik. Tyto poznatky rovněž upozornily na nutnost okamžitě doplnit testovací metodiky nových výrobků o zjišťování charakteristik obvodové deformace pro maximální přípustný hnací moment, a to při minimálním a maximálním huštění, a přípustné maximální radiální zátěži. Na základě výsledků testování je potom třeba doplnit u pneumatik určených k zemědělským mobilním prostředkům i příslušný návrh agrotechnických požadavků (ATP).

diagonální a radiální pneumatika; odvalování elastického tělesa; tangenciální deformace pneumatiky; obvodová deformace pneumatiky; teorie odvalování; testování pneumatik

S rozvojem lidské společnosti stoupají nároky na přepravu různých materiálů i na činnost mobilních mechanizačních prostředků. Velká část tohoto úkolu připadá na traktory, automobily a různé samojízdné stroje, jejichž základní částí, umožňující jim pohyb zejména po pevné podložce, je kolo s pneumatikou.

I když se jedná o součást nyní také označovanou jako kolo na hřídeli, tj. o součást, která je v lidské společnosti dlouho známá, je třeba ji stále zdokonalovat z různých vědeckých poznatků a hledisek. Především je to hledisko změny tvaru, neboť kolo s pneumatikou je při odvalování vhodnější považovat za elastické těleso na hřídeli než za kolo na hřídeli. Dále je třeba zkoumat snížení energetických ztrát, jako je např. odpor valení, ale také zvýšení bezpečnosti a rychlosti jízdy a zmírnění jejího nepříznivého vlivu na přejížděnou podložku, zejména jde-li o půdu. Požadavek na snížení energetických ztrát se má projevit jednak přímo ve snížení spotřeby energie na jednotku přepravovaného materiálu, jednak nepřímo tím, že se zmenšením energetických ztrát zmenší také tření a tepelné zatížení pneumatiky, což se příznivě promítne ve vyšší životnosti pneumatiky. Zvýšení životnosti pneumatiky se potom promítá ve snížení udržovacích nákladů příslušného mobilního prostředku. Dále je žádoucí, aby zdokonalení pneumatik zvyšovalo bezpečnost jízdy v zatáčce či ve svahu a zmírňovalo nepříznivý účinek, který vyvolala odvalující se zatížená pneumatika mobilního prostředku na poli.

Odvalování pevného kola na různém druhu podložky bylo věnováno mnoho prací a tento problém lze považovat za dostatečně objasněný.

Podstatně méně je však objasněno odvalování elastického tělesa — kola. Za takové

těleso je nyní považováno i kolo vybavené různým typem a velikostí pneumatik. Více autorů se věnovalo objasnění vlivu desénu, popřípadě celkových rozměrů pneumatiky na jejich energetických a tahových vlastnostech, zatímco význam elastických deformací tělesa pneumatiky a jejího desénu byl zkoumán podstatně méně. Jde zejména o případy, kdy se pneumatika odvaluje za různých podmínek pohonu a při zatížení v různém směru po podložce s rozličnými vlastnostmi (pevné, kamenité, bahnité, písčité, kypré, popřípadě porostlé pěstovanou kulturou atd.), které se vyskytují při mechanizaci prací mobilními mechanizačními prostředky v zemědělské výrobě.

Problematika vyplývající z odvalování elastického kola byla zatím objasňována obdobně jako při zkoumání pneumatiky určené pro automobily. Jedná se především o poznatky, ke kterým dospěli Grandvainer, Berstein, Letošněv, Michlethweit, Becker a akademik Čudakov (Čudakov, 1961) a další. V pracích akademika Čudakova se již počítá s určitou elastickou deformací kola s pneumatikou. Podle něho se tato elastická deformace projevuje jen jako změna huštění pneumatiky, popřípadě v obvodovém zatížení tělesa pneumatiky, zejména hnacího kola.

Úsilí pracovníků Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích se při řešení problematiky pneumatik soustředilo nejdříve na upřesnění teorie odvalování elastického tělesa, tj. na dokonalejší určení hlavních druhů a významu deformací různých konstrukcí pneumatik, zejména jejich desénu, na energetické ztráty a na kinetiku tohoto děje.

Vzhledem k širokému rozsahu této problematiky soustředila se tato výzkumná činnost přednostně na odvalování pneumatiky po pevné podložce.

METODA

Na základě teoretických rozborů poznatků o deformacích odvalujícího se elastického tělesa po pevné podložce, a to o deformacích tvaru tělesa pneumatiky a jejího desénu, jsme přistoupili k experimentálnímu posouzení těles traktorových pneumatik různých výrobců z hlediska tangenciální a obvodové deformace.

Získané poznatky nám umožnily vypracovat návrh funkčního vztahu, který by vyjádřil a vyčíslil velikost elastických obvodových a tangenciálních deformací a jejich vliv na energetické ztráty, zejména z hlediska růstu valivého odporu a krácení ujeté dráhy (procenta ztracené dráhy), což dříve bylo zahrnováno pod pojmem „prokluz“.

VÝSLEDKY

ZÁKLADNÍ DRUHY ELASTICKÉ DEFORMACE ODVALUJÍCÍ SE PNEUMATIKY — ELASTICKÉHO TĚLESA

Při pracovní činnosti mobilního prostředku v terénu je jeho pojezdové ústrojí, a s ním i příslušná pneumatika, vystaveno působení sil i silových momentů různých směrů a velikostí. Působením těchto různých sil a momentů dochází k různé deformaci pneumatiky, a to jak jejího tělesa, tak i jejího desénu.

Rozlišujeme tyto druhy elastických deformací pneumatiky:

1. deformace pneumatiky v rovině jejího otáčení
- obvodová deformace
 - elastického tělesa pneumatiky, která vyjadřuje jeho deformaci ve směru kruhů kol hnací nápravy,
 - desénu, která je jen u hladké, vzorkem nepřerušované části desénu;
 - tangenciální deformace
 - elastického tělesa pneumatiky, kterou se vyjadřuje jeho deformace mezi rovinou

procházející osou nápravy, a to rovnoběžně s podložkou, po které se pneumatika odvaluje, a rovinou procházející styčnou plochou ve směru tečné síly,

- desěnu od okamžiku, kdy se dotkne podložky, po které se odvaluje, až po okamžik, kdy tento kontakt se styčnou plochou ustává, a to opět ve směru tečné síly;
- radiální deformace
 - elastického tělesa deformuje těleso ve směru jeho spojnice s osou hnací nápravy,
 - desěnu v místě jeho styčné plochy s podložkou, a to směrem jeho spojnice s osou hnací nápravy.
- 2. deformace pneumatiky v rovině kolmé k jejímu otáčení
 - deformace tělesa pneumatiky,
 - deformace desěnu pneumatiky;

3. deformace kombinované, které vznikají při obecném směru působení sil na odvalující se kolo s pneumatikou.

Při obecném směru působení sil a momentů na hnací nápravě na odvalující se elastické těleso na hřídeli mohou vznikat nejrůznější kombinace uvedených druhů deformací.

Deformacemi jsou ovlivněny energetické ztráty, a to především proto, že deformace vesměs zhoršují kinematiku odvalování elastického tělesa na hřídeli. Energetické ztráty nejsou závislé jenom na velikosti deformace, ale i na cykličnosti jejich průběhu. Z hlediska energetických ztrát má mimořádné postavení radiální deformace elastického tělesa pneumatiky. S růstem velikosti styčné plochy s podložkou energetické ztráty v tělese pneumatiky sice rostou, ale podstatně rychleji se zmenšují tím, že se zmenšují energetické ztráty zkrácením délky ujeté dráhy (snížením prokluzu), zvýšením boční soudržnosti při jízdě na svahu nebo v zatáčkách, popřípadě snížením boření při jízdě po půdě.

Vzhledem k potřebě objasnit základní druhy deformací odvalujícího se kola s pneumatikou se výzkumná činnost přednostně soustředila na objasnění těchto deformací:

- obvodové deformace elastického tělesa,
- tangenciální deformace tělesa a desěnu.

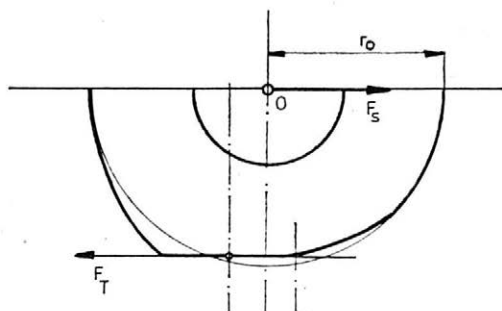
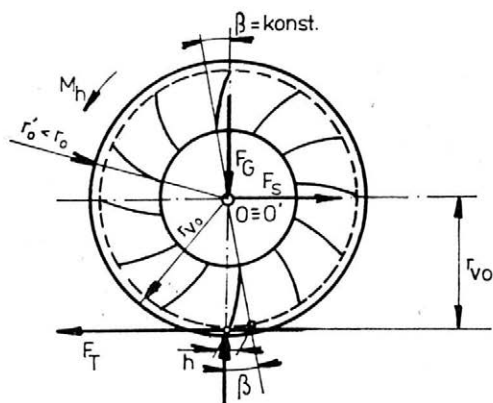
Z hlediska obvodových deformací tělesa pneumatiky byly také experimentálně porovnány různé traktorové pneumatiky i obě používané koncepce konstrukce tělesa pneumatiky, tj. diagonální a radiální, aby bylo možné získat podklady o tom, jak tyto výrobky odpovídají teoretickým potřebám dokonalejší konstrukce pneumatiky.

OBVODOVÉ DEFORMACE ELASTICKÉHO TĚLESA PNEUMATIKY

Stupně rozvinutí obvodové deformace zatížené pneumatiky

Teoretický rozbor obvodové deformace elastického válcového tělesa (za jaký lze elastické těleso pneumatiky považovat) zatíženého krouticím momentem od hnacího hřídele se opírá o tento základní poznatek (obr. 1):

Pokud je elastické těleso uchyceno po celém obvodu, pak krouticím momentem od hnacího hřídele dochází v elastickém tělese k čisté obvodové deformaci. Při ní se po celém obvodu elastického tělesa vyklánějí jeho radiální vlákna proti směru zatěžujícího momentu na hnacím hřídeli, a to tak, že pro stejnou vzdálenost od osy hnacího hřídele je tato výchylka stejná. V radiálních vláknech elastického tělesa roste zároveň takové napětí, které působí na obvodová vlákna elastického materiálu a vyvolává v nich tlakové napětí (obr. 2). Tím vznikne „dokonale vyvinutá obvodová deformace“ elastického tělesa zatíženého hnacím momentem ve smyslu dokonalého skrutu, která je doprovázena po celém obvodu těmito hlavními znaky:



1. Obvodová deformace tělesa pneumatiky — Peripheral deformation of the tire body

2. Tangenciální a radiální deformace pneumatik — Tangential and radial deformations of tires

— stejným průběhem úchylny radiálních vláken. To se promítá do tělesa pneumatiky tak, že každá část po jeho obvodu je posunuta o hodnotu h , která má pak na obvodu odvalové kružnice (s poloměrem r_{vo}) hodnotu h_{vo} ;

— stejným tahovým napětím radiálních vláken působícím jejich prodloužení;

— stejným tlakovým napětím obvodových vláken působícím jejich zkrácení, a tím i snížení průměru vůči průměru zatíženému menším hnacím momentem.

Při stavbě elastického tělesa lze těmto deformacím čelit volbou různých materiálů použitých na radiální nebo obvodová vlákna.

Při odvalování elastického tělesa, jakým je pneumatika, je sice na celý vnitřní obvod přenesen prostřednictvím ráfku hnací moment od hnacího hřídele, ale energie není odebrána po celém vnějším obvodu, nýbrž jen ve styčné ploše pneumatiky s podložkou, po níž se odvaluje. Tím se pak průběh obvodových deformací tělesa pneumatiky větší či menší měrou liší od těch, které odpovídají dokonalému skrutu. Tak vzniká „nedokonalé vyvinutá obvodová deformace“ elastického tělesa pneumatiky. Je charakterizována hlavními znaky, které ji rozdělují do dvou skupin:

- skupina s částečně vyvinutou obvodovou deformací,
- skupina s neúplně vyvinutou obvodovou deformací.

1. Částečně vyvinutá obvodová deformace (obr. 3)

Tato deformace je charakterizována tím, že při zatížení elastického tělesa pneumatiky hnacím momentem se na obvodu deformuje jen část tělesa pneumatiky; tím má její velikost po obvodu tělesa proměnnou hodnotu.

Maximální hodnota obvodové deformace

Maximální hodnota obvodové deformace se projevuje ve styčné ploše elastického tělesa pneumatiky s podložkou. Pro hodnocení odvalování elastického tělesa je důležité znát délku oblouku h_{vo} na odvalové kružnici s poloměrem r_{vo} , tj. délku, o jakou se po ní při zatížení tělesa hnacím momentem posunul její průřez s radiálním vláknem — paprskem — s touto maximální obvodovou deformací vůči poloze, kterou měl na tělese, pokud bylo v nezatíženém stavu.

Místo maximální hodnoty obvodové deformace ve styčné ploše $h_{vo\max}$ je dáno polohou smykového napětí $\tau_{s\max}$ (obr. 3) a průběhem styčné plochy. Rozložení smykového napětí τ_s je závislé zejména na kontaktním tlaku, soudržnosti podložky s elastickým tělesem.

Průběh hodnoty obvodové deformace elastického tělesa

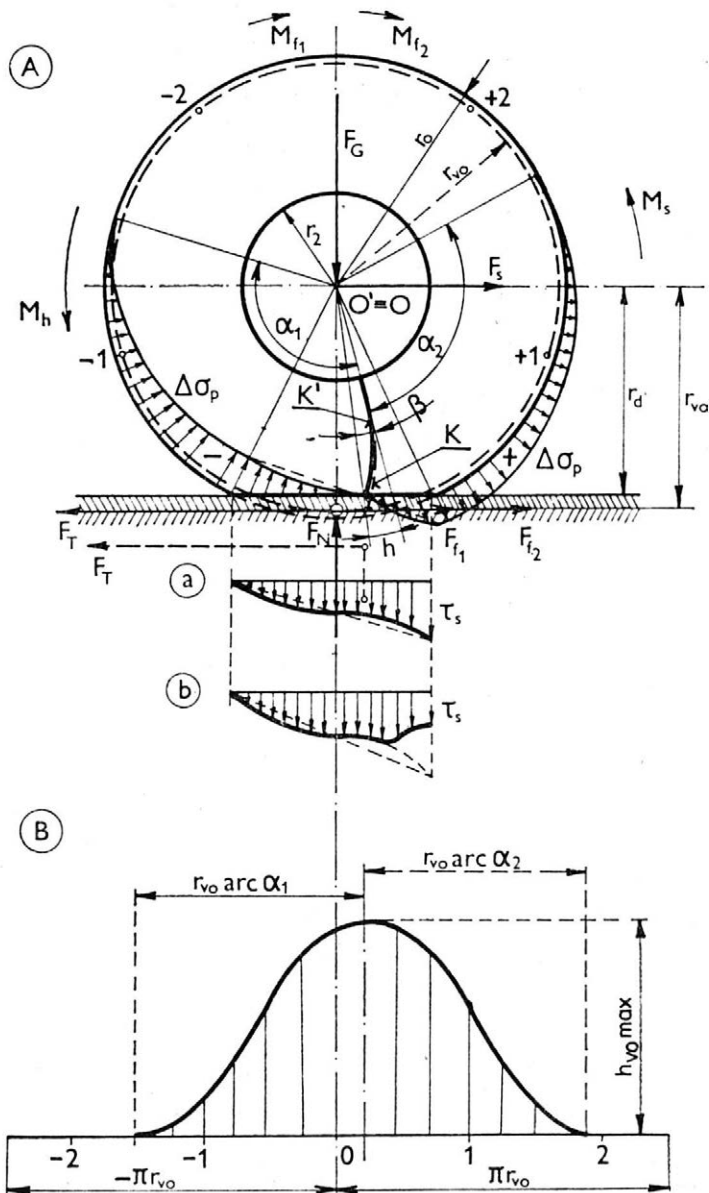
Od místa největší obvodové deformace ($h_{vo\max}$) se u částečně vyvinuté obvodové deformace parametry velikosti obvodové deformace tělesa pneumatiky zmenšují (ohnutí radiálního vlákna a velikosti pootočení h_{vo}), a to na obě strany odvalujícího se tělesa, tj. jak u jeho náběhové strany (obvodu, který při nejbližší odvalovací fázi přejde do styčné plochy), tak u jeho výběhové strany (té části obvodu tělesa, která právě v důsledku odvalování opustila styčnou plochu).

Místo na obvodě tělesa pneumatiky, na němž se již přestala vyvíjet obvodová deformace a radiální vlákna zůstávají přímá, se vymezuje na obě strany od radiálního vlákna s maximální obvodovou deformací (úhlem α) — u náběhové strany úhlem α_1 a u výběhové strany úhlem α_2 .

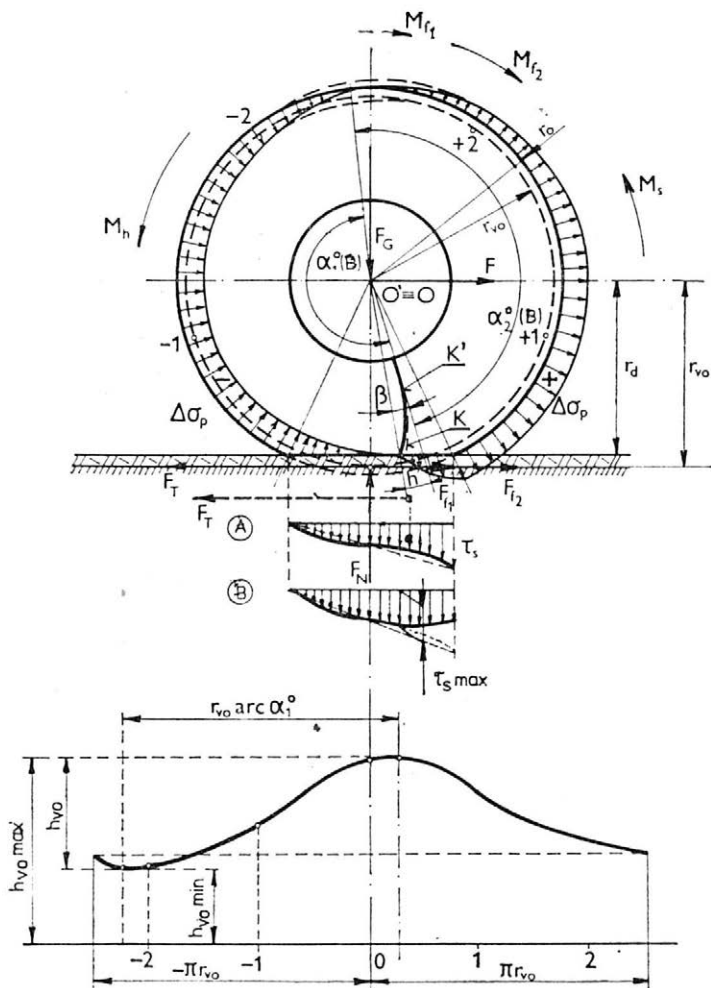
Za částečně vyvinutou obvodovou deformaci tělesa pneumatiky je označována deformace, u níž platí, že $\alpha_1 + \alpha_2 \leq 360^\circ$. To znamená, že proti styčné ploše s podložkou je ještě na obvodě tělesa místo, jehož radiální vlákno není obvodově deformováno, a proto je i na obvodu valivé kružnice místo, kde $h_{vo} = 0$.

Proměnnému průběhu obvodové deformace elastického tělesa pneumatiky zatížené hnacím momentem, a to od její maximální hodnoty až po hodnotu nulovou, odpovídá i proměnný průběh přírůstků tahového ($+\Delta\sigma$) nebo tlakového ($-\Delta\sigma$) napětí v obvodových vláknech elastického tělesa pneumatiky.

Tento druh obvodové deformace se vyskytuje u konstrukce tělesa, která je řešena tak, aby jednak zamezovala obvodovému natočení radiálních paprsků na těleše, a tím



3. Nevhodně rozvinutá obvodová a malá tangenciální deformace hnacích pneumatik — Unsuitably developed peripheral and small tangential deformation of driving tires



4. Dokonaleji rozvinutá obvodová a malá tangenciální deformace hnací pneumatiky — Better developed peripheral and small tangential deformation of driving tire

stejný charakter jako částečně vyvinutá obvodová deformace. Její velikost je vyjádřena velikostí obvodového posunutí maximálně deformovaného radiálního vlákna ($h_{vo \max}$).

Minimální hodnota obvodové deformace

Minimální hodnota obvodové deformace takto zatíženého tělesa pneumatiky je naproti jeho styčné ploše s podložkou v místě, kde je radiální vlákno minimálně obvodově deformováno. Tomuto místu odpovídá obvodová deformace označená $h_{vo \min}$.

Takovýto průběh deformací se projevuje u novějších způsobů konstrukce tělesa pneumatik a u takzvaných radiálních nebo radiálně-diagonálních pneumatik.

Výhodnost těchto řešení je nejlépe patrna, porovná-li se jejich vliv na energetické ztráty při jejich odvalování.

Energetické ztráty vznikající vlivem nedokonale vyvinuté obvodové deformace

Energetické ztráty při nevyvinutém obvodovém typu deformace tělesa pneumatiky jsou charakterizovány:

nepřenášela obvodovou deformaci ve styčné ploše do dalších částí obvodu tělesa, jednak umožňovala radiální deformaci tělesa pneumatiky ve směru zvětšení. Jsou to hlavně pneumatiky s křížovou nebo diagonální konstrukcí kordu jejího tělesa.

2. Neúplně vyvinutá obvodová deformace

Neúplně vyvinutá obvodová deformace elastického tělesa pneumatiky, zatížená (nejčastěji) hnacím momentem, se již projevuje na celém obvodu tělesa, ale kolísá mezi hodnotou maximální a minimální (obr. 4).

Maximální hodnota obvodové deformace

Maximální hodnota obvodové deformace odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky zatížené momentem (nejčastěji hnacím) je u neúplně vyvinuté obvodové deformace opět ve styčné ploše tělesa s podložkou a má

— při stálém zatížení hlavně zkrácením délky ujeté dráhy na jednu otáčku hnací pneumatiky (vyjadřuje se procentem ztracené dráhy vůči teoretické délce);

— při stálém zatížení, ale proměnných deformacích v elastickém materiálu probíhající v důsledku jeho nevyvinuté obvodové deformace;

— při proměnném zatížení mimo zkrácení délky ujeté dráhy také mechanickou prací ztrátou při proměnných obvodových deformacích tělesa pneumatiky v důsledku vnitřních ztrát v deformovaném materiálu (tato problematika bude uvedena ve zvláštním pojednání);

— celkovou účinností vnitřního mechanismu (η_p) v elastickém tělese pneumatiky, kterým se jednak přenáší hnací moment M_h z osy hřídele 0 na osu odvalové kružnice O' , jednak se zabezpečují tvarové změny v odvalovaném elastickém tělese.

Zkrácení ujeté dráhy na jednu otáčku

Hodnotu zkrácení ujeté dráhy na jednu otáčku hnací pneumatiky (Δs) lze vyjádřit při stálém r_{vo} :

a) pokud je obvodové natočení (h_{vo}) jen na části obvodu tělesa pneumatiky v rozsahu náběhového úhlu α_1 , pak velikost zkrácení ujeté dráhy za jednu otáčku pneumatiky je větší než odpovídá maximální velikosti obvodového natočení ($\Delta s > h_{vo \max}$) a určí se vztahem:

$$\Delta s = h_{vo \max} \cdot \frac{180}{\alpha_1} \cdot 2 \quad (\text{m}) \quad (1)$$

kde: Δs — délka dráhy, o kterou se po jedné otočce méně posune osa hnací nápravy naháněného odvalujícího se elastického tělesa vlivem nevyvinuté obvodové deformace ve srovnání k velikosti dráhy, o kterou by se osa hnací nápravy posunula, kdyby nebyla obvodová deformace (popř. by byla plně vyvinuta pro $h_{vo \min}$); hodnota Δs je zatím zahrnuta do ztrát prokluzem, ačkoliv se jedná o ztrátu způsobenou elastickými vlastnostmi pneumatiky

b) zasahuje-li obvodové natočení celý obvod tělesa pneumatiky, pak obvodové pulsující ztrátové natočení odpovídá svou velikostí jen rozdílu natočení (h_{zvo}) pro nový poloměr obvodové kružnice r'_{vo} , kdy obvodové natočení celého obvodu je velikostí, kde je $h_{vo \min}$

$$h_{zvo} = h_{vo \max} - h_{vo \min}$$

pak

$$\Delta s = (h_{vo \max} - h_{vo \min}) \cdot 2 \quad (\text{m}) \quad (1')$$

Přírůstek velikosti součinitele zkrácení délky ujeté dráhy (δ_{1T}) vlivem nevyvinuté obvodové deformace elastického tělesa, vyjádřený vztahem

$$\delta_{1T} = \frac{\Delta s}{2\pi r_{vo}} \quad \text{nebo} \quad \frac{\Delta s}{2\pi r'_{vo}} \quad (2)$$

je pro případ a)

$$\delta_{1T} = \frac{h_{vo \max}}{\pi r_{vo}} \cdot \frac{180}{\alpha_1} \quad (3)$$

pro případ b)

$$\delta_{1T} = \frac{(h_{vo \max} - h_{vo \min}) \cdot 2}{2\pi r'_{vo}} = \frac{h_{vo \max} - h_{vo \min}}{\pi r'_{vo}} \quad (3')$$

Velikost energetické ztráty E_{OS} na dráze s vlivem nevyvinuté obvodové deformace elastického odvalujícího se hnacího tělesa, vyjádřená vztahem

$$E_{OS} = s_t \cdot \delta_{1T} \cdot F_T \quad (\text{J}) \quad (4)$$

je pro případ a)

$$E_{Os} = 2 \cdot \frac{180}{\alpha_1} \cdot h_{vo \max} \cdot n \cdot F_T \quad (5)$$

pro případ b)

$$E_{Os} = (h_{vo \max} - h_{vo \min}) \cdot n \cdot 2 \cdot F_T \quad (5')$$

kde: n — počet otáček hnacího kola na ujeté dráze s

F_T — tečná síla (N)

s_t — teoretická délka dráhy (m)

Růst valivého odporu

Vlivem nevyvinuté obvodové deformace u odvalovaného elastického tělesa vznikají v tomto tělese deformace, které by se nevyskytovaly u odvalujícího se elastického tělesa s plně vyvinutou obvodovou deformací. Tyto deformace se promítají do energetických ztrát, kterými se pak zvětšuje valivý odpor při růstu hnacího momentu M_h .

Vzhledem k tomu, že se konstrukcí pneumatiky ovlivňují i velikosti deformací jejího elastického tělesa, a to i vlivem u ní nevyvinuté obvodové deformace, prokázaly získané poznatky jednu z nových příčin, proč se valivý odpor růstem přenášeného hnacího momentu (a tím i tahové síly) zvětšuje. Z toho potom vyplývá způsob, jak konstrukcí pneumatiky proti energetickým ztrátám bojovat. Jedná se zejména o nevhodné pneumatiky, které jsou charakterizovány jen částečně vyvinutou obvodovou deformací (diagonální atd.).

TANGENCIÁLNÍ DEFORMACE ODVALUJÍCÍHO SE ELASTICKÉHO TĚLESA PNEUMATIKY

Teoretický rozbor podstaty tangenciální deformace tělesa

Teoretický rozbor deformací odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky vychází z předpokladu, že považujeme polovinu tělesa pneumatiky za vetknutý nosník namáhaný na ohyb tečnou silou procházející styčnou rovinou (obr. 2).

Při této úvaze je nosník vymezen rovinou, po které se pneumatika odvaluje, a rovinou s ní rovnoběžnou, která prochází osou hnací nápravy. Pevná stěna, do které je nosník z elastického materiálu vetknut, je nad rovinou, která prochází osou hnací nápravy.

Tečná síla vyvolaná ve styčné ploše deformuje vetknutý nosník — spodní část elastického tělesa — ve směru působení tečné síly. To se projeví tak, že reakce podložky (F_N) se posunuje vůči radiálnímu zatížení (F_G) při odvalování, a to ve směru pohybu nejen vlivem normální složky valivého odporu (c_f), ale i vlivem tangenciální deformace (c_t) a vnitřního mechanismu (c_h), o celkovou hodnotu $c_p = c_f + c_t + c_h$. Těmto hodnotám posunutí půdní reakce odpovídají příslušné hodnoty koeficientů valivého odporu $f_p = f_f + f_t + f_h$.

Energetické ztráty zvýšené vlivem růstu valivého odporu (E_{TS}) tangenciální deformací (f_p) se určí ze vztahu:

$$E_{TS} = F_N \cdot f_p \cdot 2\pi r_{vo} \cdot n \quad (J) \quad (6)$$

Analytický rozbor tangenciální deformace odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky ukázal opět příčiny, proč se i touto deformací zvětšuje její valivý odpor růstem hnacího momentu, a tím i růstem tahové síly. Současně se opět vytyčuje směr, jak zdokonalovat konstrukci pneumatiky, aby k tangenciální deformaci nedocházelo, pokud požadujeme přednostní řešení snížení energetických ztrát.

Deformace tělesa pneumatiky

Použitím různých konstrukcí a materiálů při stavbě pneumatiky, tj. elastického tělesa, vznikají různé varianty kombinací tangenciální a obvodové deformace. Tyto variace konstrukcí a materiálů pak i různou měrou ovlivňují energetické ztráty při odvalování pneumatiky, i když mají stejné vnější rozměry a byly stejně zatíženy.

Deformace desénu

Tangenciální a obvodové deformace desénu umístěného na pneumatice zatížené radiálně a krouticím momentem jsou patrné ze schematu na obr. 5.

Jelikož se obě deformace u této části elastického tělesa vztahují na styčnou plochu, je vhodné rozlišovat je podle jejich účinků. Druh, který způsobuje energetické ztráty zkrácením ujeté dráhy charakteristickým u elastického tělesa pro nevyvinutou obvodovou deformaci, by se měl označovat u desénu za deformaci obvodově-tangenciální a ten, který ovlivňuje růst valivého odporu, jako tangenciálně-obvodový.

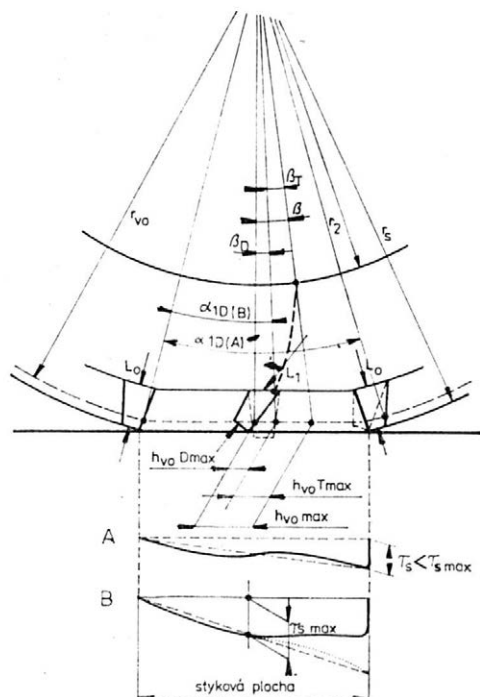
Zkrácením délky ujeté dráhy vlivem takto vzniklé obvodově-tangenciální deformace desénu vznikají energetické ztráty, které jsou závislé především na velikosti maximální hodnoty obvodové deformace (h_{v0Dmax}) na obvodu odvalové kružnice (r_{v0}), kdy radiální paprsek prochází místem, na kterém začíná na tělese pneumatiky desén. Dále je velikost deformace určena úhlem (α_{1D}) svíraným radiálním vláknem procházejícím na tělese pneumatiky místem, v němž začíná desén s maximální (obvodově-tangenciální) deformací, a vláknem procházejícím místem v náběhové části desénu, u něhož tato obvodově-tangenciální deformace ještě nenastala (obr. 5).

Součinitel zkrácení délky ujeté dráhy (δ_{1D}) vlivem obvodově-tangenciální deformace desénu se určí podle vztahu:

$$\sigma_{1D} = \frac{\Delta s}{2\pi r_{v0}} = \frac{h_{v0Dmax}}{2\pi r_{v0}} \cdot \frac{360}{\alpha_{1D}} \quad (7)$$

Velikost energie ztracené obvodově-tangenciální deformací desénu, který je na odvalujícím se elastickém tělese — na pneumatice, se určí ze součinitele zkrácení délky ujeté dráhy vlivem obvodově-tangenciální deformace desénu (δ_{1D}) obdobně jako při určení energetických ztrát vzniklých nevyvinutou obvodovou deformací u odvalujícího se elastického tělesa (vztah [4]).

Tato energetická ztráta roste opět s růstem hnacího momentu a bývá nesprávně zahrnována do energetických ztrát vzniklých skluzem ve styčné ploše. Proto zatím bylo opomíjeno její objasnění a řešení.



5. Schéma souhrnné obvodové deformace tělesa (T) a desénu (D) pneumatiky — Diagram of cumulative peripheral deformation of the body (T) and tread design (D) of the tire

Zvýšení valivého odporu

V důsledku tangenciálně-obvodové deformace desény se u hnacích pneumatik posuzuje výsledná reakce podložky o další úsek c_D od zatěžující svíslé silové složky procházející osou hnací nápravy kolmo k rovině, po níž se pneumatika odvaluje.

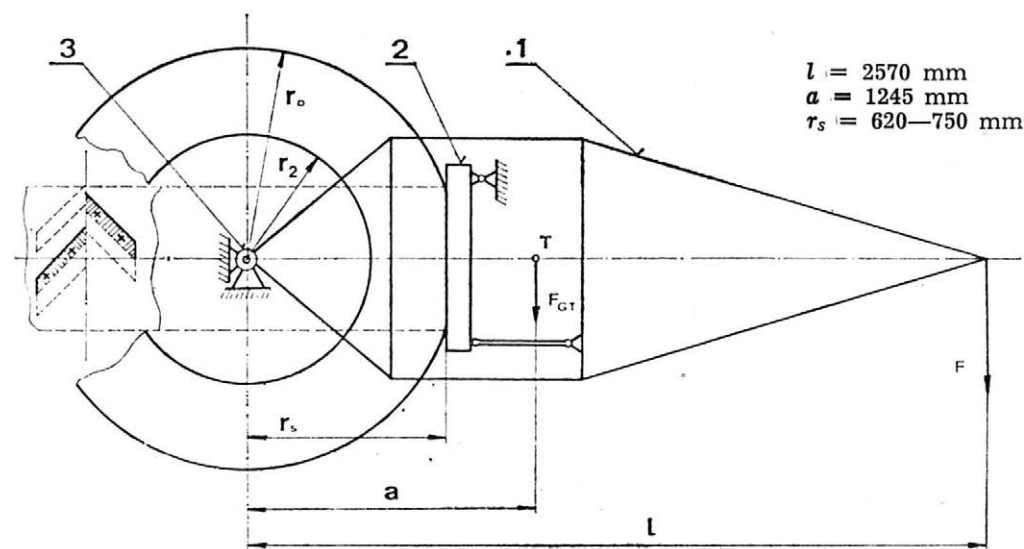
Posunutí reakce podložky vlivem tangenciálně-obvodové deformace desěnu a odpovídající energetická ztráta se zvětšují u stejné pneumatiky zvětšením hnacího momentu. Energetická ztráta vzniklá tangenciální deformací desěnu a projevující se růstem valivého odporu se vyčísľuje z obvodového vztahu jako při tečné deformaci celého odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky.

POSOUZENÍ OBVODOVÉ DEFORMACE DIAGONÁLNÍCH I RADIÁLNÍCH PNEUMATIK LABORATORNÍMI POKUSY

Měření obvodové deformace

Obě uvedené energetické ztráty — vlivem tangenciálně-obvodové a obvodově-tangenciální deformace desény — způsobují v provozu značné energetické ztráty, projevující se v největší míře vyšší spotřebou pohonných hmot. Získané poznatky vytyčují pak základní směr, kterým je třeba přistupovat k řešení tohoto problému. Při posuzování vlivu obvodové a tangenciální deformace celé pneumatiky na energetické ztráty při jejím odvalování je především třeba sečíst obvodovou deformaci tělesa pneumatik (h_{voTmax}) s obvodovou deformací desény (h_{voDmax}), abychom dostali celkovou deformaci pneumatiky ($h_{vo max}$). Rovněž je třeba sečíst posunutí půdní reakce pro těleso (c_T) a pro desén (c_D), abychom získali úhrnné posunutí (c_n) pneumatiky.

Aby bylo možné porovnat, do jaké míry se obvodové deformace diagonálních a radiálních traktorových pneumatik různých výrobců přibližují ideálním vlastnostem (co nejdokonaleji vyvinuté obvodové deformaci při odvalování elastického kola), byly založeny laboratorní pokusy (Andert, 1973, 1974).



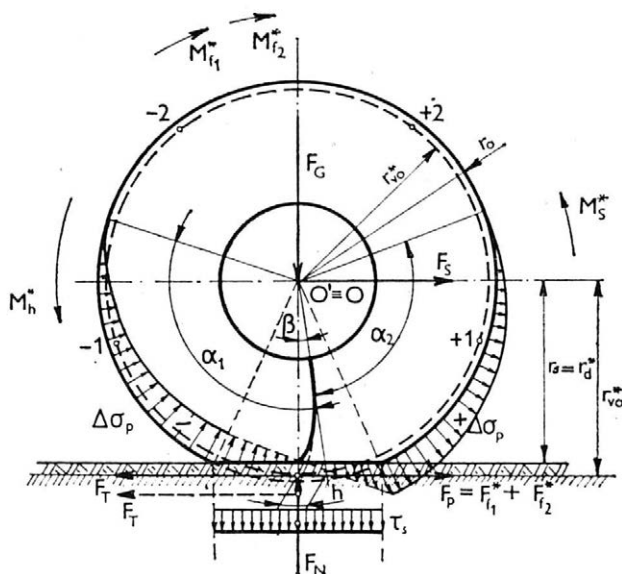
6. Schematické znázornění měřicího zařízení pro obvodový typ deformace hnacích pneumatik — Diagram of a measuring device for the peripheral type of deformation of driving tires

Výchozím materiálem pro přesnější zjištění tvaru i velikosti obvodového ohnutí radiálních vláken tělesa pneumatiky bylo statistické měření obvodových deformací. Pro tyto účely byl zhotoven přípravek (obr. 6), který je možné upevnit na různé rozměry pneumatik. Pneumatiky se pak zatěžují různými radiálními silami a různě velkým kroučícím momentem.

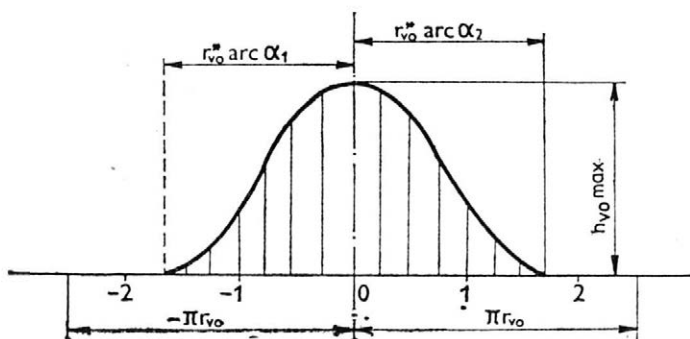
Rozdílnost mezi zatížením pneumatiky (a tím i deformacím) vyvolaným tímto přípravkem a skutečným průběhem zatížení pneumatiky při jejím odvalování spočívá hlavně v tom, že u pneumatiky zatížené přípravkem má smykové napětí v celé styčné ploše (τ_s) stejnou hodnotu, zatímco u odvalující se pneumatiky se toto napětí mění (obr. 7). Jsme však přesvědčeni, že pro posouzení těchto vlastností pneumatiky poskytují údaje dodatečně zjištěné touto metodou přesné podklady.

Při vyčíslování velikosti obvodové deformace zatíženého tělesa pneumatiky se změří velikost obvodově deformované náběhové části tělesa pneumatiky (α_1) a maximální velikost obloukové deformace tělesa ($h'_{\max}$) na vnějším poloměru tělesa pneumatiky (r_o), který je blízký předem zjištěnému valivému poloměru, odpovídajícímu zkoušené pneumatice pro dané radiální zatížení (F_G). Skutečná velikost obvodové deformace na valivém poloměru se určí ze vztahu:

$$h_{vo\max} = h'_{\max} \cdot \frac{r_{vo}}{r_o} \quad (m) \quad (8)$$



7. Schéma rozdělení i působení sil a napětí zatížení pneumatik měřicím zařízením — Diagram of the distribution and action of forces and load of tires by the measuring device



Vzhledem k tomu, že hodnota obvodové deformace ($h'_{\max}$) je maximální ve stykové ploše pneumatiky s podložkou a je obtížné jej určit, doporučuje se sestavit její charakteristiku (obr. 3, 4, 7).

Zhodnocení změřených výsledků

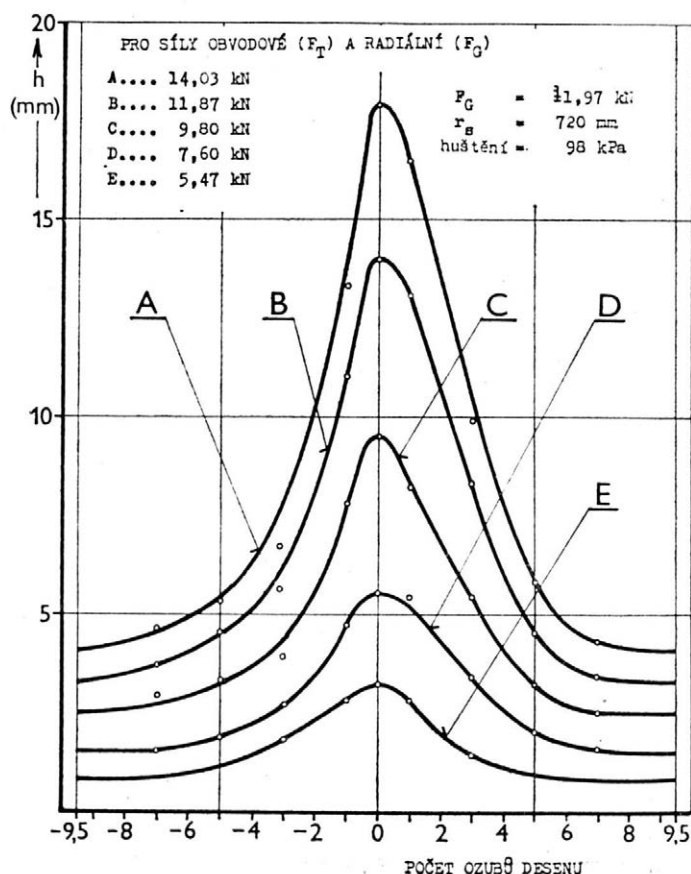
Zjištěné hodnoty velikostí obvodové deformace traktorových pneumatik byly zpracovány do charakteristik v závislosti na rozvinutém obvodu odvalové kružnice příslušné pneumatiky po pevné podložce a daném radiálním zatížení.

Příklady charakteristik obvodových deformací pro pneumatiky diagonální a radiální jsou uvedeny na obr. 8 a 9.

Při posouzení obou konstrukcí tělesa pneumatik je patrné:

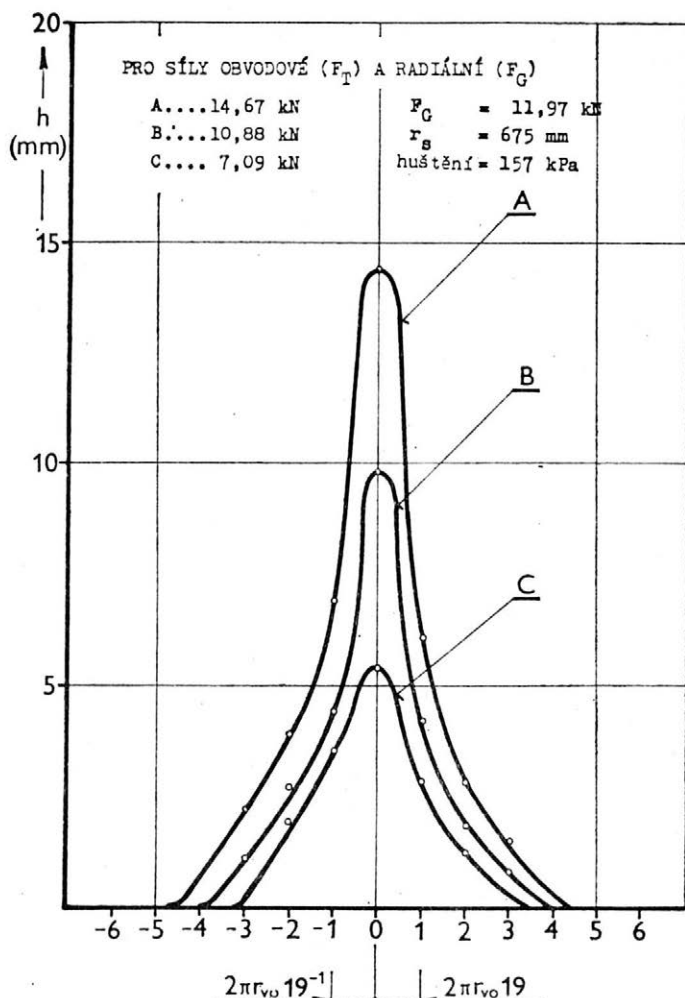
1. Z hlediska nevyvinuté obvodové deformace jsou diagonální pneumatiky značně méně dokonalé, než pneumatiky radiální. Proto mají diagonální pneumatiky při odvalování větší energetické ztráty. Jsou to hlavně ztráty vzniklé zkrácením délky ujeté dráhy, ale i růstem valivého odporu, vyvolaným vnitřním mechanismem deformovaného elastického materiálu v důsledku částečně vyvinuté obvodové deformace doprovázející odvalování těchto druhů pneumatik. Parametry diagonálních i radiálních pneumatik různých firem se liší. Lze předpokládat, že pneumatiky byly zdokonaleny na základě dlouhodobého provozního pozorování, nikoliv na základě teorie o odvalování elastického tělesa.

2. Posouzením průběhu charakteristik velikosti obvodové deformace v závislosti na rozvinutém obvodu valivé kružnice se ukazuje, jak široké jsou možnosti při zdokona-



8. Rozdělení obvodových deformací u radiální hnací traktorové pneumatiky firmy Pirelli 16,9-34 — Distribution of peripheral deformations in tractor radial driving tire Pirelli 16,9-34

9. Rozdělení obvodové deformace (h) u diagonální hnací traktorové pneumatiky firmy Continental 13-30 AS (19 ozubů) — Distribution of peripheral deformation in tractor diagonal driving tire Continental 13-30 AS (19 juts)



lování konstrukce tělesa radiálních pneumatik. Pro uživatele z toho vyplývá, že se nemají spokojit s prohlášením výrobce, že pneumatika má radiální konstrukci, ale že si mají prověřit, jak dokonale je řešena a jaké jsou její parametry, tzn. zjistit předpoklady malých energetických ztrát a velké životnosti.

3. Z rozborů vyplývá, že pneumatika, jejíž těleso je konstruováno tak, že se při jejím odvalování projevuje nedokonalé vyvinutá obvodová deformace, má zároveň tendenci k tangenciální deformaci. Konkrétní funkční vztah mezi hodnotami obvodové deformace (α_1 , r_{vo} , $h_{vo\max}$) a růstem hodnoty valivého odporu od tečné deformace (f_p) bude třeba objasnit.

DISKUSE

Dosažené poznatky o energetických ztrátách při odvalování elastického tělesa v důsledku jeho deformace tečné a nevyvinuté obvodové nám ukazují, že vliv parametrů elastického tělesa na ztráty je podstatně větší, než se předpokládalo, zejména pro jízdu na pevné podložce. Například Grečenko (1963) předpokládá růst odporu valení kola při stoupajícím prokluzu jednak v důsledku rostoucích hysterezních ztrát v pneumatice, jednak zvyšováním odporu půdy při zahrabávání kola.

Chmeljanov (cit. Grečenko, 1963) uvádí pro odpor valení empirický vzorec, ve kterém se pro jízdu po tuhé podložce počítá kromě základní konstanty s přímým vlivem

zatěžující síly a nepřímým vlivem velikosti průměru pneumatiky a tlaku jejího huštění. Nejsou tedy brány v úvahu vlastnosti, které pneumatice dává její konstrukce a použitý elastický materiál.

V americké literatuře je uváděna jen závislost odporu valení na průměru kola, tzn., že se ani zde nepočítá s vlivem elasticity pneumatiky.

ZÁVĚR

Poznatky o tangenciální deformaci a nevyvinuté obvodové deformaci odvalujícího se elastického tělesa a výsledky laboratorních zkoušek diagonálních a radiálních trakto-rových pneumatik

— otevřely nový směr výzkumné činnosti a ukázaly, jak dál řídit výzkum, aby se zdokonalovala teorie odvalování elastického tělesa, a tím aby se také nacházela cesta, jak zdokonalovat pneumatiky,

— objasnily, proč z hlediska snížení energetických ztrát je radiální konstrukce tělesa pneumatiky výhodnější a hospodárnější než konstrukce diagonální,

— ukázaly možnosti dalšího zdokonalování průběhu obvodové deformace u radiálních pneumatik v závislosti na obvodu její odvalové kružnice,

— upozornily na nutnost okamžitě doplnit testovací metodiky nových výrobků o zjišťování charakteristik obvodové deformace pro maximální přípustný hnací moment, a to při minimálním a maximálním huštění a přípustné maximální radiální zátěži. Na základě výsledků testování je potom třeba doplnit u pneumatik určených k zemědělským mobilním prostředkům i příslušný návrh ATP.

Hlavní symboly a označení

c_p	— posunutí normálové reakce při odvalování elastického tělesa vlivem normální složky valivého odporu (c_f), tangenciální deformace odvalujícího se tělesa (c_t) a energetických ztrát ve vnitřním mechanismu odvalujícího se tělesa (c_h)
c_D	— posunutí normálové reakce vlivem deformace desěnu
c_T	— posunutí normálové reakce vlivem deformace tělesa pneumatiky
E_{TS}	— energetické ztráty při odvalování elastického tělesa, zvýšené růstem valivého odporu v důsledku tangenciální deformace tohoto tělesa
E_{OS}	— energetické ztráty při odvalování elastického tělesa vlivem nevyvinuté obvodové deformace tohoto tělesa, a tím i vlivem zkrácení délky ujeté dráhy
F_G	— radiální síla působící v hnací nápravě
F_N	— normálová reakce podložky
F_S	— zatěžující síla působící vodorovně s podložkou v ose hnací nápravy
F_T	— tečná síla ve stykové ploše odvalujícího se tělesa s podložkou
$E_f; F_{f1}; F_{f2}$	— síly působící ve styčné ploše tělesa s podložkou v důsledku energetických ztrát při valení
f_p	— součinitel valivého odporu — celkový, složený z normálního součinitele valivého odporu (f_f), dále vlivem tečné deformace (f_t) a vlivem ztrát ve vnitřním mechanismu tělesa pneumatiky (f_h)
h	— obvodové posunutí bodů na radiálních vláknech odvalujícího se elastického tělesa zatíženého hnacím nebo brzdicím momentem
h_{vo}	— posunutí radiálních vláken odvalujícího se elastického tělesa, které se promítá na obvod fiktivní odvalové kružnice s poloměrem r_{vo}
$h_{vo \max}$	— maximální posunutí radiálních vláken, které se promítá na obvod fiktivní odvalové kružnice, jehož hodnota je ovlivněna pro daný materiál elastického tělesa velikostí hnacího momentu M_h , dále velikostí radiální síly F_G a soudržnosti odvalovaného tělesa s podložkou
$h_{voD \max}$	— maximální obvodové posunutí desěnu pneumatiky
$h_{voT \max}$	— maximální obvodové posunutí tělesa pneumatiky
h_{svo}	— rozdíl mezi maximálními hodnotami obvodového posunutí radiálního vlákna ve styčné ploše pneumatiky s podložkou a v protilehlém místě na obvodu pneumatiky

$h'_{\max}$	— maximální obvodové posunutí radiálního vlákna v místech na poloměru r_o
K	— charakteristika průběhu obvodového natočení radiálních vláken elastického tělesa nebo pneumatiky s desénem v závislosti na růstu poloměru tělesa
K'	— jako K , ale ve zkresleném stavu vlivem radiální deformace tělesa
$L_o; L_1$	— výška desénu volného a stlačeného vlivem radiální deformace, popřípadě hnacího momentu
M_h	— hnací moment na hřídeli kol osy o
M'_h	— hnací moment osy o' fiktivní odvalové kružnice s poloměrem r_{vo}
$M_{f1}; M_{f2}; M_{fp}$	— momenty charakterizující podmínky při odvalování elastického tělesa
o	— střed osy otáčení hnacího hřídele
o'	— střed osy otáčení fiktivní odvalové kružnice s poloměrem r_{vo}
O^o	— střed osy otáčení fiktivní odvalové kružnice, je-li těleso zatíženo při odvalování jen radiální silou
n	— počet otáček odvalovaného kola na dráze s
s	— délka ujeté dráhy
Δs	— velikost zkrácení ujeté dráhy na jednu otáčku odvalujícího se tělesa nebo pneumatiky
s_t	— teoretická délka dráhy
r_d	— dynamický poloměr — vzdálenost osy hnací nápravy od podložky
r_o	— vnější volný poloměr elastického tělesa — pneumatiky
r'_o	— zmenšený vnější poloměr elastického tělesa vlivem obvodové deformace, a tím natočení radiálních vláken, které při malém koeficientu prodloužení stlačuje obvod
r_s	— vnější účinný poloměr pneumatiky nebo odvalujícího se tělesa
r_{vo}	— fiktivní poloměr odvalové kružnice, po které se odvaluje na dané podložce radiálně zatížené silou F_G elastické těleso bez zatížení obvodovými silami, a tím i bez obvodových a tangenciálních elastických deformací
r'_{vo}	— dtto jako r_{vo} , ale vztahuje se na odvalující se elastické těleso, u něhož je po celém obvodu vyvinuta obvodová deformace, při které jsou všechna radiální vlákna posunuta o hodnotu $h_{\min}$, odpovídající zatěžujícímu momentu M_h ; pro případy s proměnným momentem M_h je vhodné určit průběh poloměru valení r'_{vo} v závislosti na momentu M_h nebo $h_{\min}$ na poloměru r'_o
r_2	— poloměr ráfku
α_1	— velikost úhlu kruhové výseče v odvalové kružnici o poloměru r_{vo} , který vytváří základní poloha radiálního paprsku s maximální obvodovou deformací a radiálního vlákna v náběhové části odvalujícího se tělesa, u něhož skončila jeho obvodová deformace
α_2	— jako α_1 , ale pro radiální vlákno ve výběhové části odvalujícího se elastického tělesa
$\alpha_1^o; \alpha_2^o$	— jako $\alpha_1; \alpha_2$, ale pro případ, kdy rozhraní mezi α_1 a α_2 na straně proti styčné ploše tvoří u odvalujícího se tělesa paprsek, který je sice obvodově deformován, ale v němž přechází přírůstek tahového napětí v tělese pneumatiky z hodnoty tlakové na hodnotu tahovou.
α_{1D}	— jako α_1 , ale jen pro desén pneumatiky
α_{1T}	— jako α_1 , ale jen pro těleso pneumatiky
β	— úhel natočení radiálních vláken elastického tělesa pneumatiky, odpovídající obvodovému natočení $h_{v\max}$
β_D	— jako β , ale pro $h_{voD\max}$
β_T	— jako β , ale pro $h_{voT\max}$
δ_1	— součinitel zkrácení ujeté dráhy vlivem obvodové deformace odvalujícího se elastického tělesa
δ_{1T}	— jako δ_1 , ale jen vlivem deformace tělesa
δ_{1D}	— jako δ_1 , ale jen vlivem deformace desénu pneumatiky
τ_s	— smykové napětí ve styčné ploše pneumatiky s podložkou
$\tau_{s\max}$	— maximální hodnota τ_s dosažitelná pro dané podmínky
η_p	— celková účinnost vnitřního mechanismu elastického tělesa při přenosu hnacího momentu
$-\Delta\sigma$	— charakteristika přírůstku tlakového napětí v otáčejícím se elastickém tělese v závislosti na obvodu tělesa a to jeho náběhové části
$+\Delta\sigma$	— přírůstek tahového napětí ve výběhové části otáčejícího se elastického tělesa

Literatura

- ANDERT, A.: Tangenciální a obvodová deformace hnací pneumatiky a její vliv na výhodnost diagonální a radiální konstrukce pláště. Referát na Mezinárodním plastikařenském kongresu „Ruber 73“. Praha 1973.
- ANDERT, A.: Vhodnost diagonálních a radiálních pneumatik v zemědělství. [Závěrečná zpráva Z-1101.] Praha-Řepy, Výzk. ústav zemědělské techniky 1974.
- ČUDAKOV, A. V.: Kačanija avtomobilnovo kolesa. Moskva, Izd. Nauka 1961.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1963.

Došlo dne 2. 3. 1983

АНДЕРТ, А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Теория потерь энергии эластической шины. Земед. Techn., 29, 1983 (7) : 433-448.

Для подробного объяснения потерь энергии в результате тангенциальной и контурной деформаций (Андерт, 1973) обкачивающего эластического тела (шины) была разработана теория этих двух деформаций и обработаны экспериментальные данные о диагональных и радиальных шинах. Эти данные раскрыли новое направление исследовательской деятельности по совершенствованию теории обкачивания эластического тела и тем самым путь к совершенствованию шин. Далее они объяснили, почему с точки зрения понижения потерь энергии радиальная конструкция тела шины более выгодна и экономична, чем конструкция диагональная. По установленной характеристике хода контурной деформации у радиальной шины в зависимости от контура ее огибающей окружности проявились новые возможности совершенствования шин. Эти данные также обратили внимание на необходимость пополнения методики проверки новых изделий определением характеристик контурной деформации для максимально допустимого приводного момента, а именно при минимальном и максимальном накачивании шин и допустимой максимальной радиальной нагрузке. У шин, предназначенных для сельскохозяйственных передвижных средств, эти условия необходимо еще дополнить соответствующим проектом агротехнических требований (АТТ).

диагональная и радиальная шина; обкачивание эластического тела; тангенциальная деформация шины; контурная деформация шины; теория обкачивания; испытание шин

ANDERT, A. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *The Theory of Energy Losses in an Elastic Tire*. Zeméd. Techn., 29, 1983 (7) : 433-448.

To explain the energy losses resulting from tangential and peripheral deformations (Andert, 1973) of a rolling elastic body such as a tire is, the theory of these two deformations was worked out and experimental knowledge of diagonal and radial tires was assessed. A new direction of research activities was set by this knowledge to make exacter the theory of elastic body rolling, and in this way to improve the design of tires. It was also indicated why the radial design of the tire body was better and more economical than the diagonal design if considering a decrease in the energy losses. Trends of further improvement of tires were derived from the characteristics of the course of peripheral deformation in radial tire in relation to the circumference of its tread circle. It was also pointed out that it was necessary to supplement immediately the testing techniques of new products with the characteristics of peripheral deformation for the maximum admissible driving moment, at the minimum and maximum air pressures, and with the admissible maximum radial load. These conditions should be accompanied by an adequate proposal of agrotechnical requirements for tires to be used in mobile agricultural machines.

diagonal and radial tires; rolling of elastic body; tangential deformation of tire; peripheral deformation of tire; theory of rolling; testing of tires

Adresa autora:

Ing. Antonín Andert, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha - Řepy
