

revoluční
PNS - 80s
nellenorol

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

5

ROČNÍK 20 (XLVII)
PRAHA
KVĚTEN 1974
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSTVÍ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Piša, ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Šteffl, ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1974

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

Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации. 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 Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Prag 2, Slezská 7.

Le journal scientifiques ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des Informations Scientifiques et Techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction 120 56 Prague 2, Slezská 7.

J. Blažek

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy

BLAŽEK J. *Použití šnekového přihrnovače píce v krmných linkách.* Zem. technika 20 (5) : 249-260, 1974.

Při výstavbě nových stájí pro dojnice bude nejčastěji nutno používat krátkodobé meziskladování píce (nejvýše však pro jednodenní zásobu). Tím se dosáhne vyšší spolehlivosti krmné linky, neboť poruchy vyskladňovacích strojů na objemová krmiva, jakož i dosud časté obtíže při vyskladňování, nenaruší vlastní proces krmení. K meziskladování píce lze užít buďto samostatné prostory — přípravný, krmné elektrické vozy, nebo zásobníkové nadžlabové dopravníky. Meziskladování píce v přípravných lze mechanizovat dávkovacími zásobníky nebo šnekovými přihrnovači píce. Teoretickým rozбором bylo naznačeno, že šnekové přihrnovače píce mohou poskytovat jisté ekonomické i provozní výhody. Mezisklady se šnekovým přihrnovačem píce musí být řešeny tak, aby se dosáhlo co nejvyššího stupně jejich využití. Z tohoto hlediska dává nejlepší výsledek kruhové rozrovnávání materiálu na pracovní plochu šnekového přihrnovače. Přibližně poloviční stupeň využití může být dosažen pravidelným rozrovnáváním do podélných hromad. Přisun materiálu na sklápěcích vozech vykazuje z tohoto hlediska nejhorší výsledky. Teoretickými výpočty podloženými experimentálními pracemi bylo prokázáno, že pro stáje pro 500 až 1000 dojnic může vyhovět jediný přihrnovač píce, jehož pracovní plocha má průměr 8 až 11 m. Ve zvlášť odůvodněných případech lze u těchto stájí připustit použití dvou přihrnovačů. Větší počet se zdá být již nesprávný. Pracovní úhel pootočení šnekového přihrnovače píce má být neomezený.

krmné linky pro dojnice; šnekový přihrnovač píce; meziskladování krmiva; manipulace s krmivy; mechanizace krmení dojnic

Nejvyššího stupně produktivity práce při krmení skotu lze dosáhnout stacionárními kontinuálními krmnými linkami, tj. linkami, u kterých probíhá vyskladňování objemové píce ze skladu, její doprava do stáje a zakládání do žlabu ve stejném čase, nepřetržitě. Krmivo není tedy během této dopravy nikde ani krátkodobě meziskladováno. Takováto krmná linka je ze stacionárních linek nejjednodušší, dává podmínky pro vysoký stupeň automatizace a svým charakterem je na úrovni obdobných linek v průmyslové výrobě.

V současné době však ještě nelze tento typ krmné linky obecně zavádět, zejména pro nízkou výkonnost vybíracích strojů na objemová krmiva. Ve vazných stájích, kde jsou z hlediska krmení vytvářeny skupiny maximálně o sto kusech, musí být totiž krmivo pro jedno krmení a jednu skupinu založeno do žlabů za dobu ne delší než 20 minut. V nových velkých stájích, které budou vybavovány dojírnami, jsou nároky na rychlost a spolehlivost zakládání krmiva do žlabu stejné nebo dokonce ještě vyšší. Tak ve stájích vazných nebo s kombinovanými, popř. poutacími boxy, kde se dojí v dojírně, lze zatím počítat s maximální dobou pro založení krmiva do žlabů pro 50 dojnic 10 minut.

V uvedených případech, kdy má krmení vždy charakter dávkovaného krmení, bude základním předpokladem pro navrhování stacionárních kontinuálních krmných linek minimální výkonnost vybírače objemové píce $3,5 \text{ t h}^{-1}$ při odběru senáže a $6,0 \text{ t h}^{-1}$ při odběru kukuřičné siláže se zvýšeným obsahem sušiny. Přitom je nutné poukázat na to, že dosahování vyšší výkonnosti současnou činností většího počtu vybíračů (současným odběrem ze dvou nebo více věží) je nesprávné, neboť se tím zvětšují ztráty druhotnou fermentací.

Ve volných stájích s krmištěm je délka doby zakládání krmiva do žlabu omezena podstatně méně. Doba zavážení krmiva do žlabu pro 200 dojníc může být až 60 minut, takže potřebná výkonnost vybírače objemové píce pro kontinuální stacionární linku je zde minimálně $2,0 \text{ t h}^{-1}$ při odběru senáže nebo $3,6 \text{ t h}^{-1}$ při odběru kukuřičné siláže se zvýšeným obsahem sušiny. Z toho by bylo možné usuzovat, že již v současné době lze ve stájích pro skot se společným krmištěm používat stacionární kontinuální krmné linky. Ovšem malý výkon vybíračů objemové píce má druhotný nepříznivý vliv na činnost linky v tom, že se značně prodlužuje její činnost jako celku, a tedy také spojovacích a krmných dopravníků, které běží velice málo vytiženy. Tím se značně prodlužuje doba, kdy je ve stáji hluk, zvětšuje se zbytečně opotřebení strojů a zkracuje se jejich životnost. Proto nelze vyloučit, že i ve stájích se společným krmištěm může být někdy účelné upravit meziskládku krmiva.

Další nepříznivou vlastností kontinuální krmné linky je celkově nižší provozní spolehlivost. Z hlediska spolehlivosti je totiž krmná linka sériovým systémem, o kterém platí

$$P = P_v \cdot P_d \cdot P_{vm} \cdot P_{sd} \quad (1)$$

kde: P — pravděpodobnost bezporuchového provozu v jistém časovém úseku u systému
 P_v — pravděpodobnost bezporuchového provozu v jistém časovém úseku vybírače objemové píce
 P_d — pravděpodobnost bezporuchového provozu v jistém časovém úseku vnějších spojovacích dopravníků
 P_{vm} — pravděpodobnost bezporuchového provozu v jistém časovém úseku vyrovnávače materiálového proudu
 P_{sd} — pravděpodobnost bezporuchového provozu v jistém časovém úseku stájového dopravníku krmiv

Je tedy zřejmé, že porucha kteréhokoliv prvku této linky přeruší zakládání krmiva do žlabu. Nejnižší hodnotu v rovnici (1) však má P_v , a proto je žádoucí, aby zakládání krmiva nebylo na spolehlivosti vybírače objemové píce závislé. Toho se dosáhne vytvořením meziskladu krmiva v lince; ten umožňuje vyskladnit píci s jistým časovým předstihem, který dovolí odstranit event. poruchy na vybírači nebo spojovacím dopravníku, popřípadě jiným způsobem zajistit krmivo, takže tyto poruchy nezdrží zakládání krmiva do žlabu. Meziskladem krmiva ve stacionární lince může být:

- přípravna krmiv,
- krmný elektrický vůz,
- zásobníkový nadžlabový dopravník.

Pravděpodobnost bezporuchového provozu při zakládání krmiva do žlabu P' u linky s přípravnou bude:

$$P' = P_m \cdot P_{vm} \cdot P_{sd} \quad (2)$$

kde: P_m — pravděpodobnost bezporuchového provozu strojního zařízení přípravy po dobu krmení

a je

$$P' > P \quad (3)$$

což má obzvlášť důležitý význam ve velkých stájích s dojírnami, kde postup krmení a dojení vzájemně souvisí.

Nejvyšší spolehlivosti zakládání krmiva do žlabu u stacionárních krmných linek lze dosáhnout meziskladováním krmiva přímo ve stáji na zásobníkových nadžlabových dopravnících (např. dopravník typu VÚZS Chodov). Pravděpodobnost bezporuchového provozu při zakládání krmiva do žlabu P'' u linek se zásobníkovými nadžlabovými dopravníky je

$$P'' = P_s$$

kde: P_s — pravděpodobnost bezporuchového provozu shoení krmiva z nadžlabového dopravníku do žlabu

Z důvodů, které byly výše objasněny, lze usuzovat, že bude nutné ještě poměrně dlouhou dobu sestavovat krmné linky s meziskladem píce.

METODIKA

V tomto příspěvku bude věnována pozornost meziskladování krmiva v přípravách. Zařízení pro tento účel musí umožňovat příjem konzervované i čerstvé píce, dopravené do přípravy buď stacionárními dopravníky nebo na přívěsech. Krmivo zde krátkodobě skladované je vydáváno v době krmení na stájový dopravníkový systém v pravidelném proudu nepřetržitě anebo přerušovaně podle typu strojního vybavení přípravy. Při krmení vícesložkovou krmnou dávkou se jednotlivé složky při výdeji směšují.

Pravidelného nepřetržitého výdeje píce se dosáhne dávkovacími zásobníky, šnekovými přihrnovači píce je výdej přerušovaný (nepravidelný). Proto musí být za šnekovým přihrnovačem píce ještě vyrovnávač dávek.

Dávkovací zásobníky s posuvným dnem a odmetacími válci jsou již dostatečně známé. Proto bude dále zaměřena pozornost na šnekové přihrnovače píce, které jsou zařízením novým, pro jehož zařazení do krmných linek je až dosud málo podkladů. Teoreticky lze usuzovat, že šnekové přihrnovače píce mohou být výhodně využity např. u stáji pro velký počet zvířat. K dalšímu objasnění této otázky je nutné při známých objemových hmotnostech krmiv hledat způsoby rozrovnávání píce v meziskladu, a to jak při stacionárním, tak i při mobilním přísunu, aniž by k tomu účelu byla zapotřebí ruční práce, a vyšetřit tvar hromad, které mohou vznikat při zavádění píce do meziskladu, jejich hmotnost, jakož i způsoby vyrovnávání materiálového proudu.

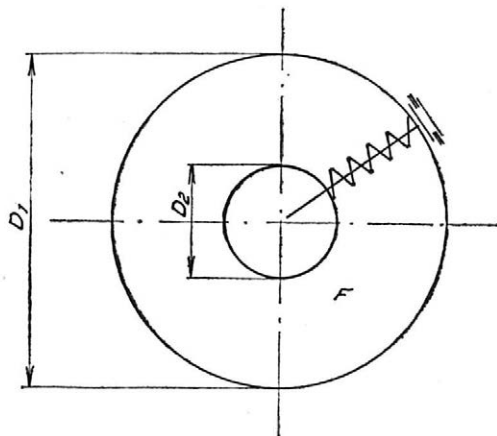
V současné době jsou již vyráběny šnekové přihrnovače píce s pracovním úhlem pootočení 180° . Pouze výjimečně existují tyto přihrnovače s pracovním úhlem pootočení neomezeným, které jsou všestranně výhodnější. Proto jsou také veškeré další úvahy vztahy na přihrnovače píce s neomezeným pracovním úhlem pootočení.

Množství krmiva, které má mezisklad pojmout, může být podle celkové sestavy krmné linky a podle požadované organizace práce buďto pro jedno krmení, anebo pro dvě krmení (celodenní zásoba).

VÝSLEDKY

ROZROVNÁVÁNÍ PÍCE KRUHOVÝM POHYBEM

Rozrovnávání píce na pracovní plochu šnekového přihrnovače má být takové, aby bylo dosaženo co nejvyššího využití této plochy. Naproti tomu však může působit okolnost, že při vícesložkové krmné dávce je nutné klást jednotlivé dávky (složky) na sebe pravidelně tak, aby shrnované krmivo mělo přiměřeně stejnoměrnou skladbu. Negativní působení této podmínky se projeví v tom případě, kdy některé složky krmné dávky jsou do meziskladu dopravovány stacionárními dopravními prostředky, zatímco jiné mobilními.



1. Půdorys pracovní plochy šnekového přihrnovače píce

Plocha F , zasahovaná šnekovým přihrnovačem píce (pracovní plocha přihrnovače), je podle obr. 1

$$F = F_1 - F_2 \quad (4)$$

Na této ploše, jejíž tvar je jak patrně mezikružší, lze navržit teoreticky maximálně hromadu materiálu, znázorněnou ve svislém řezu na obr. 2. V tomto případě by byl součinitel využití plochy F mezikladu $\psi = 1$.

Úhel δ je sypaný úhel materiálu, závislý na druhu materiálu a jeho kvalitě (délce řezanky, vlhkosti) — (tab. I).

Objem hromady V na pracovní ploše šnekového přihrnovače je

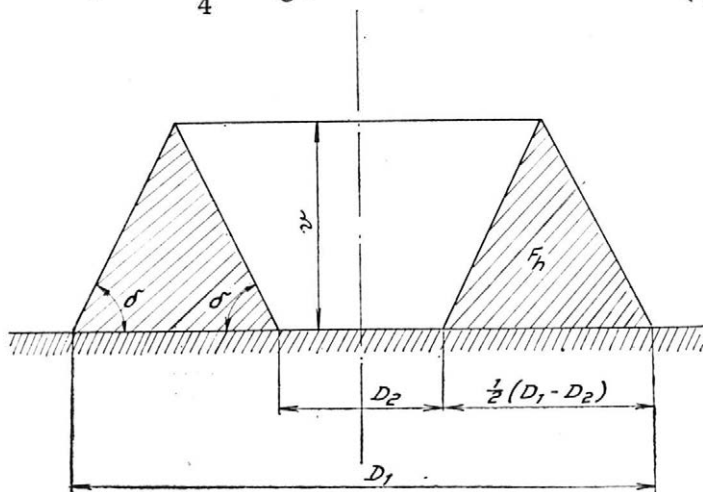
$$V = F_h \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) \quad (5)$$

a poněvadž plocha průřezu vrstvy F_h je

$$F_h = \frac{v}{4} (D_1 - D_2) \quad (6)$$

a výška hromady v je

$$v = \frac{D_1 - D_2}{4} \operatorname{tg} \delta \quad (7)$$



2. Řez hromadou materiálu, navrstvenou kruhovým pohybem

I. Sypné úhly objemných krmiv

Materiál	Sypný úhel δ°
Silážní kukuřice řezaná	45–54
Senáž travní řezaná	50–66
Seno řezané	53–57
Zelená píce řezaná	40–45
Sláma řezaná	53–57

II. Objemové hmotnosti objemných krmiv

Materiál	Objemová hmotnost γ (kg m^{-3})
Silážní kukuřice řezaná (se zvýš. obsahem sušiny)	350–600
Senáž travní řezaná	140–180
Seno řezané	50–60
Zelená píce řezaná	220–360
Sláma řezaná	40–60

je maximální teoretický objem navrstvené hromady V

$$V = \frac{\text{tg } \delta}{8} F(D_1 - D_2) \quad (8)$$

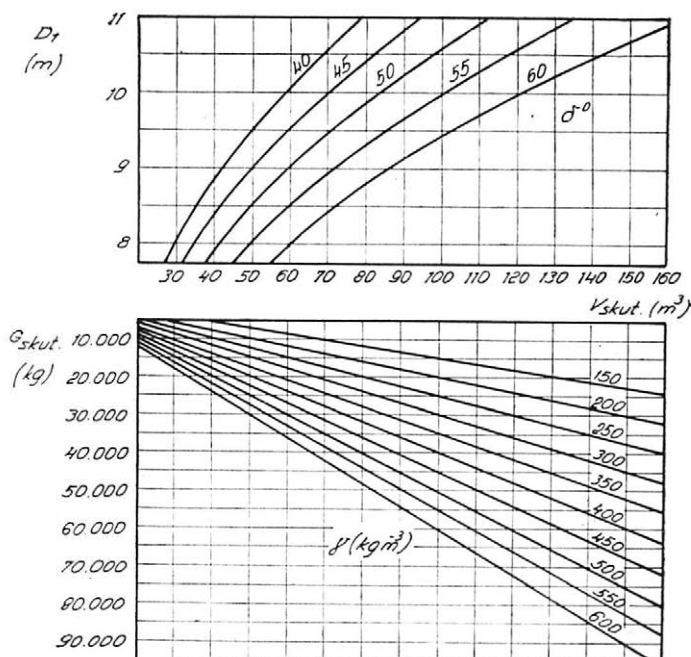
Prakticky však nelze tohoto vyplněného objemu V dosáhnout, neboť nelze navrstit materiál na šnekový přihrnovač píce a dále nelze dosáhnout úplného a přesného zaplnění plochy F . Je tedy třeba počítat se součinitelem využití plochy meziskladu $\psi = 0,8$, takže skutečný vyplněný objem V_{skut} může být maximálně

$$V_{skut} = V \cdot \psi = 0,1 \cdot \text{tg } \delta \cdot F(D_1 - D_2) \quad (9)$$

Hmotnost materiálu G_{skut} , který je v této hromadě uložen, je potom

$$G_{skut} = V_{skut} \cdot \gamma = 0,1 \cdot \text{tg } \delta \cdot F(D_1 - D_2) \gamma \quad (10)$$

Objemové hmotnosti sypaných materiálů γ jsou obsaženy v tab. II.



3. Nomogram pro výpočet objemu a hmotnosti navrstvených hromad materiálu

III. Objem a hmotnost krmiva na hromadě šnekového příhrnovače píce

Materiál	Sypný úhel δ°	Objemová hmotnost (kg m^{-3}) γ	V_{skut} (m^3)	G_{skut} (kg)
Silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny řezané	50	475	112,3	53 342
Senáž travní řezaná	58	160	150,8	24 128
Seno řezané	55	55	134,6	7 403
Zelená píce řezaná	47	290	101,1	29 319

Pro snadný výpočet rovnic (9) a (10) je nomogram na obr. 3, který byl zpracován pro $\psi = 0,8$ a $D_2 = 1$ m.

Jako příklad lze uvést příhrnovací šnek s rozměry $D_1 = 11$ m; $D_2 = 1$ m. Pracovní plocha tohoto příhrnovače F je podle rovnice (4) přibližně $94,25 \text{ m}^2$, takže užitečný objem navrstvené hromady V_{skut} může být

$$V_{skut} = 94,25 \cdot \text{tg } \delta \quad (11)$$

a hmotnost materiálu v této hromadě G_{skut} je

$$G_{skut} = 94,25 \cdot \text{tg } \delta \cdot \gamma \quad (12)$$

Pro různé materiály bude objem a hmotnost krmiva podle tab. III, přičemž pro výpočet byly použity střední hodnoty velikostí sypných úhlů a objemových hmotností.

Počet dojnic, pro které toto zařízení za daných podmínek vyhovuje, bude různý podle skladby krmné dávky a lhůty meziskladování krmiva. Tuto otázku lze objasnit na příkladech monodietní krmné dávky:

- a) při výhradním krmení silážní kukuřicí se zvýšeným obsahem sušiny (40 kg na kus a den) a pro celodenní lhůtu meziskladování vyhoví zařízení přibližně pro 1300 dojnic;
- b) při výhradním krmení senáží, 20 kg na kus a den, a pro celodenní lhůtu skladování vyhoví zařízení přibližně pro 1200 dojnic.

Vzdor tomu, že do počtu byly zavedeny některé veličiny, jejichž hodnota je velice variabilní (δ ; γ), lze soudit, že šnekový příhrnovač píce, jehož pracovní orgán opisuje maximální průměr $D_1 = 11$ m a minimální průměr $D_2 = 1$ m, vyhoví za uvedených podmínek pro meziskladování celodenní zimní dávky krmiva pro dojnice s průměrnou rezervou u stájí pro přibližně 1000 dojnic. Obdobným postupem bychom se přesvědčili, že příhrnovací šnek, jehož základní rozměry jsou $D_1 = 8$ m a $D_2 = 1$ m, vyhoví přibližně pro 500 dojnic. A poněvadž se u nás budou v nastávajícím období stavět kravíny pro 500 až 1000 dojnic, bude nutné počítat s příhrnovacími šneky, jejichž maximální průměr bude $D_1 = 8 \div 11$ m za předpokladu, že píce bude na jejich pracovní plochu zaváděna plynulým proudem a rozdělována kruhovým pohybem.

Dále je možné se výpočtem přesvědčit, že tyto příhrnovače vyhoví i v období, kdy je zkrmována výhradně zelená píce (dávka na kus a den až 55 kg). Je však nutné upozornit, že zelené krmivo bude muset být připravováno dvakrát denně před každým krmením. S tím se musí ovšem počítat také proto, že k celodennímu meziskladování zelené píce by tvar hromady na pracovní ploše příhrnovače byl nevhodný (příliš vysoký).

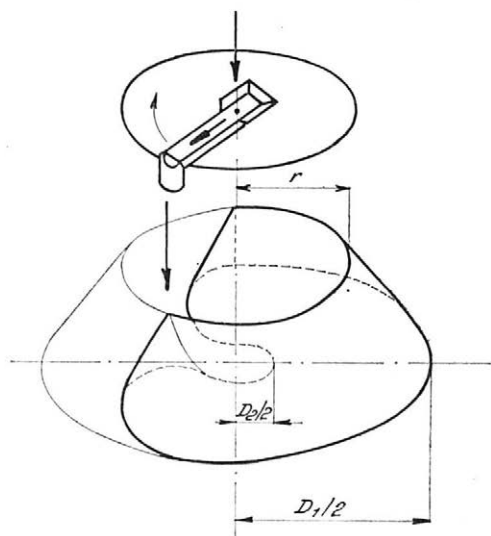
Rozrovnání píce, které vyhoví popsanému vyplnění pracovní plochy příhrnovače, lze prakticky dosáhnout dopravníkem, jehož výpadevový konec se pootáčí v úhlu téměř

360° a jehož střed otáčení leží ve svislé ose, procházející také středem pootáčení šnekového přihrnovače. Výpad materiálu z tohoto dopravníku musí být usměrněn na poloměr

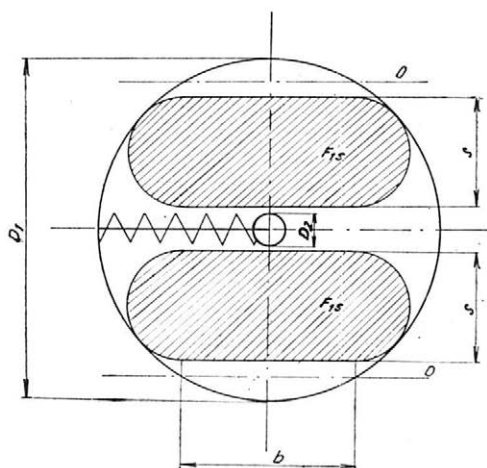
$$r = \frac{D_1 + D_2}{4} \text{ (obr. 4).}$$

Tento způsob přísunu píce na pracovní plochu šnekového přihrnovače lze využít jen v tom případě, je-li materiál zaváděn do přípravný plynulým proudem. Toho se dosáhne:

- a) přísunem stacionární dopravní linkou od silážních věží,
- b) přísunem mobilními prostředky s plynulým vyprazdňováním,
- c) přísunem sklápěcími přívěsy (návěsy) na dávkovací složiště, které je předřazené otočnému rozdělovacímu dopravníku.



4. Schéma zaplňování pracovní plochy přihrnovače dopravníkem s kruhovým pohybem



5. Půdorys pracovní plochy šnekového přihrnovače píce a podélných hromad materiálu: O — osa průjezdu přípravnou

Z toho plynou různé alternativy řešení:

Budou-li všechna krmiva krmné dávky v daném případě uskladněna např. v silážních věžích, takže lze použít přísun výhradně podle alternativy a), je šnekový přihrnovač píce s popsaným rozdělováním materiálu zřejmě výhodný, neboť řešení sub b), c) jsou komplikovanější a na potřebu lidské práce náročnější.

Kdyby se však krmná dávka skládala výhradně z krmiv přivážených mobilními dopravními prostředky, anebo by tato krmiva tvořila významnou část z celkového zkrmovaného množství, je třeba zkoumat, zda by nebyl výhodnější průjezd přípravnou a přímé sklápění materiálu na pracovní plochu přihrnovače píce.

ROZROVNÁVÁNÍ PÍCE DO PODÉLNÝCH HROMAD

Rozrovnávání píce kruhovým pohybem má — jak bylo prokázáno — přednost v tom, že zajišťuje nejvyšší stupeň využití pracovní plochy přihrnovače. Nedostatkem však je, že krmiva, která jsou přivázena mobilními dopravními prostředky, nemohou být překládána přímým sklápěním. Má-li být umožněna překládka dovážených krmiv přímým sklápěním z přívěsů (návěsů) na pracovní plochu přihrnovače, musí být přípravná

průjezdna a půdorys hromady materiálu podélný. Krmiva přiváděná do přípravný stationární dopravní linkou pak musí být rozrovnávána rovněž do podélných hromad.

Poněvadž tvar pracovní plochy šnekového přihrnovače píce zůstane i v tomto případě mezikruží, lze do něho vepsat dvě stejné podélné plochy pro meziskládku píce F_{1s} a F_{2s} (obr. 5). Celková plocha pro meziskládku píce F_s je

$$F_s = F_{1s} + F_{2s} \quad (13)$$

Plocha zasahovaná šnekovým přihrnovačem píce F (pracovní plocha) zůstává stejná jako v prvním případě (rovnice (4)).

Plocha pro meziskládku píce F_s je součtem dvou obdélníkových ploch ($b \cdot s$) a dvou kruhových ploch $\left(\frac{\pi s^2}{4}\right)$, takže je

$$F_s = 2 \left(b \cdot s + \frac{\pi s^2}{4} \right) \quad (14)$$

Celkový objem hromad navrstvených nad těmito plochami V_s je součtem dvou trojbokých hranolů, z nichž každý je omezen dvěma polokruželovými tělesy.

$$V_s = v \cdot s \left(b + \frac{\pi \cdot s}{6} \right) \quad (15)$$

kde: v — výška hromad a je $v = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \delta$

takže je

$$V_s = \frac{s^2}{2} \operatorname{tg} \delta \left(b + \frac{\pi s}{6} \right) \quad (16)$$

Odtud lze dále vyvodit hmotnost materiálu uloženého v obou hromadách

$$G_s = V_s \cdot \gamma = \frac{s^2}{2} \operatorname{tg} \delta \cdot \gamma \left(b + \frac{\pi \cdot s}{6} \right) \quad (17)$$

Protože plochy pro meziskládku F_{1s} ; F_{2s} mají vyhovovat pro příjem krmiva sklá-pěného z vozů, byl experimentálně vyšetřován optimální tvar těchto ploch a bylo shle-dáno, že pro $D_1 = 11$ m; $D_2 = 1$ m vyhovuje $b = 5,5$ m; $s = 3,5$ m. Pro tyto rozměry lze vypočítat z rovnic (4) a (14)

$$F = 94,25 \text{ m}^2$$

$$F_s = 57,74 \text{ m}^2$$

takže součinitel využití plochy meziskladu ψ je

$$\psi \doteq 0,6$$

tedy podstatně menší než v prvním případě.

Pro stejný přihrnovač můžeme vypočítat dále z rovnice (16) užitečný souhrnný objem hromad, který je

$$V_s \doteq 44,91 \operatorname{tg} \delta \quad (18)$$

Srovnáme-li tento výsledek s rovnicí (11) sledujeme, že

$$V_s = 0,48 V_{skut} \quad (19)$$

což prakticky znamená, že při ukládání materiálu do dvou podélných hromad na pracovní ploše šnekového přihrnovače lze za jinak stejných podmínek uskladnit necelou polovinu píce ve srovnání s přihrnovačem, na jehož pracovní plochu byla píce rozrovnána dopravníkem s kruhovým pohybem. Tento závěr však platí jen za předpokladu, že píce byla do podélných hromad uložena rozrovnávacím dopravníkem, upraveným např. podle obr. 6. Při sklápění píce z vozů se totiž dosáhne výsledku ještě méně uspokojivého. Experimentálně bylo zjištěno, že sklápěním z vozu nelze nikdy dosáhnout takového tvaru hromady, jaký vznikne pravidelným rozrovnáváním (např. zařízením podle obr. 6). Z výsledků pokusů bylo možné odvodit, že na stejné základně lze sklopením (bez dodatečného dorovnávání) navršíť hromadu, jejíž objem $V_{s'}$ je přibližně

$$V_{s'} \doteq 0,55 V_s \doteq 0,26 V_{skut}$$

tj. hromadu, jejíž objem je za jinak stejných okolností přibližně jednou čtvrtinou objemu, který byl na stejné pracovní ploše přihrnovače navršten rozrovnáváním dopravníkem s kruhovým pohybem.

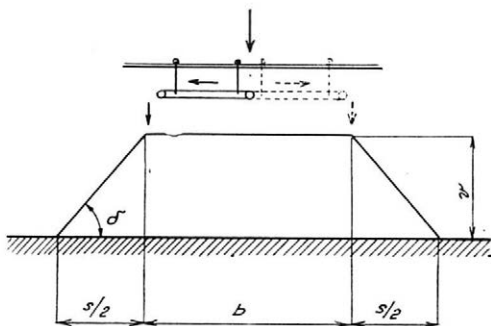
DISKUSE

V nastávajícím období budou u nás budovány stáje pro 500 až 1000 dojníc, které budou převážně vybavovány krmnými linkami s meziskladováním píce v přípravně. Je pravděpodobné, že postupem času ztratí tyto přípravní význam. Podmínkou pro to je zvýšení výkonnosti vybíračů objemové píce, jakož i jejich vysoká spolehlivost.

Mezisklad píce zařazený do krmné linky může být z hlediska dosavadních poznatků řešen dvojím způsobem: jako dávkovací zásobník s posuvným dnem a odmetacími válci, anebo jako rovinná plocha, na kterou se píce ukládá a se které je později shrnována na vnitrostájový dopravní systém. V širším slova smyslu však může být meziskladem i krmný elektrický vůz nebo zásobníkový dávkovací dopravník.

U krmných linek s meziskladováním píce v přípravně je možné volit řešení buďto s dávkovacím zásobníkem anebo se šnekovým přihrnovačem píce. Teoreticky bylo naznačeno, že pro stáje s velkým počtem zvířat mohou skýtat šnekové přihrnovače píce jisté, z ekonomického hlediska příznivé podmínky.

Nevýhodou šnekových přihrnovačů ve srovnání s dávkovacími zásobníky je, že nemohou vytvářet přiměřeně rovnoměrný materiálový proud. K tomu účelu musí být samostatné zařízení, tzv. vyrovnávač materiálového proudu, který se zařazuje do krmné linky bezprostředně za přihrnovač píce. Současné vyrovnávače materiálového proudu sice funkčně vyhovují, konstrukčně jsou však dost složité a prostorově náročné. V současné době byly již zahájeny vývojové práce na nových typech vyrovnávačů, z nichž např. jeden je konstruován na principu jednořetězového hrabicového dopravníku s horizontálním oběhem. Zatím nedorozřešeným problémem je dále shrnování píce z vysokých hromad, které by při vysokém stupni využití skladovací plochy nezbytně vznikaly.



6. Schéma zaplňování pracovní plochy přihrnovače dopravníkem s přímočarým pohybem

Celkové řešení meziskladu objemové píce se šnekovým přihrnovačem může být řešeno několika způsoby. Rozdílnost jednotlivých řešení spočívá zejména ve způsobu přísunu píce na pracovní plochu přihrnovače.

Nejlepší využití tohoto meziskladovacího prostoru se dosáhne kruhovým rozvrstvováním materiálu, který je přiváděn přiměřeně pravidelným nepřetržitým proudem.

Je-li krmivo pravidelně, plynule vrstveno na pracovní plochu šnekového přihrnovače do dvou podélných hromad, lze za jinak stejných podmínek uskladnit jen 48 % materiálu ve srovnání s uvedeným řešením.

Konečně nejhoršího výsledku se dosáhne, je-li krmivo vrstveno na pracovní plochu přihrnovače přímým sklápěním z vozů. V tom případě lze za jinak stejných podmínek uskladnit pouze 26 % materiálu ve srovnání s prvním řešením.

Z toho vyplývá, že vhodné vrstvení materiálu na pracovní plochu přihrnovače musí být zkoumáno jako cesta k úspoře stavebních i strojních investičních nákladů, neboť se tím nejen zmenší počet nutných přihrnovačů jejich lepším využitím, ale zejména se zmenší potřebné rozměry přípravny. Je pravděpodobné, že u stájí pro 500 až 1000 dojnic by měl stačit jediný šnekový přihrnovač píce s neomezeným úhlem pootočení. Nelze vyloučit, že v některých případech bude nutné z provozních příčin užít přihrnovače dva, avšak větší počet se zdá být na základě teoretických výpočtů nesprávný. Šnekové přihrnovače s úhlem pootočení 180° jsou ve srovnání s přihrnovači s neomezeným úhlem pootočení méně ekonomické a provozně výhodné a neměly by být proto do krmných linek zařazovány.

Seznam použitých znaků

Znak	Význam	Rozměr
D_1	největší činný průměr přihrnovače	m
D_2	nejmenší činný průměr přihrnovače	m
F	pracovní plocha přihrnovače	m ²
F_h	plocha profilu hromady materiálu	m ²
F_s	celková plocha pro meziskládku	m ²
G_s	hmotnost materiálu v podélných hromadách	kg
G_{skut}	skutečná hmotnost materiálu v kruhové hromadě	kg
V	teoretický objem kruhové hromady	m ³
V_{skut}	skutečný objem kruhové hromady	m ³
V_s	celkový objem podélných hromad	m ³
V'_s	objem podélné hromady vytvořené sklopením z vozu	m ³
b	délka obdélníkové části plochy pro meziskládku píce při podélných hromadách	m
r	střední poloměr kruhové hromady	m
s	šířka plochy pro meziskládku píce při podélných hromadách	m
v	výška hromady materiálu	m
γ	objemová hmotnost materiálu	kg m ⁻³
δ	sypaný úhel materiálu	stupně
φ	součinitel využití pracovní plochy přihrnovače	—

Došlo dne 12. 9. 1973

БЛАЖЕК Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага-Ржепы Чехословакия). Применение шнековой подачи кормов в кормовых линиях. Зем. техника 20 (5) : 249-260, 1974.

При строительстве новых коровников для дойных коров чаще всего необходимо будет применять кратковременное промежуточное хранение корма (однако, максимально однодневного запаса). Этим достигается повышение надежности кормовой линии, так как дефекты разгрузочных машин для объемных кормов, а также до сих пор затруднения при

разгрузке, не нарушат собственно процесса кормления. Для промежуточного хранения кормов можно использовать или отдельные помещения — приготовительные цехи, кормовые электрические тележки, или бункерные наджелобчатые транспортеры. Промежуточное хранение корма в кормоприготовительных цехах можно механизировать дозировочными бункерами или шнековыми корморазгрузчиками. Теоретический анализ отметил, что шнековые корморазгрузчики могут давать определенные экономические и производственные выгоды. Однако, промежуточные складские помещения со шнековым корморазгрузчиком должны быть решены так, чтобы можно было достичь максимальной степени их использования. С этой точки зрения наилучший результат дает круговое выравнивание материала по рабочей площади шнекового разгрузчика. Приблизительно половинная степень использования может быть достигнута в результате равномерного выравнивания в продольные кучи. Поступление материала на самосвалных тележках с этой точки зрения дает самые плохие результаты. Теоретические расчеты, обоснованные экспериментальными работами, доказали, что для коровника на 500—1000 дойных коров достаточен будет один корморазгрузчик, рабочая площадь которого имеет диаметр 8—11 м. В особо обоснованных случаях у этих коровников можно допустить применение двух корморазгрузчиков но не больше. Рабочий угол поворота шнекового корморазгрузчика должен быть неограниченным.

кормовые линии для дойных коров; шнековый корморазгрузчик; промежуточное хранение кормов; манипуляция с кормами; механизация кормления дойных коров

BLAŽEK J. (Research Institute of Agricultural Engineering Praha-Řepy, Czechoslovakia). *The Use of a Fodder Screw Conveyor in Feeding Lines*. Zem. technika 20 (5) : 249-260, 1974.

At the constructing of new animal houses for milch-cows it will frequently be necessary to make use of a short-term intermediate storing of fodder (however, only of a one-day's supply). Thus a higher reliability of the feeding line is obtained, as the break-downs of the machines used for the transporting of bulky feeds from the stores as well as the still frequent difficulties in the removal of feeds from the stores do not interfere with the feeding process. For the intermediate storing of fodder either separate spaces may be used — preparation rooms, electric feeding trucks, or supply conveyers above the troughs. The intermediate storing of fodder in the preparation rooms can be mechanized by means of dosing bins or fodder screw conveyers. A theoretical analysis indicated that fodder screw conveyers may provide certain economic and operational advantages. However, intermediate stores with fodder screw conveyers must be devised in a way securing the highest possible degree of their utilization. From this point of view the best results were obtained with a circular sweeping of the material on to the working face of the screw conveyor. Approximately a half of the degree of utilization may be obtained with a regular stacking in longitudinal piles. From this point of view the supplying of material by means of tipping trucks produced the worst results. By means of theoretical calculations based on experimental work it was proved that for animal houses for from 500 to 1000 milch-cows the only satisfactory device is a single fodder conveyor with a working area of a diameter ranging from 8 to 11 m. In specially substantiated cases it is possible to admit the application of two conveyers. A larger number seems to be already undesirable. The working angle of the turning of the fodder screw conveyor should be unlimited.

feeding lines for milch-cows; fodder screw conveyor; intermediate storing of feeds; manipulation of feeds; mechanization of feeding of milch-cows

BLAŽEK J. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepy, Tschechoslowakei). *Anwendung von Schneckenfutterzubringern bei Futterketten*. Zem. technika 20 (5) : 249-260, 1974.

Beim Ausbau von neuen Stallungen für Milchkühe wird es sehr häufig notwendig sein, die kurzfristige Futterzwischenlagerung (höchstens aber für eintägigen Vorrat) in Anwendung zu bringen. Damit wird eine höhere Verlässlichkeit der Futterkette erreicht, denn die Störungen der Auslademaschinen für Rauhfutter sowie die bisher häufigen Schwierigkeiten bei der Auslagerung werden den eigenen Fütterungsprozeß nicht stören. Zur Futterzwischenlagerung können entweder selbständige Räu-

me — Zubereitungsräume —, elektrische Futterkarren oder Vorratsübertrogbeförderer herangezogen werden. Die Futterzwischenlagerung in den Zubereitungsräumen kann mittels Beschickbunker oder Schneckenfutterzubringer mechanisiert werden. Theoretische Analysen ergaben, daß die Schneckenfutterzubringer bestimmte ökonomische und Betriebsvorteile bieten können. Die Zwischenlagerungsräume mit dem Schneckenfutterzubringer müssen auf die Weise gelöst werden, damit der höchste Grad deren Ausnutzung zu erreichen ist. Von diesem Standpunkt aus bringt den besten Ergebnis die kreisrunde Anordnung des Materials auf die Arbeitsfläche des Schneckenzubringers. Ungefähr die halbe Ausnutzung kann bei regelmäßiger Aufteilung in längliche Haufen erreicht werden. Der Materialzufuhr auf den Kippwagen weist von diesem Standpunkt die schlechtesten Ergebnisse auf. Die durch Versuchsarbeiten bekräftigten theoretischen Berechnungen erwiesen, daß für die Stallungen für 500 bis 1000 Milchkühe ein einziger Futterzubringer entsprechen kann, dessen Arbeitsflächendurchmesser 8 bis 11 m beträgt. In besonders begründeten Fällen kann bei diesen Stallungen die Anwendung von zwei Zubringen zugelassen werden. Eine höhere Anzahl scheint bereits unrichtig zu sein. Der Arbeitswinkel der Umdrehung des Schneckenfutterzubringers soll unbeschränkt sein.

Fütterungsketten für Milchkühe; Schneckenfutterzubringer; Zwischenlagerung des Futters; Futterhandhabung; Mechanisierung der Fütterung von Milchkühen

Adresa autora:

Ing. Josef Blažek, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6-Řepy

POROVNÁNÍ RADLIČNÉHO A ROTAČNÍHO PLUHU PŘI ORBĚ NA SVAHU

K. Žák

Vysoká škola zemědělská, Praha, PEF České Budějovice

ŽÁK K. *Porovnání radličného a rotačního pluhu při orbě na svahu*. Zem. technika 20 (5) : 261-273, 1974.

Práce uvádí teoretické zdůvodnění vlivu sklonitosti svahu na pracovní odpory rotačního pluhu. Zejména je zdůvodněna změna energie, která se spotřebuje na posuv a překlápění skývy. Experimentálně byla stanovena závislost hnacího momentu rotačního bubnu na sklonitosti svahu. Bylo uskutečněno energetické porovnání s pluhem radličným. Měřena byla i kvalita práce. Rotační pluh se ukázal jako vhodnější na svahu při vrstevnicové orbě než pluh radličný. Je však nutné úpravou konstrukce snížit přehoz půdy, který byl značný.

pluh; rotační pluh; svah

Autor článku se již dříve zabýval problematikou porovnání radličného pluhu s rotačním strojem. Z prací Žáka (1968, 1970) vyplynulo, že oba principy strojů (s druhotným pohybem pracovních částí a bez něho) vykazovaly odlišné výsledky práce na svahu v porovnání s rovinou. Zejména bylo zjištěno, že u rotačního stroje nebyla kvalita práce ovlivněna tak zásadně a výrazně směrem jízdy soupravy vzhledem k svahu jako u radličného pluhu. Rozdílná byla i energetika porovnávaných souprav. Protože k porovnání bylo použito rotačního kypřiče, bylo rozhodnuto udělat další srovnání, tentokrát s funkčním modelem rotačního pluhu P-180, který byl vyroben ve VÚZS. Výsledky porovnání jsou obsaženy v tomto článku. Protože o radličném pluhu při práci na svahu obšírně referoval v publikacích Žák (1967, 1970, 1973), je vlastní práce této publikace zaměřena převážně na výsledky dosažené u pluhu rotačního.

Porovnání rotačních a radličných pluhů bylo již v minulosti předmětem práce mnoha odborníků. Teoretické porovnání obou skupin strojů pomocí tzv. „měrné práce“ vypracoval Bernackij (1962, 1964), vycházející z prací Söhneho a Eggenmüllera (1959). Přehledně celou tuto teorii uvádí Sineokov (1965). Teorie i provozní porovnání obou skupin strojů ukazuje, že rotační pluchy jsou energeticky náročnější. Brázda (1964) naměřil výkonnost rotačního pluhu RP-190 $W_{04} = 0,36 \text{ ha h}^{-1}$ a radličného pluhu 3PN-35 $W_{04} = 0,43 \text{ ha h}^{-1}$. Přibližně stejný rozdíl mezi výkonnostmi dosáhl na středně těžké půdě Hubálek (1966). Výkonnost rotačního pluhu byla v průměru na úrovni 80% výkonnosti pluhu radličného. Menší rozdíly naměřil na středně až velmi těžké půdě Čermák (1969). Rotační pluh RP-200 měl výkonnost $0,279 \text{ ha h}^{-1}$ a radličný $0,287 \text{ ha h}^{-1}$. Při porovnání pluhu P-180 s radličným 2PN-30M dosáhl Tík (1972) u rotačního pluhu 108 % výkonnosti radličného. Podle Feurleina (1964) a Havelce, Břicha (1967) činí výkonnost rotačních strojů 0,2 až $0,4 \text{ ha h}^{-1}$ a je stejná nebo menší než u radličných pluhů.

a) Měřili jsme na pozemku JZD Chotoviny, okres Tábor. Oralo se záměrně nepodmítnuté strniště po obilovině o vlhkosti půdy v hloubce 5 cm 12,2 %. Podle Kopeckého byla půda písčitojílnotohlinitá s tvrdostí na povrchu 27 kp cm⁻². Porovnávací zkoušky se konaly v září 1970.

b) K měření bylo použito pluhů P-180 a 3PZ-30 a společného traktoru Super Z-50. Pluh P-180 je konstruován na principu horizontálního rotačního bubnu s osou uloženou kolmo na směr jízdy. Buben je tvořen 24 radlicemi uspořádanými do vícechodé šroubovice. Každá radlice má šípovou čepel a dvě slupice. Záběr pluhu je 180 cm, průměr bubnu je 900 mm. Buben pracoval se 70 ot min⁻¹.

c) Měřicí tratě byly dlouhé 20 m. Jízda v každé trati se minimálně dvakrát opakovala. Část veličin byla měřena podle normované metodiky pro zkoušky pluhů. K měření tažné síly radličného pluhu bylo použito dynamometru HKS-1 a k měření hnacího momentu rotačního bubnu torzního hydraulického dynamometru zkonstruovaného v Agrostroji Prostějov.

d) Energetická porovnání obou souprav se konala za přibližně stejného výkonu motoru traktoru.

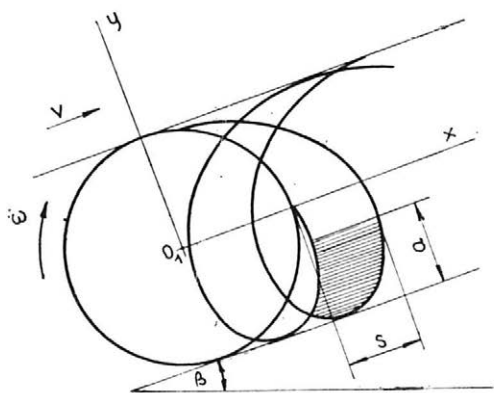
VLASTNÍ PRÁCE

TEORETICKÉ ŘEŠENÍ

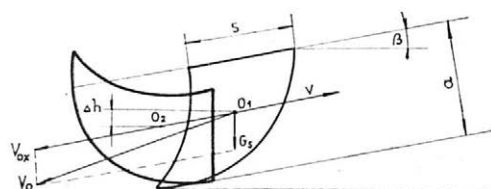
Absolutní pohyb pracovního orgánu rotačního stroje je výslednicí posuvného pohybu stroje a kruhového pohybu orgánu. Tvar dráhy pohybu je cykloida. Pracovní orgán ve skutečnosti prochází půdou pouze ve spodní části cykloidy. Dvě za sebou pracující radlice (na společné přírubě) odřezávají skývu proměnné tloušťky, jejíž tvar vymezuje povrch pole a dráhy těchto radlic. Teoretické podrobnosti uvedených skutečností uvádí zejména Havelec (1964), Brázda (1964) a Sineokov (1965).

Z teoretických základů pohybu radlice lze odvodit, že její dráha, tvar skývy a podélný posuv radlic (vzdálenost sousedních cykloid ve směru osy x) není sklonitostí svahu ovlivněn (obr. 1).

Další důležitou veličinou činnosti rotačního stroje je rychlost řezání půdy, neboť ovlivňuje drobení půdy a příkon rotačního bubnu. Také rychlost řezání není ovlivněna sklonitostí svahu, protože její složky jsou dány derivací složek dráhy podle času a samotná absolutní rychlost je vektorovým součtem obou složek. Podle Poltanceva (1954) a Brázdy (1964) je výkon rotačního bubnu, potřebný k překonání pracovních



1. Vytvoření skývy radlicemi rotačního stroje



2. Obrácení skývy rotačního pluhu při jízdě proti spádnicí

odporů, složen z výkonu potřebného k oddělení skývy řezem cykloidálním, dále svislými řezy, z výkonu potřebného k unášení a překlápění odříznuté skývy a z výkonu potřebného k rozdrobení skývy. Rovnice pro vyjádření práce radličky na cykloidální řez podle uvedené literatury je

$$A_r = p \cdot b \cdot s \cdot a \frac{v_0 - v}{v_0} \text{ kpm} \quad (1)$$

Z rovnice je zřejmé, že práce spotřebovaná na cykloidální řez není sklonitostí svahu ovlivněna, pokud se nemění základní veličiny. Obdobně je tomu i při oddělování skývy příčnými řezy a u práce potřebné k rozdrobení skývy. Ve skutečnosti např. při spádníkové orbě může dojít ke změně pracovní rychlosti. Tím se teoreticky i prakticky mění hodnota podélného posuvu radlice (s) a při stejném seřízení pluhu i hodnota pracovní hloubky. Obojí má za následek změnu spotřebované práce na cykloidální řez.

Pouze práce, kterou je třeba k překonání pracovních odporů při překlápění a posuvu skývy, může být při spádníkové orbě teoreticky ovlivněna sklonitostí svahu. Skýva je unášena a překlápěna radlicí dozadu. Za předpokladu, že se skýva nedrobí a zachová si svůj původní tvar, je její hmota soustředěna v těžišti O . Těžiště se v průběhu obracení a unášení přemísť z polohy O_1 do O_2 . Znázornění procesu na obr. 2 odpovídá jízdě pluhu proti svahu. Vykonaná práce má dvě složky — práci potřebnou k přemístění skývy a práci potřebnou k překonání třecích odporů při přemísťování. Zanedbáním druhé složky zůstane pouze práce na otáčení a přemístění skývy. Při jejím stanovení lze vycházet z pohybové energie skývy. Tu lze rozdělit na přímočarou posuvnou (E_{k1}) a na polohovou (E_p).

Celková pohybová energie bude:

$$E = E_{k1} + E_p = \frac{1}{2} m v_s^2 + G_s \cdot \Delta h \quad (2)$$

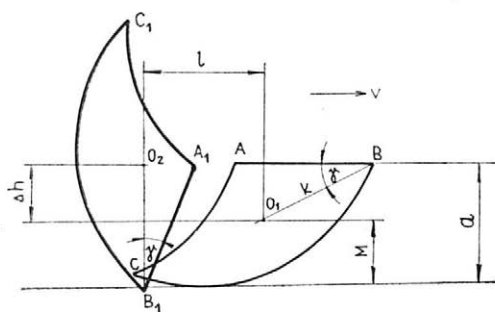
Člen pravé strany rovnice $G_s \Delta h$ má různou hodnotu závislou na sklonitosti svahu i na směru spádníkové jízdy. Obr. 3 znázorňuje labilní polohu skývy při obracení. Je to poloha, při které těžiště skývy prochází hranou (B_1), kolem níž se skýva obrací. Skýva se musí otočit o úhel $(90 + \gamma)^\circ$.

$$\Delta h = k - M \quad (3)$$

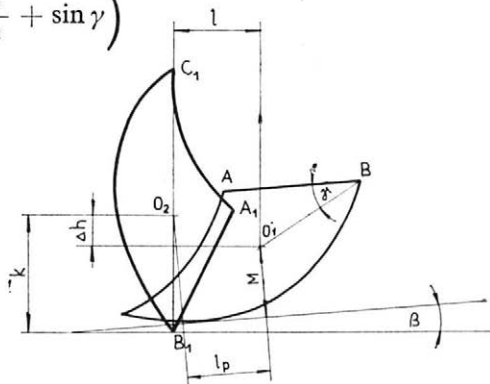
$$M = a - k \sin \gamma \quad (4)$$

$$\Delta h = k - a + k \sin \gamma$$

$$\Delta h = k \left(1 - \frac{a}{k} + \sin \gamma \right)$$



3. Labilní poloha skývy při orbě na rovině



4. Labilní poloha skývy při orbě proti spádnici

Pro výpočet celkové pohybové energie při orbě na rovině a vrstevnici platí tudíž rovnice:

$$E = \frac{1}{2} m v_s^2 + G_s \cdot k \left(1 - \frac{a}{k} + \sin \gamma \right) \quad (5)$$

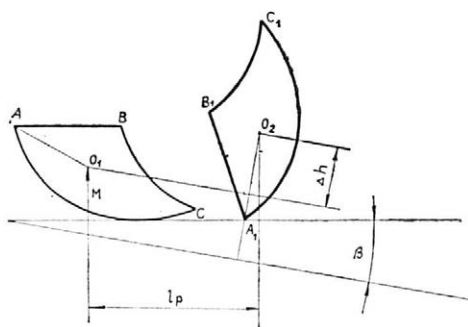
Pro tutéž veličinu a spádnicovou jízdu zřejmě platí vztah:

$$E = \frac{1}{2} m v_s^2 + G_s \left[k - \left(\frac{a - k \sin \gamma}{\cos \beta} + l_p \sin \beta \right) \right] \quad (6)$$

protože skýva se musí podle obr. 4 otočit o úhel $(90 + \gamma + \beta)^\circ$. Je-li přitom posunutí těžiště skývy ve směru jízdy (v rovině povrchu pole) konstantní, pak

$$\Delta h = k - \left(\frac{M}{\cos \beta} + l_p \sin \beta \right) \quad (7)$$

Z rovnice (7) je zřejmé, že narůstáním sklonitosti svahu se bude Δh snižovat.



5. Labilní poloha skývy při orbě po spádnicí

Pro jízdu po spádnicí znázorňuje proces obracení obr. 5. Je z něho patrné, že

$$\Delta h = k - (M \cos \beta - l_p \sin \beta) \quad (8)$$

a

$$E = \frac{1}{2} m v_s^2 + G_s [k - (a \cos \beta - k \sin \gamma \cos \beta - l_p \sin \beta)] \quad (9)$$

Hodnota Δh se s narůstáním svahu zvyšuje. Lze tedy konstatovat, že celková pohybová energie při obracení skývy je u spádnicové orby závislá na sklonitosti svahu a na směru jízdy. Sklonitost svahu se projeví výrazně také na energetické bilanci soupravy, a tím i na spotřebě nafty, zejména v důsledku změny svahových složek hmotnosti traktoru i stroje. Významná je v tomto případě i složka odporu R_x , suvná síla, která soupravu postrkuje ve směru pohybu a působí rovnoběžně s povrchem pole. Pokud se např. při jízdě proti spádnicí vyjde z předpokladu, že sklonitost svahu neovlivňuje pracovní odpor radliček, bude rovnice bilance následující:

$$P_m = \frac{P_p}{\xi_p} + v \frac{(G_t + G_{st}) \sin \beta + G_t \cos \beta f + f Q_z \cos \beta - R_x}{\xi_m \xi_d \xi_s} \quad (10)$$

Při vrstevnicové jízdě působí na pluh navíc boční síla jeho hmotnosti, která způsobí sešikmení pluhu vůči směru jízdy. To samozřejmě ovlivní nejen energetickou bilanci, ale také funkci stroje.

VÝSLEDKY

NĚKTERÉ VÝSLEDKY PRÁCE ROTAČNÍHO PLUHU

Podrobně je o těchto výsledcích pojednáno v práci Žáka (1972).

Závislost hnacího momentu rotačního bubnu na sklonitosti svahu

Závislost $M_p = f(\beta)$ pro vrstevnicovou i spádnicovou orbu proti svahu i po svahu je uvedena na obr. 6. Hnací moment byl měřen na poháněcím hřídeli traktoru a přepočítán na stejnou plochu příčného průřezu zpracované ornice. Všechny závislosti nejtěsněji vyjadřuje přímka. Pro orbu proti svahu má tvar

$$M_b = 25,315 + 0,314 \beta \quad (11)$$

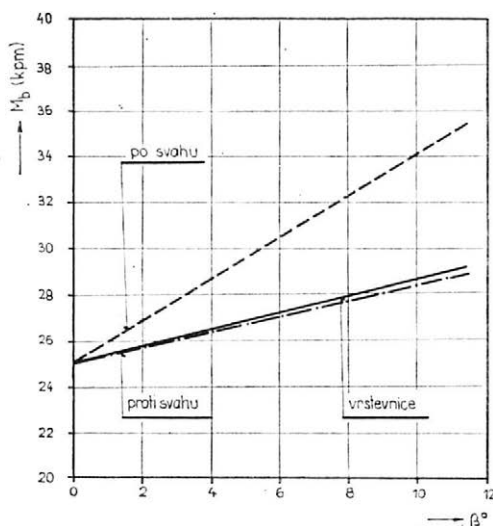
pro orbu po svahu

$$M_b = 25,25 + 0,903 \beta \quad (12)$$

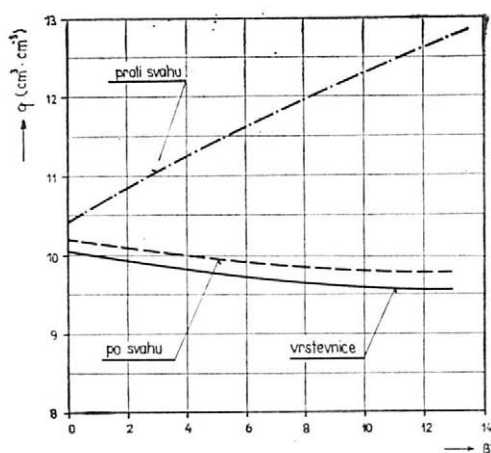
a pro vrstevnicovou orbu

$$M_b = 25,46 + 0,311 \beta \quad (13)$$

Z rovnice je patrné, že měrný hnací moment bubnu u všech způsobů svahových oreb narůstá směrem k vyšší sklonitosti svahu. Těsnost závislosti lze posoudit z tab. I, porovnáním hodnoty výběrového a kritického korelačního koeficientu. Kritický korelační koeficient je uváděn pro $v = n - 2$ stupňů volnosti, při hladině významnosti α , která je také v tabulce uvedena. Rovnice jsou v tabulce označeny stejným číslem jako v textu. Narůstání měrného hnacího momentu při vrstevnicové orbě lze vysvětlit sjížděním soupravy, které způsobuje změnu pracovních odporů, zejména odporu při svislém řezu skývy. Obdobný průběh závislosti při jízdě proti svahu lze přičíst změně pracovní rychlosti, a tím i podélného posuvu radlice. Obojí má za následek změnu spotřebované práce na cykloidální řez. Progresivní narůstání hnacího momentu při jízdě po svahu souvisí s obracením a přesouváním skývy proti svahu.



6. Závislost hnacího momentu bubnu rotačního pluhu na sklonitosti svahu pro základní způsoby jízdy



7. Závislost měrné spotřeby nafty u soupravy s rotačním pluhem na sklonitosti svahu

Rovnice číslo	Koeficient korekce		Statisticky proměnné $\bar{y}$				Koeficient determinace	Hladina významnosti α
	výběrový K	kritický K_α	$\bar{y}$	stř. chyba	σ^2	σ		
11	0,852	0,834	27,04	0,606	3,300	1,810	0,726	0,01
12	0,951	0,834	29,54	1,900	25,340	5,030	0,904	0,01
13	0,768	0,707	26,80	0,610	3,340	1,830	0,590	0,05
17	0,963	0,393	23,58	2,450	293,760	17,140	0,928	0,01
18	0,966	0,487	183,68	0,164	0,643	0,802	0,343	0,01

Závislost měrné spotřeby nafty na sklonitosti svahu

Průběh $q = f(\beta)$ pro základní způsoby oreb je zřejmý z obr. 7. Jak je vidět, vůbec nesouhlasí s průběhem hnacího momentu, neboť měrná spotřeba nafty vyjadřuje orební výkon soupravy. Měrná spotřeba nejprogresivněji narůstá při jízdě proti svahu, neboť se zvyšují tíhové složky obou strojů soupravy a narůstá výkon spotřebovaný na prokluz. Při orbě po svahu se naopak výkony plynoucí z uvedených skutečností snižují. Snižování spotřeby na vyšší sklonitosti svahu u vrstevnicové orby lze vysvětlit změnou sklonu soupravy a jejím sjížděním. Závislost lze ve všech případech nejvhodněji vyjádřit exponenciální křivkou. Ve skutečnosti však byla pro malý počet měření dokázána statisticky jen pro jízdu proti svahu. V tomto případě má tvar

$$q = 10,392 \cdot 1,018^\beta \quad (14)$$

$$(K = 0,988, K_\alpha = 0,988 \text{ při } \alpha = 0,1)$$

Závislost pro orbu po svahu lze vyjádřit rovnicí

$$q = 10,232 \cdot 0,996^{-\beta} \quad (15)$$

a pro orbu vrstevnicovou

$$q = 10,05 \cdot 0,996^{-\beta} \quad (16)$$

Závislost přehozu půdy na sklonitosti svahu

Sjíždění soupravy způsobuje sešikmení rotačního bubnu ke směru jízdy. Půda je v důsledku toho přehazována na spodním okraji záběru do záběru předchozí jízdy. Přehoz půdy je závislý na sklonitosti svahu, což je znázorněno na obr. 8. Závislost má lineární průběh

$$y = 0,662 + 3,228 x \quad (17)$$

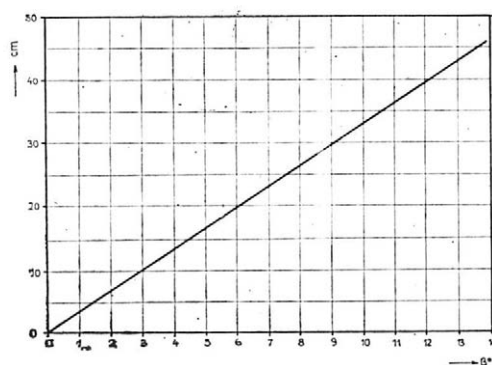
Jak je vidět, je přehoz na vyšší sklonitosti značný, což znehodnocuje práci rotačního pluhu při vrstevnicové orbě.

Závislost záběru pluhu na sklonitosti svahu

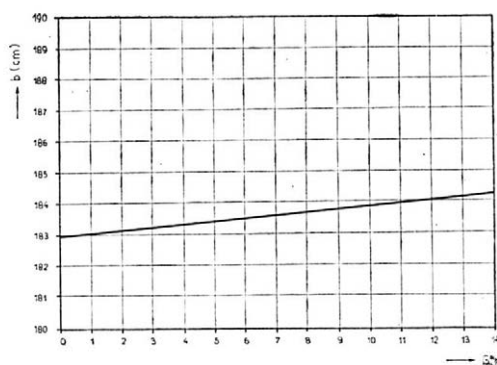
Záběr rotačního pluhu se v závislosti na sklonitosti mění pouze při vrstevnicové orbě. Zvyšování záběru na vyšší sklonitosti má příčinu v sešikmení rotačního bubnu. Změnu závislosti vyjadřuje přímka

$$B = 183,03 + 0,09 \beta \quad (18)$$

a grafické znázornění uvádí obr. 9.



8. Závislost přehození půdy na sklonitosti svahu při vrstevnicové orbě



9. Závislost záběru rotačního pluhu na sklonitosti svahu při vrstevnicové orbě

Změna hloubky orby podle sklonitosti svahu

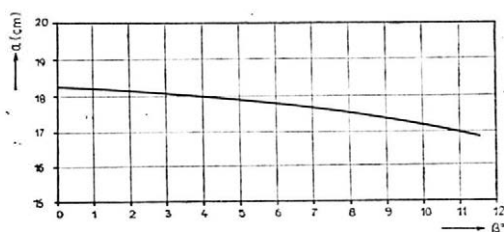
Na obr. 10 je uveden průběh závislosti $a = f(\beta)$ pro orbu po spádnici. Na obou okrajích nastává mírný pokles hloubky směrem k vyšší sklonitosti, což nepochybně souvisí se snižováním pracovní rychlosti.

V průměru byla hloubka na sklonitosti $11,5^\circ$ o 5,5 % nižší než v rovině, což není podstatný rozdíl. Závislost byla statisticky dokázána.

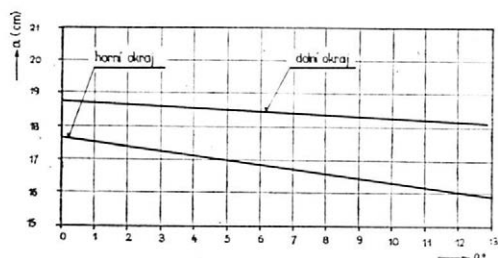
II. Hloubka orby

Způsob jízdy		Sklonitost	$\bar{x}$ cm	σ^2 cm	σ cm	V_k ‰	$\sigma \bar{x}$
Pravý (horní) okraj RP-180	spádnice proti svahu	$0,0^\circ$	18,2	4,18	2,04	11,23	0,68
	spádnice po svahu	$7,5^\circ$	17,5	0,94	0,97	5,56	0,32
	spádnice po svahu	$7,5^\circ$	17,5	0,94	0,97	5,56	0,32
	spádnice po svahu	$11,5^\circ$	16,9	0,77	0,88	5,18	0,29
	spádnice proti svahu	$11,5^\circ$	16,7	1,12	1,06	6,34	0,35
	spádnice po svahu	$14,0^\circ$	19,2	5,06	2,25	11,72	0,75
	spádnice proti svahu	$14,0^\circ$	19,3	6,68	2,58	13,39	0,86
	vrstevnice levá dolní	$14,0^\circ$	15,3	2,23	1,49	9,77	0,50
	vrstevnice levá dolní	$6,0^\circ$	15,5	3,17	1,78	11,48	0,59
	vrstevnice levá dolní	$4,0^\circ$	17,5	2,94	1,72	9,81	0,57
Levý (dolní) okraj RP-180	spádnice proti svahu	$7,5^\circ$	17,4	1,82	1,35	7,76	0,45
	spádnice po svahu	$7,5^\circ$	17,2	2,40	1,55	0,01	0,52
	spádnice po svahu	$11,5^\circ$	17,5	1,83	1,35	7,74	0,45
	spádnice proti svahu	$11,5^\circ$	19,1	3,88	1,97	10,31	0,66
	spádnice po svahu	$14,0^\circ$	19,4	2,49	1,58	8,13	0,53
	spádnice proti svahu	$14,0^\circ$	18,9	1,88	1,37	7,25	0,46
	vrstevnice levá dolní	$14,0^\circ$	18,4	1,38	1,17	6,38	0,39
	vrstevnice levá dolní	$6,0^\circ$	17,4	0,93	0,97	5,55	0,32
	vrstevnice levá dolní	$4,0^\circ$	20,3	2,00	1,42	6,99	0,47

Obdobně i při jízdě proti spádnicí došlo k menší změně hloubky, vysvětlitelné změnou pracovní rychlosti. Změna hloubky při vrstevnicové orbě je znázorněna na obr. 11. Hloubka je téměř konstantní na dolním okraji záběru, na horním se snižuje v důsledku naklonění i sešikmení stroje. Statistické údaje hloubky orby jsou v tab. II. Je z nich patrné, že σ se u souborů hloubek pohybovala od 0,88 do 2,58 cm, převážně pod ± 2 cm, čímž je v průměru splněn požadavek na rovnoměrnost (Žák 1970). Výsledky ukazují, že rovnoměrnost hloubky nebyla ovlivněna sklonitostí svahu. Nízká hodnota variačního koeficientu (5–11 %) ukazuje na malou proměnlivost hodnot souboru hloubek.



10. Závislost hloubky orby na sklonitosti svahu u pravého okraje rotačního pluhu při orbě po spádnicí



11. Závislost hloubky orby na sklonitosti svahu při vrstevnicové orbě

Hřebenitost povrchu oranice

Z hodnot tab. III vyplývá, že hřebenitost není funkcí sklonitosti svahu. Střední hodnota se pohybovala mezi 4 až 8 cm, což svědčí o dobrém rozdrobení půdy.

III. Hřebenitost povrchu — RP-180

Směr jízdy	Svah	$\bar{x}$ cm	σ^2 cm	σ cm	V_k %	σ $\bar{x}$
Spádnice proti svahu	0°	5,18	7,99	2,84	54,59	0,46
Spádnice po svahu	7,5°	6,44	9,70	3,12	48,37	0,49
Spádnice po svahu	7,5°	5,78	12,99	3,60	62,43	0,58
Spádnice po svahu	11,5°	6,55	11,82	3,44	52,47	0,57
Spádnice proti svahu	11,5°	4,08	4,27	2,07	50,75	0,33
Spádnice po svahu	14,0°	4,42	20,90	4,57	103,40	0,75
Spádnice proti svahu	14,0°	6,70	11,19	3,35	49,93	0,54
Vrstevnice levá dolní	14,0°	7,78	16,13	4,02	51,61	0,63
Vrstevnice levá dolní	6,0°	3,87	6,56	2,56	66,04	0,41
Vrstevnice levá dolní	4,0°	4,22	9,28	3,05	72,18	0,48

Zaklopení organických zbytků

Zaklopení je obsaženo v tab. IV. Sklonitostí svahu není příliš ovlivněno, i když nejnižší hodnota se vykazuje v rovině. Celkově lze zaklopení hodnotit jako odpovídající požadavkům na orbu v našich podmínkách.

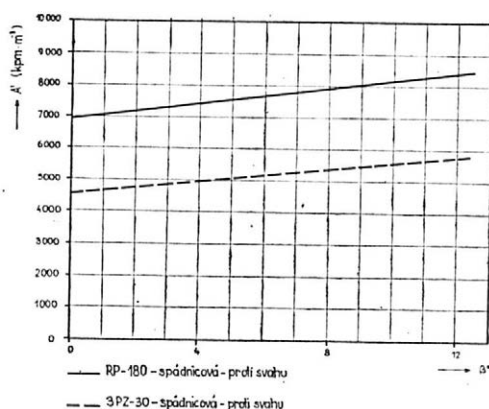
Směr jízdy	Svah	$\bar{x}$ %
	0°	5
Spádnice proti svahu	7,5°	18
Spádnice po svahu	7,5°	19,5
Spádnice po svahu	11,5°	12
Spádnice proti svahu	11,5°	11
Spádnice po svahu	14,0°	14
Spádnice proti svahu	14,0°	13,5
Vrstevnice	14,0°	15
Vrstevnice	6,0°	11,5
Vrstevnice	4,0°	11
Vrstevnice	11,5°	13

ENERGETICKÉ POROVNÁNÍ ROTAČNÍHO A RADLIČNÉHO PLUHU

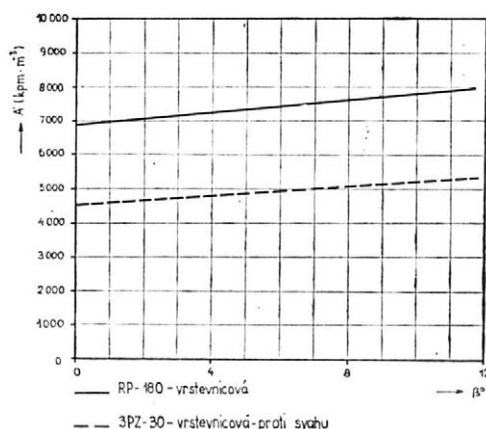
Porovnávali jsme ve stejných půdních podmínkách na různé sklonitosti svahu při konstantní jezdové rychlosti za přibližně stejného výkonu motoru. K vzájemnému porovnání bylo využito „měrné práce“.

S ohledem na teoretickou podstatu tohoto ukazatele lze očekávat zákonitý vztah mezi měrnou prací obou pluhů. Mezi měrnou prací rotačního pluhu A_r' a měrným odporem radličného pluhu k_0 byla stanovena obecná závislost

$$A_r' = a + b k_0 \quad (19)$$



12. Porovnání měrné práce rotačního a radličného pluhu v závislosti na sklonitosti svahu při vrstevnicové orbě

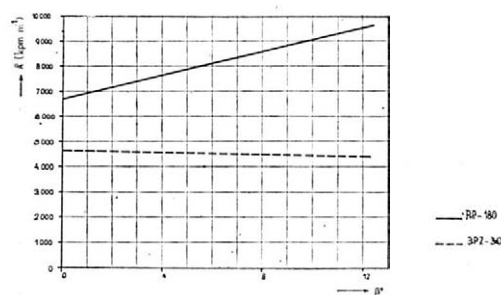


13. Porovnání měrné práce rotačního a radličného pluhu na sklonitosti svahu při orbě proti spádnici

Závislost $k_o = f(\beta)$, která byla také statisticky dokázána (Žák 1973) upravuje rovnici (19) takto:

$$A_r' = a + b(k_{01} + c\beta) \quad (20)$$

kde: a, b, c — koeficienty vyjadřující půdní podmínky i konstrukční vlastnosti radlic



14. Porovnání měrné práce rotačního a radličného pluhu v závislosti na sklonitosti svahu při orbě po spádnici

Průběh závislosti $A_r' = f(\beta)$ je pro radličný i rotační pluh lineární. Rovnice (20) platí obecně pro všechny způsoby svahových oreb. Rozdíly jsou pouze v hodnotách koeficientů. Pro příslušné směry jízdy jsou závislosti uvedeny na obr. 12, 13, 14.

V půdách s měrným odporem radličného pluhu v rovině $k_{01} = 0,4$ až $0,5 \text{ kp cm}^{-2}$ při pracovní rychlosti do $2,5 \text{ km h}^{-1}$ jsou hodnoty koeficientů při vrstevnicové orbě tyto: $a = -500$; $b = 1,6$; $c = 61$. Při orbě proti spádnici je $a = 350$; $b = 1,4$; $c = 100$. Pro jízdu po spádnici byly vypočítány koeficienty $a = 60\,000$; $b = 11,5$; $c = 11,5$.

Rovnice (20) umožňuje vypočítat z měrného odporu radličného pluhu na rovině měrnou práci rotačního bubnu na rovině i na svahu. Z měrné práce bubnu lze vypočítat hnací moment bubnu:

$$M_b = \frac{A_r' z a s B}{2\pi} \quad (21)$$

a výkon bubnu

$$P_b = \frac{A_r' z a s B n}{2\pi \cdot 716,2} \quad (22)$$

a tím získat přibližnou představu o potřebném výkonu traktoru pro agregaci s rotačním pluhem na svahu.

Z obr. 12 až 14 je vidět, že měrná práce rotačního pluhu je vždy vyšší než pluhu radličného. Na rovině je vyšší o 52 %, na sklonitosti svahu 10° při spádnicové orbě je vyšší o 51 % (proti svahu) a o 125 % (po svahu) a při orbě vrstevnicové o 50 %.

DISKUSE

Pracovní rychlost pluhu nepřesáhla $0,63 \text{ m s}^{-1}$. Směrem jízdy po svahu byla ovlivněna velmi málo. Využití teoretické rychlosti bylo na rovině a na vrstevnici svahu 100%. Hnací moment bubnu se zvyšoval u všech způsobů oreb směrem k vyšší sklonitosti svahu. Odchytky od teoretických předpokladů mají příčinu ve změně pracovní rychlosti event. ve sjíždění soupravy. Nejprogresivněji narůstal hnací moment při jízdě po svahu. Např. na sklonitosti $11,5^\circ$ byl o 41 % vyšší než na rovině. Zcela odlišný je průběh měrné spotřeby nafty. Spotřeba výrazně narůstá při jízdě proti svahu. Také prokluz kol traktoru se při tomto způsobu orby zvyšuje. V porovnání s radličným pluhem je měrná spotřeba nafty na rovině vyšší u pluhu rotačního o 22 %. Je to méně, než uvádí Tík (1972). K úspoře nafty, kterou naměřil Čermák (1969), však nedošlo ani při orbě na svahu. Na sklonitosti $11,5^\circ$ při jízdě proti svahu je měrná spotřeba stejná u obou pluhů. Rotační pluh má naopak při jízdě po svahu o 100 % měrnou spotřebu vyšší. Při orbě po vrstevnici je spotřeba opět stejná.

Obracení skýv rotačním pluhem nebylo zcela uspokojivé při jízdě po svahu. Radličný pluh při tomto způsobu orby naopak obracel nejlépe. Při vrstevnicové orbě byla kvalita orby lepší u rotačního pluhu, neboť radličný pluh od sklonitosti 10° vykazoval značný přepad půdy na dno brázdy. Hřebenitost povrchu byla v průměru nepatrně vyšší u pluhu rotačního. Ve vizuálním hodnocení rozdrobení půdy nebyly rozdíly mezi oběma pluky.

Vrstevnicová orba rotačního pluhu byla typická značným přehozem půdy, způsobeným sjížděním. Nakypření bylo 25 až 40 %. Střední hloubka spodního okraje záběru byla vyšší o 2 cm na sklonitosti $14,5^\circ$. Rovnoměrnost hloubky byla téměř stejná u obou pluhů.

Výkonnost RP-180 v rovině byla o $0,007 \text{ ha h}^{-1}$ vyšší (3,5 %) než u porovnávaného radličného pluhu. To nesouhlasí s údaji Hubálka (1966) a Čermáka (1969) zřejmě proto, že jde tentokrát o porovnání za přibližně stejného výkonu motoru.

Z Á V Ě R

V práci je předloženo teoretické zdůvodnění vlivu sklonitosti půdy na výkon rotačního bubnu, který je potřebný k překonání pracovních odporů u rotačního pluhu. Zejména je teoreticky zdůvodněna změna energie potřebná na posuv a překlápění skývy. Teoretické úvahy jsou ověřeny experimentálně. Byla např. stanovena závislost hnacího momentu rotačního bubnu na sklonitosti svahu. Dále byla měřena kvalita práce rotačního pluhu a provedeno energetické porovnání tohoto pluhu s pluhem radličným pomocí měrné práce. Všechna měření se dělala při vrstevnicové a spádníkové orbě do sklonitosti svahu $11,5^\circ$.

Podle získaných výsledků je rotační pluh vhodnější pro orbu na svahu než pluh radličný. U něho se nepříznivý vliv sklonitosti svahu na kvalitu práce neprojevuje tak výrazně. Pluh RP-180 v ověřovaném provedení však nesplnil všechny ukazatele kvality práce. Při vrstevnicové orbě byl na vyšší sklonitosti nevyhovující přehoz půdy. Při orbě po svahu bylo nevyhovující obracení skýv.

Celkový rozbor ukazuje, že uplatnění rotačních pluhů s horizontální osou otáčení bubnu kolmou na směr jízdy je na svahu možné, a to hlavně při jízdě po vrstevnici. Přehoz půdy, který při této technice jízdy vzniká, lze zmírnit omezením sjíždění soupravy. To bude vyžadovat úpravu konstrukce pluhu.

Seznam použitých značek

- a — hloubka orby (m)
- b — záběr radlice (m)
- f — součinitel valení traktoru a stroje (—)
- k — spojnice těžiště s hranou skývy B (m)
- k_o — měrný odpor pluhu při orbě (kp m^{-2})
- k_{o1} — měrný odpor pluhu při orbě na rovině (kp m^{-2})
- l_p — vzdálenost těžiště skývy po přemístění na povrchu pole (m)
- l — $l_p \cos \beta$
- m — vteřinová hmota skývy ($\text{kp s}^2 \text{m}^{-1}$)
- p — měrný odpor při řezu (kp m^{-2})
- s — podélný posuv radlice (m)
- v — rychlost stroje (m s^{-1})
- V_o — obvodová rychlost radlice v místě břitu (m s^{-1})
- V_s — absolutní rychlost těžiště $V_s = v_{ox} - v$ (m s^{-1})
- v_{ox} — složka obvodové rychlosti těžiště do osy x
- q — měrná spotřeba nafty ($\text{cm}^3 \text{m}^{-3}$)
- A_r — měrná práce rotačního pluhu (kp m^{-2})
- B — záběr pluhu (m)

E	— celková pohybová energie skývy (kpm)
E_{k1}	— posuvná energie skývy (kpm)
E_p	— polohová energie skývy (kpm)
G_s	— hmotnost skývy zpracovaná za s (kp s^{-1})
G_t	— tíha traktoru (kp)
G_{st}	— tíha stroje (kp)
M	— výška těžiště od dna brázdy (m)
M_b	— hnací moment bubnu (kpm)
P_m	— celkový výkon motoru traktoru (k)
P_p	— výkon motoru přenášený na rotační buben (k)
R_x	— suvná síla (kp)
Q_z	— vertikální zatížení vodících kol pluhu (kp)
α	— úhel natočení radlice ($^\circ$)
β	— sklonitost pozemku ($^\circ$)
γ	— úhel sevřený spojnicí těžiště s povrchem půdy ($^\circ$)
ζ_m	— mechanická účinnost traktoru (—)
ζ_δ	— prokluzová účinnost traktoru (—)
ζ_p	— účinnost poháněcího hřídele traktoru (—)
Δ_h	— průmět dráhy těžiště přesouvané skývy do svislého směru (m)
K	— výběrový koeficient nebo index korelace
K_v	— kritický koeficient korelace

Literatura

- BERNACKIJ H., 1962, Teoria glebogryzarek. Biuletyn Prac Naukowo-Badawczych, Warszawa, 2.
- BERNACKIJ H., 1964, Praca jednostkowa uprawowych maszyn kombinowanych. Biuletyn Prac Naukowo-Badawczych, Warszawa, 3.
- BRÁZDA Z., Rotační pluh RP-190. Zem. technika 12 : 685-706.
- ČERMÁK J., 1969, Porovnání výkonnosti klasické a rotační orební soupravy. Zem. technika 6 : 329-340.
- FEURLEIN W., 1964, Geräte zur Bodenarbeitsung. Stuttgart.
- HAVELEC S., 1964, Kinematika rotačních pracovních orgánů strojů pro zpracování půdy. Zem. technika 12 : 707-722.
- HAVELEC S., BRICH J., 1967, Zpracování půdy rotačními stroji. SZN Praha.
- HUBÁLEK J., 1966, Rotační pluh. Zpráva VÚZS Praha.
- POLTANCEV I., 1954, Frezernye kanavokopateli. Mašgiz, Moskva.
- SINEOKOV G., 1965, Projektirovanie počvoobrabatyvajuščich mašin. Moskva.
- TÍK F., 1972, Ekonomické a funkční porovnání rotačních a radličných pluhů. VŠZ České Budějovice — dipl. práce (neuveřejněno).
- ŽÁK K., 1970, Rovnoměrnost hloubky a záběru pluhu při orbě na svahu. Sborník PEF VŠZ, České Budějovice, 12 : 1-18.
- ŽÁK K., 1968, Pracovní činnost rotačního kypřiče na svahu. Sborník PEF VŠZ, České Budějovice, 15 : 33-42.
- ŽÁK K., 1970, Výzkum soustavy strojů pro základní zpracování půdy na svazích v ČSSR. Zvláštní číslo sborníku PEF VŠZ, České Budějovice : 37-50.
- ŽÁK K., 1972, Výzkum a porovnání činnosti radličného a rotačního pluhu při orbě na svahu. Dílčí závěrečná zpráva PEF VŠZ, České Budějovice.
- ŽÁK K., 1973, Měrný odpor pluhu a měrná spotřeba nafty při orbě na svahu. Zem. technika 1 : 1-20.

Došlo dne 16. 11. 1973

ЖАК К. (Сельскохозяйственный институт, Ческэ Будейовице, Чехословакия). Сравнение лемешного и ротационного плугов во время вспашки склонов. Zem. technika 20 (5) : 261-273, 1974.

В работе приводится теоретическое обоснование влияния крутизны склона на рабочее сопротивление ротационного плуга. В частности, обосновывается изменение энергии, затрачиваемой на перемещение и переворачивание пласта. Экспериментальным путем устанавливалась зависимость приводного момента ротационного барабана от крутизны склона. Про-

изводилось энергетическое сравнение с лемешным плугом. Измерялось и качество труда. Ротационный плуг оказался более пригодным для работ на склонах при горизонтальной пахоте, чем лемешный плуг. Однако, необходимо путем усовершенствования плуга понизить перебрасывание земли, которое было значительным.

плуг; ротационный плуг; склон

ŽÁK K. (University of Agriculture, České Budějovice, Czechoslovakia). *Comparison of the Share Plough with the Rotary Plough in Hillside Ploughing*. Zem. technika 20 (5) : 261-273, 1974.

The paper describes the theoretical causes of the effect of the gradient of slope on the working resistances of the rotary plough. In particular, there is a theoretical explanation of the change of energy required for furrow slice lifting and turning. The dependence of the rotary drum driving moment on the gradient of slope was determined in an experimental way. An energy comparison with share plough was performed. The quality of work was measured at the same time. The rotary plough was found better than the share plough for hillside contour ploughing. However, it is necessary to adjust the construction so as to prevent soil overthrowing which was quite high in the tests.

plough; rotary plough; slope

ŽÁK K. (Landwirtschaftliche Universität, České Budějovice, Tschechoslowakei). *Vergleich eines Scharpfluges und Rotorpfluges während des Hangpflügens*. Zem. technika 20 (5) : 261-273, 1974.

Der Aufsatz bringt eine theoretische Begründung des Einflusses der Hangneigung auf Arbeitswiderstände eines Rotorpfluges. Es wird besonders die auf das Versetzen und Kippen des Erdbalkens aufgewandte Energieumwandlung begründet. Auf dem Experimentalwege wurde die Abhängigkeit des Antriebsmomentes der Rotortrommel von der Hangneigung ermittelt. Es wurde ein energiebezogener Vergleich zu dem Scharpflug vorgenommen. Gemessen wurde auch die Arbeitsgüte. Der Rotorpflug erwies sich am Hange während der Schichtlinienarbeit dem Scharpflug überlegen. Es ist jedoch erforderlich durch eine Konstruktionsänderung den stark erscheinenden Bodenüberdruck zu verringern.

Pflug; Rotorpflug; Hang

Adresa autora:

Ing. Karel Žák, CSc., Vysoká škola zemědělská, provozně ekonomická fakulta, 370 05 České Budějovice — Čtyři Dvory

APLIKÁCIA DIMENZIONÁLNEJ ANALÝZY NA NIEKOTRÉ SILOVÉ A VÝKONOVÉ POŽIADAVKY PROCESU MLÁTENIA

J. Šesták

Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

ŠESTÁK J. *Aplikácia dimenzionálnej analýzy na niektoré silové a výkonové požiadavky procesu mlátenia*. Zem. technika 20 (5) : 275-292, 1974.

V práci je uvedená aplikácia dimenzionálnej analýzy na niektoré silové a energetické pomery pri procese mlátenia na mlatkovom mláťacom mechanizme. Rozbor významných činiteľov ovplyvňujúcich proces výmlatu, charakterizujúcich fyzikálno-mechanické vlastnosti spracovávaného materiálu, ako i základných parametrov nastavenia mechanizmu je zohľadnený výberom relevantných veličín procesu. Je uskutočnený výber substanciálnych veličín vyjadrený všeobecnou fyzikálnou závislosťou a tento ďalej spracovaný metódami rozmerovej analýzy do kritériálnej rovnice bezrozmerných komplexov. Ďalej je prevedená transformácia kritériálnej rovnice z hľadiska spracovania experimentov. Aplikácie sú rozpracované závislosti medzi niektorými komplexami a stanovené vzťahy spotreby výkonu na výmlat od zmeny obvodovej rýchlosti bubna ako i pracovnej medzery medzi košom a bubnom. Analogicky je rozpracované silové zaťaženie mláťacieho koša s použitím jednoúčelového vstupného zariadenia. Je určené silové zaťaženie mláťacieho koša v závislosti od zmeny priechodnosti obilnej hmoty a zmeny obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna.

dimenzionálna analýza; mlátenie obilovín; výkonové požiadavky; silový rozbor

Technický rozvoj a aplikácia nových regulačných a automatizačných prvkov v mláťacom procese, najmä na zberových mláťákach, vyžaduje dokonalú znalosť základných energetických a silových pomerov hlavného článku — mláťacieho mechanizmu. Tento sám spotrebúje z celkovej výkonovej bilancie zberacej mláťacky 60 ÷ 70 % (Arnold, Lake 1964). Dôležitosť jeho rozboru vyplýva nielen z hľadiska energetického, ale i z hľadiska kvality spracovávaného produktu.

Široké hranice zmien fyzikálno-mechanických vlastností obilných kultúr sú určitými ťažkosťami pre vytvorenie mláťacích mechanizmov, vyhovujúcich všetkým agro-technickým požiadavkám. V najobecnejšom prípade môžeme stanoviť nasledujúce druhy účinkov na mlátenú plodinu: ráz; pretieranie (vytieranie); ráz s vytieraním; potenciálne, silové pole odstredivých alebo zotrvačných síl; vibračný efekt; rázovo-vibračné pole. Prakticky nie je možné vytvoriť pracovné orgány, pracujúce presne podľa jedného z hore uvedených druhov účinkov. Energetický a silový rozbor procesu mlátenia, vychádzajúci z analytických princípov agrofyzikálnych vlastností poľnohospodárskych plodín opierajúci sa najmä o práce Ďuriša (1965), Vasilenka (1936), Šestáka, Páltika (1965) a ďalších zohľadňuje separátne silové a energetické pomery určené štatistickým zákonom rozdelenia, ktorých aplikácia do komplexu dynamických pomerov tohto procesu v súčasnej technickej úrovni je veľmi náročná. Doteraz stanovené vzájomné väzby, najmä medzi uvoľňovacou silou zrna z klasu a pružnosťami charakteristikami stebľa plodiny, vykazujú oproti súborným praktickým meraniam mláťacieho procesu diferencie 100 až 150 %. Je teda zrejmé, že do sústavy agrofyzikálnych meraní bude žiadúce zaradiť ďalšie

základné charakteristiky mlátenej plodiny, a to najmä otázky uvoľňovania v kontinuálnom deji — ráz s vytieraním, resp. rázovo-vibračné pole.

Predložený príspevok si kladie za cieľ určenie niektorých výkonových a silových pomerov mláťacieho procesu v závislosti od základných parametrov nastavenia mláťacieho mechanizmu, pri zohľadnení významných charakteristík vstupujúcej mlátenej plodiny.

TEORETICKÝ ROZBOR A METODIKA PRÁCE

TEORETICKÝ ROZBOR

Zahrnutím základných parametrov nastavenia, ako: priechodnosti, pracovnej medzery, obvodovej rýchlosti bubna, charakteristík mlátenej plodiny: podielu vlhkosti zrna a slamy, objemovej hmotnosti mláteného materiálu na vstupe pomeru zrno slama a silových pomerov mláťacieho koša, pre daný typ mechanizmu môžeme obecnú rovnicu energetických požiadaviek mláťacieho procesu vyjadriť v tvare:

$$f(P, \Delta_s, v, \beta, \mathcal{F}, \gamma, w, q, F) = 0 \quad (1)$$

Podľa teóremu Buckinghamha (1914) utvoríme kritériálnu rovnicu bezdimenzionálnych súčiniteľov v tvare (Šesták 1972):

$$F \left(\frac{P \cdot \gamma^{1,2} \cdot \mathcal{F}^{0,8}}{q^3}; \frac{\Delta_s \cdot \gamma^{0,2}}{\mathcal{F}^{0,2}}; w; \frac{v \cdot \gamma^{0,6} \cdot \mathcal{F}^{0,4}}{q}; \beta; \frac{F \cdot \gamma^{0,6} \cdot \mathcal{F}^{0,4}}{q^2} \right) = 0 \quad (2a)$$

Bezdimenzionálnych súčiniteľov ďalej upravíme za predpokladu, že nové komplexy budú na sebe nezávislé. Ak v rovnici (2a) označíme súčiniteľov postupne π_1 až π_n , môžeme stanoviť:

$$F' \left(\frac{\pi_1}{\pi_4^2}; \pi_2^2 \cdot \pi_4; \pi_3; \frac{\pi_1^2}{\pi_6^3}; \pi_5; \pi_2^2 \cdot \pi_6 \right) = 0 \quad (2b)$$

a po dosadení substanciálnych premenných máme:

$$F' \left(\frac{P}{q \cdot v^2}; \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}; w; \frac{P^2 \cdot \gamma^{0,6} \cdot \mathcal{F}^{0,4}}{F^3}; \beta; \frac{F \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} \right) = 0 \quad (2c)$$

Stanovením matematického operatora zvolených bezrozmerných komplexov určíme hľadanú závislosť.

POUŽITÉ ZARIADENIE

Experimenty boli prevádzkané na modelovom zariadení mláťacieho mlatkového mechanizmu s núteným vkladáním obilnej hmoty.

Základné parametre mechanizmu:

priemer bubna — 550 mm (8 mlatick)

šírka vkladania 585 mm.

Pohon mláťacieho bubna — elektromotor $P = 12$ kW pri $n = 1440$ min⁻¹.

Zmena otačok bola uskutočnená výmenou remenice na hriadeľ motora a staviteľnou remenicou na hriadeľ bubna. Podávanie obilnej hmoty — pásový dopravník dĺžky 7300 mm s podávacou rýchlosťou $v = 1$ m s⁻¹.

METODIKA PRÁCE

Každý pokus bol trikrát opakovaný a materiál obilniny bol charakterizovaný týmito ukazovateľmi:

Všetky uvedené charakteristiky boli stanovené podľa štandardných postupov.

Zmena nastavenia bola uskutočnená v týchto variáciách:

Pri stálej $\Delta_s = 17,5 \text{ mm}$, $q = 2 \text{ kg s}^{-1}$ menila sa postupne obvodová rýchlosť bubna.

Pri stáljej $\Delta_s = 17,5 \text{ mm}$, $v = 33 \text{ m s}^{-1}$ menila sa postupne priechodnosť.

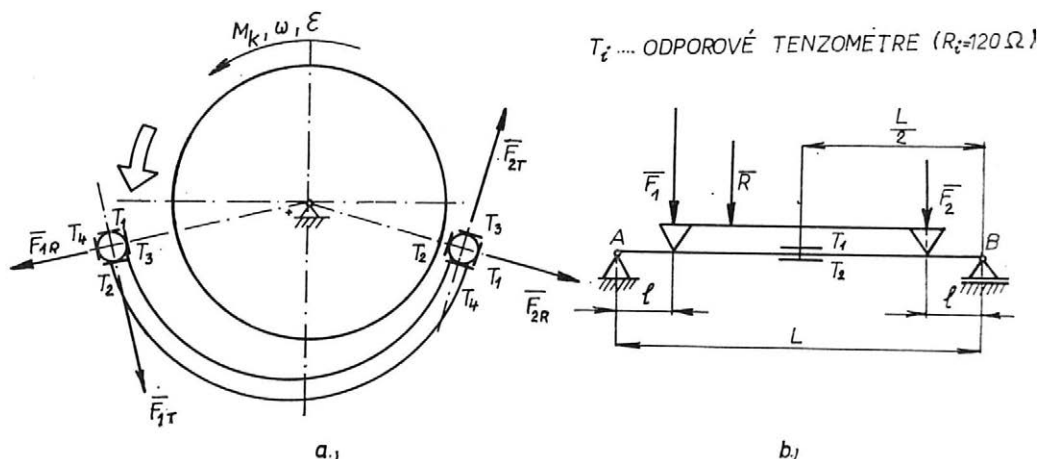
Jednotlivé charakteristiky zmeny sú uvedené v časti experimentálnej. K registrácii záznamov bol použitý 12kanálový oscilograf N-115, výrobok ZSSR.

Priemerné hodnoty veličín z oscilogramov boli stanovené mechanickým planimetrom. Postup stanovenia priemernej výšky, objemovej hmotnosti, priechodnosti, otáčok bubna, krútiaceho momentu a pracovného výkonu bubna je uvedený detailne v príspevku Šestáka (1972).

Akčné sily pôsobiace na mlátačí kôš boli merané nepriamou ohybovou metódou. Kôš bol na vstupe a výstupe uložený na dve snímacie tyče, na ktorých boli orientované k radially a tangenciálu bubna nalepené v strede tenzometre (obr. 1a). Reálnosť uvedeného princípu je založená na poznatku, že ak na nosník uložený na dvoch podperách pôsobí ľubovoľné množstvo osamelých síl (F), je maximálny priehyb (y_e) v strede nosníka (resp. jeho posun mimo stred je prakticky nevýznamný) — (Bažant 1955). Potom priehyb v strede nosníka bude:

$$y_e = \frac{1}{48EJ} \left[\sum_0^{l/2} F \cdot p(3l^2 - 4p^2) + \sum_{l/2}^l F \cdot p'(3l^2 - 4p'^2) \right] \quad (3)$$

keď: l — rozpätie nosníka
 $p; p'$ — poloha síl



1. Schéma uloženia silových článkov

Tiež maximálny ohybový moment v strede nosníka podľa obr. 1b bude:

$$M_{1,2} = \frac{F_{1,2} \cdot l(L-l)}{L} \cdot \frac{0,5L}{(L-l)} \quad (4)$$

respektívne:

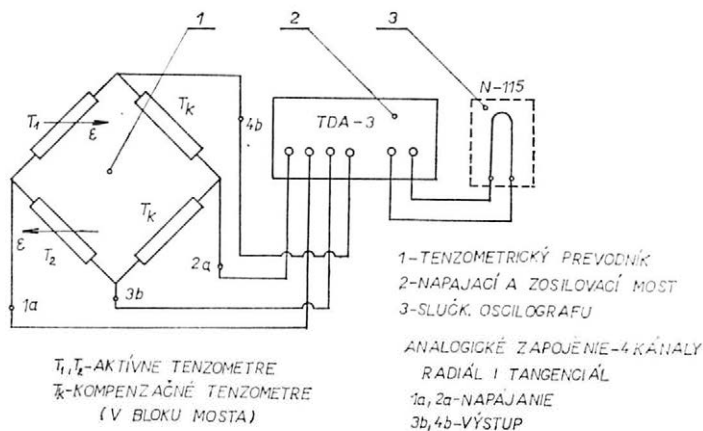
$$M = \frac{l}{2} (F_1 + F_2) = \frac{F \cdot l}{2} \quad (5)$$

Pre zvýšenie citlivosti boli v radiálnom a tangenciálnom smere nalepené v strede tyčí dva tenzometre — v predpokladanej maximálnej oblasti tlakovej a ťahovej. Potom výstupné napätie prevodníka v uhlopriečke Wheastonovho mostu bude podľa Némeca (1966)

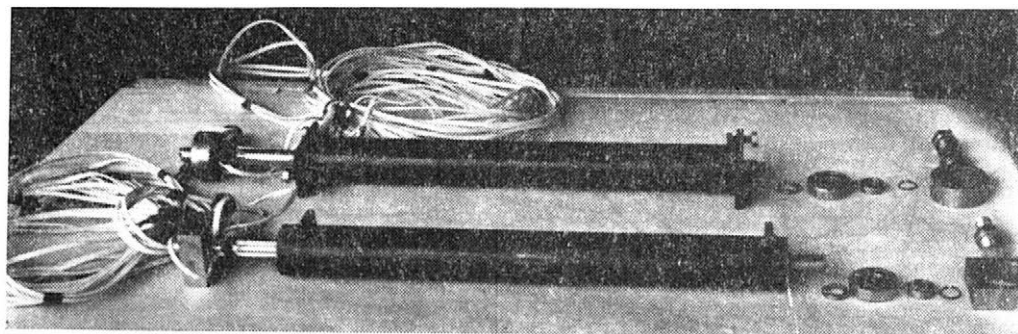
$$U = \frac{U_n}{2} \cdot \frac{R}{R} \quad (6)$$

teda dvojnásobne oproti jednému akčnému tenzometru. Schéma blokového zapojenia snímania síl je na obr. 2. Detailný záber uloženia snímacích tyčí s vedením a nosnými strmeňmi je na obr. 3. Fixácia polohy snímacích článkov bola prevedená špeciálnymi páčkami.

Veľkosť výslednice síl pôsobiacich na mláťací kôš, keď nebolo významné určenie jej pôsobiska, stanovíme podľa obr. 4 transformovaním síl pôsobiacich na vstupe do zvolených súradných os Oxy , pri známom uhle α , danom polohou snímačov síl podľa vzťahu:

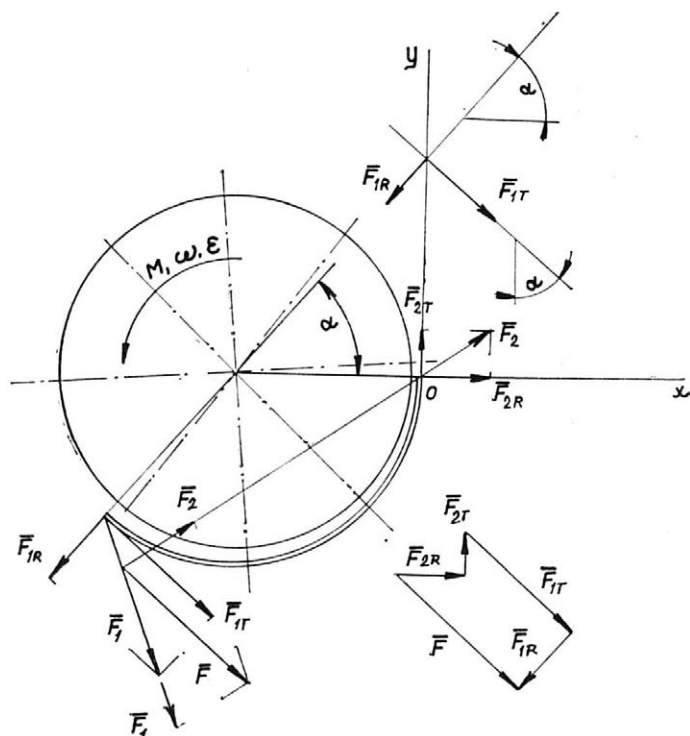


2. Blokové zapojenie snímacích článkov



3. Uloženie snímacích tyčí s nosnými strmeňmi

4. Systém určenia celkovej akčnej sily mláfacieho koša



$$F = \sqrt{(F_{2R} + F_{1T} \sin \alpha - F_{1R} \cdot \cos \alpha)^2 + (F_{2T} - F_{1T} \cos \alpha - F_{1R} \sin \alpha)^2} \quad (7)$$

Grafické určenie je prirodzené podľa obrázku.

Obecne pre každú silu, či už na vstupe alebo výstupe v radiálnom alebo tangenciálnom smere bola stanovená priemerná hodnota pokusu z oscilogramu podľa vzťahu:

$$F_{Si} = \frac{\int_0^t F_i \cdot z \cdot dt}{l_0 \cdot \mu_t} \cdot \mu_{Fi} \quad (8)$$

keď mierky síl pre vyhodnotenie oscilogramov boli:

Vstup: $\mu_{FR1} = 0,75 \text{ kp mm}^{-1}$ — radiál

$\mu_{FT1} = 0,625 \text{ kp mm}^{-1}$ — tangenciál

Výstup: $\mu_{FR2} = 0,834 \text{ kp mm}^{-1}$ — radiál

$\mu_{FT2} = 0,77 \text{ kp mm}^{-1}$ — tangenciál

Mierka času: $\mu_t = 0,04 \text{ s mm}^{-1}$

Chyba merania snímaných a vyhodnocovaných veličín je v rozsahu $5 \div 12 \%$.

VÝSLEDKY A ICH VYHODNOTENIE

Pokusy boli uskutočnené s plodinami — pšenica 'Bezostá' a jačmeň 'Jantár' v prirodzených zberových podmienkach v sezónach 1970 a 1971.

Doplňujúce charakteristiky plodín ako i parametre nastavenia mechanizmu sú doplnené v zodpovedajúcich grafických závislostiach.

Určenie uvedeného ukazovateľa je prevedené v závislosti od zmien obvodovej rýchlosti bubna a pracovnej medzery pri zohľadnení objemovej hmotnosti vstupujúceho materiálu.

V zásade ide o stanovenie matematického operátora funkcie:

$$F\left(\frac{P}{q \cdot v^2}; \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}\right) = 0 \quad (9)$$

Tabelovane udávané hodnoty výpočtu zmien bezrozmerných komplexov zahrňujú prepočet — výkon P [kW] a [W], keďže v dimenzionálnej analýze vystupuje výkon v základnej jednotke.

Zmena obvodovej rýchlosti mláfacieho bubna

Merania a teoretický rozbor je uskutočnený pre obidve plodiny.

Pšenica 'Bezostá'

Základné ukazovatele spotreby príkonu, ako i nezávisle premenné so stanovením bezrozmerných súčiniteľov sú uvedené pre obidva roky sledovania v tab. I.

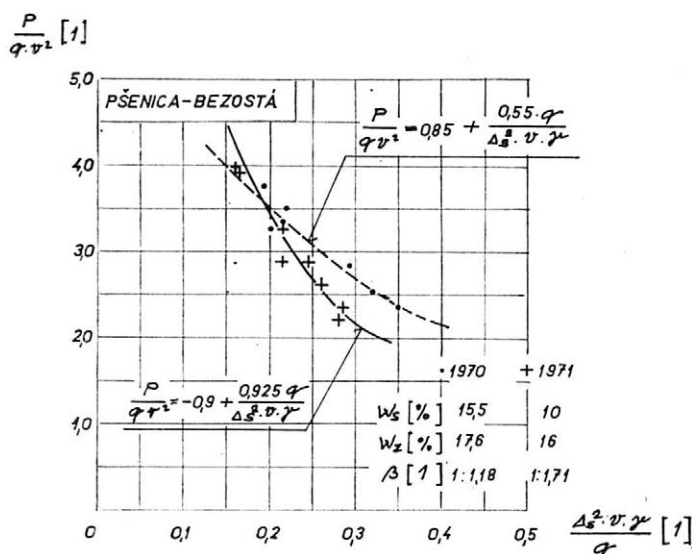
Grafická závislosť sledovaných π -argumentov je znázornená pre obidva roky na obr. 5.

Metódou najmenších štvorcov boli ďalej stanovené aproximačné funkcie hyperbolického typu. Potom analytické vzťahy budú mať tvar:

I. Základné ukazovatele spotreby príkonu a nezávisle premenné

Rok	Obvodová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Prie- chodnosť q	Výkon $P \cdot 10^{-3}$	Merná hmotnosť γ	$\frac{P}{q \cdot v^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[W]	[kg m ⁻³]	[l]	[l]
1970	28,6	0,0175	1,96	5,60	50,1	3,50	0,220
	27,4	0,0175	1,92	5,40	45,0	3,70	0,197
	30,8	0,0175	1,96	6,20	45,0	3,34	0,216
	31,4	0,0175	2,00	6,40	42,3	3,25	0,202
	32,6	0,0175	2,00	6,00	58,8	2,83	0,294
	35,5	0,0175	2,00	6,50	58,8	2,54	0,320
	37,3	0,0175	1,92	6,60	58,8	2,38	0,350
1971	22,1	0,0175	1,60	3,10	37,7	3,97	0,159
	22,7	0,0175	1,70	3,40	40,3	3,92	0,165
	24,7	0,0175	1,70	3,40	48,9	3,28	0,218
	28,5	0,0175	1,67	3,90	40,8	2,88	0,214
	28,0	0,0175	1,71	4,00	48,1	2,86	0,246
	31,4	0,0175	1,65	4,25	44,4	2,62	0,259
	34,0	0,0175	1,70	4,65	46,2	2,36	0,284
	34,0	0,0175	1,71	4,45	45,9	2,24	0,280

5. Závislosť π -argumentov pre pšenicu 'Bezostá' pri zmene obvodovej rýchlosti bubna



Pre rok 1970:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 0,85 + \frac{0,55 \cdot q}{\Delta s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (10)$$

odkiaľ:

$$P = q \cdot v^2 \cdot 0,85 + \frac{0,55 \cdot q^2}{\Delta s^2 \cdot \gamma} \cdot v \quad (11)$$

Po dosadení za priemerné hodnoty stálych argumentov bude:

$$P = 0,85 \cdot 1,98 \cdot v^2 \cdot 10^{-3} + \frac{0,55 \cdot 1,98^2}{17,5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 51 \cdot 10^3} \quad (12)$$

Nakoniec pre určenie P [kW] v závislosti od v [m s⁻¹] dostaneme

$$P = 1,68 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 + 0,1385 v \quad (13)$$

Pre rok 1971:

závislosť π -argumentov:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = -0,9 + \frac{0,925 \cdot q}{\Delta s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (14)$$

respektívne:

$$P = -0,9 \cdot q \cdot v^2 + \frac{0,925 \cdot q^2}{\Delta s^2 \cdot \gamma} \cdot v \quad (15)$$

Nakoniec po dosadení za stále veličiny a úprave bude:

$$P = -1,51 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 + 0,192 v \quad (16)$$

Jačmeň 'Jantár'

Základné údaje pre výpočet bezrozmerných koeficientov a nezávisle premenné sú uvedené v tab. II.

Grafická závislosť π -argumentov, vyhodnotená po vylúčení extrémnych hodnôt pre obidva roky sledovania, je znázornená na obr. 6. Aproximačné funkcie majú potom nasledujúci analytický tvar:

II. Základné údaje pre výpočet bezrozmerných koeficientov a nezávisle premenné

Rok	Obvodová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Prie- chodnosť q	Výkon $P \cdot 10^{-3}$	Merná hmotnosť γ	$\frac{P}{q \cdot v^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[W]	[kg m ⁻³]	[l]	[l]
1970	25,7	17,5 · 10 ⁻³	2,00	3,64	29,2	2,76	0,115
	25,6	17,5 · 10 ⁻³	2,00	3,60	30,7	2,74	0,120
	25,0	17,5 · 10 ⁻³	2,00	3,50	35,6	2,80	0,135
	28,4	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,00	28,6	2,48	0,125
	28,6	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,00	38,5	2,44	0,168
	31,3	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,60	35,3	2,35	0,169
	31,4	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,40	35,3	2,24	0,170
	31,3	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,20	44,5	2,14	0,214
	34,2	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,60	41,2	1,97	0,216
	34,0	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,60	37,2	1,98	0,194
	33,9	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,58	38,3	1,99	0,198
	38,7	17,5 · 10 ⁻³	2,00	5,40	34,7	1,80	0,205
	38,7	17,5 · 10 ⁻³	2,00	5,30	33,8	1,77	0,200
1971	22,8	17,5 · 10 ⁻³	1,71	2,40	41,2	2,70	0,169
	22,3	17,5 · 10 ⁻³	1,65	2,57	37,8	3,14	0,156
	25,3	17,5 · 10 ⁻³	1,80	2,98	49,2	2,58	0,212
	25,4	17,5 · 10 ⁻³	1,65	2,85	45,0	2,68	0,213
	25,5	17,5 · 10 ⁻³	1,71	2,62	41,3	2,36	0,189
	28,5	17,5 · 10 ⁻³	1,50	2,85	50,1	2,34	0,292
	28,8	17,5 · 10 ⁻³	1,65	3,05	41,2	2,24	0,220
	30,3	17,5 · 10 ⁻³	1,60	3,24	36,7	2,20	0,213
	31,3	17,5 · 10 ⁻³	1,70	3,80	38,2	2,28	0,215
	31,4	17,5 · 10 ⁻³	1,85	3,70	39,4	2,00	0,205
	34,0	17,5 · 10 ⁻³	1,71	3,80	39,5	1,90	0,240
	36,7	17,5 · 10 ⁻³	1,71	4,35	38,2	1,89	0,251
	36,7	17,5 · 10 ⁻³	1,71	4,31	38,6	1,87	0,254

Pre rok 1970:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 0,63 + \frac{0,29 \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (17)$$

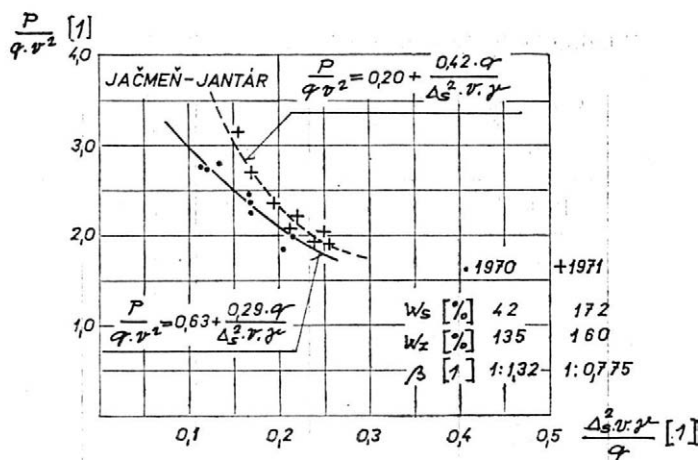
pre výkon:

$$P = q \cdot v^2 \cdot 0,63 + \frac{0,29 \cdot q^2}{\Delta_s^2 \cdot \gamma} \cdot v \quad (18)$$

Po dosadení za priemerné hodnoty stálych veličín dostaneme:

$$P = 0,63 \cdot 2 \cdot v^2 \cdot 10^{-3} + \frac{0,29 \cdot 2^2}{17,5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 36 \cdot 10^3} v \quad (19)$$

6. Závislost π -argumentov pre jačmeň 'Jantár' pri zmene obvodovej rýchlosti bubna



po vyčíslení a úprave:

$$P = 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 + 0,1055 \cdot v \quad (20)$$

Pre rok 1971:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 0,20 + \frac{0,42 \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (21)$$

odkiaľ:

$$P = q \cdot v^2 \cdot 0,20 + \frac{0,42 \cdot q^2}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (22)$$

Nakoniec po dosadení a úprave dostaneme:

$$P = 0,338 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 + 0,956 v \quad (23)$$

Zhodnotením uvedených priebehov možno konštatovať, že spotrebovaný výkon v závislosti od zmeny obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna je nelineárny oproti záverom z analytických rozborov. Intenzita zmeny príkonu ako i jeho absolútna hodnota pre danú obvodovú rýchlosť je v každom prípade vyššia u pšenice ako u jačmeňa.

Zmena pracovnej medzery mlátiaceho mechanizmu

Výpočty a závery hodnotenia sú v každom prípade vzťahované na strednú pracovnú medzeru v prirodzenej polovine oblúka mlátiaceho koša.

Pšenica 'Bezostá'

Základné hodnoty nameraných a vypočítaných veličín sú uvedené v tab. III.

Aproximačné funkcie sú opäť hyperbolické, určené metódou najmenších štvorcov. Grafické závislosti sú vyznačené na obr. 7. Funkčná závislosť π -argumentov potom bude:

Pre rok 1970:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 1,51 + \frac{0,256 \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (24)$$

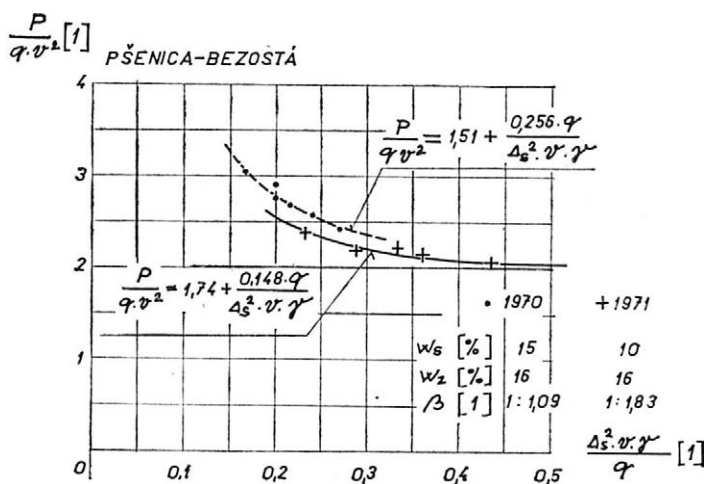
pre výkon:

$$P = 1,51 q \cdot v^2 + \frac{0,256 \cdot q^2 v}{\Delta_s^2 \cdot \gamma} \quad (25)$$

Nakoniec po dosadení za priemerné hodnoty stálych argumentov, vyčíslení a úprave dostaneme:

III. Základné hodnoty nameraných a vypočítaných veličín

Rok	Obvodová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Prie- chodnosť q	Výkon bubna $P \cdot 10^{-3}$	Merná hmotnosť γ	$\frac{P}{q \cdot v^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[W]	[kg m ⁻³]	[l]	[l]
1970	32,8	16,0 · 10 ⁻³	2,00	6,50	40,20	3,03	0,169
	32,8	17,0 · 10 ⁻³	2,00	6,30	42,60	2,92	0,200
	32,6	17,5 · 10 ⁻³	2,00	5,90	40,20	2,75	0,200
	32,6	18,0 · 10 ⁻³	2,00	5,70	40,50	2,68	0,214
	33,0	19,0 · 10 ⁻³	1,96	5,52	39,50	2,58	0,240
	33,1	20,0 · 10 ⁻³	2,00	5,31	40,35	2,42	0,268
1971	33,8	16,0 · 10 ⁻³	1,80	4,88	48,30	2,38	0,232
	33,5	17,0 · 10 ⁻³	1,60	4,70	47,80	2,61	0,289
	33,9	17,5 · 10 ⁻³	1,71	4,30	47,30	2,19	0,287
	33,9	18,0 · 10 ⁻³	1,60	4,10	49,20	2,23	0,337
	33,9	19,0 · 10 ⁻³	1,60	4,00	46,70	2,17	0,358
	34,0	20,0 · 10 ⁻³	1,50	3,60	48,20	2,08	0,437



7. Závislosť π -argumentov pre pšenicu 'Bezostá' pri zmene pracovnej medzery

$$P = 3,22 + \frac{0,825}{\Delta_s^2} \cdot 10^{-3} \quad (26)$$

Pre rok 1971:

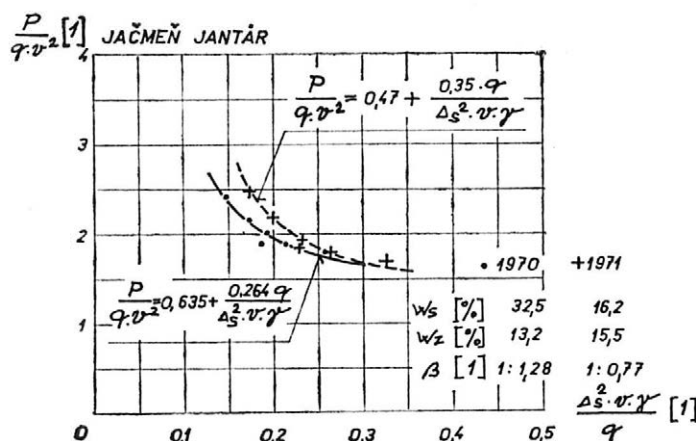
$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 1,74 + \frac{0,148 \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (27)$$

po dosadení a úprave máme:

$$P = 3,24 + \frac{0,278}{\Delta_s^2} \cdot 10^{-3} \quad (28)$$

IV. Vstupné veličiny získané z pokusov a určenie bezrozmerných komplexov

Rok	Obvodová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Prie- chodnosť q	Výkon $P \cdot 10^{-3}$	Merná hmotnosť γ	$\frac{P}{q \cdot v^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[W]	[kg m ⁻³]	[l]	[l]
1970	34,1	16,0 · 10 ⁻³	2,00	5,60	34,2	2,44	0,149
	34,1	17,0 · 10 ⁻³	2,00	5,00	35,4	2,15	0,174
	33,9	17,5 · 10 ⁻³	2,00	4,60	37,2	2,00	0,193
	34,2	18,0 · 10 ⁻³	2,00	4,40	33,8	1,88	0,187
	34,2	19,0 · 10 ⁻³	2,00	4,40	34,6	1,88	0,214
	34,2	20,0 · 10 ⁻³	2,00	4,20	37,5	1,80	0,257
1971	33,8	16,0 · 10 ⁻³	1,78	4,99	36,1	2,46	0,175
	34,0	17,0 · 10 ⁻³	1,60	4,00	32,8	2,16	0,201
	34,0	17,5 · 10 ⁻³	1,60	3,53	35,7	1,91	0,230
	34,1	18,0 · 10 ⁻³	1,60	3,30	33,3	1,78	0,230
	34,0	19,0 · 10 ⁻³	1,65	3,40	35,6	1,78	0,265
	34,4	20,0 · 10 ⁻³	1,60	3,20	38,1	1,69	0,328

 8. Závislosť π -argumen-
tov pre jačmeň 'Jantár'
pri zmene pracovnej
medzery


Jačmeň 'Jantár'

Vstupné veličiny získané z pokusov a určenie bezrozmerných komplexov sú uvedené v tab. IV.

Grafická závislosť je vyznačená na obr. 8. Analytické funkcie majú potom tvar:
Pre rok 1970:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 0,635 + \frac{0,264 q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (29)$$

pre výkon:

$$P = 0,635 q \cdot v^2 + \frac{0,264 q^2 \cdot v}{\Delta_s^2 \cdot \gamma} \quad (30)$$

po dosadení a úprave nakoniec dostaneme:

$$P = 1,47 + \frac{1,01}{\Delta_s^2} \cdot 10^{-3} \quad (31)$$

Pre rok 1971:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = 0,47 + \frac{0,35 \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (32)$$

nakoniec po úprave a dosadení:

$$P = 0,894 + \frac{0,91}{\Delta_s^2} \cdot 10^{-3} \quad (33)$$

Horeuvedený rozbor a závery naznačené v príspevku Šestáka (1972) umožňujú konštatovať, že vzťah základných určujúcich veličín, charakterizujúcich proces výmlatu, možno vyjadriť všeobecnou funkciou:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = a + \frac{b \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma} \quad (34)$$

keď: a, b — konštanty, ktorých určenie je dané zmenou žiadaného parametra nastavenia. Významná je skutočnosť, že obidve konštanty sú fyzikálne invariantné a ich výpočet je možno previesť simultánne zvoleným intervalom práce mechanizmu pri poznaní extrémnych hraníc zmeny výkonu a nastavenia

SILOVÉ POMERY MLÁŤACIEHO KOŠA

Stanovenie veľkosti výslednice a metodický postup je určený v časti metodickej. Zmena veľkosti výslednice síl pôsobiacich na mláťací kôš bola vyjadrená ako funkcia priechodnosti a obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna. Pre zmenu pracovnej medzery závislosť nie je vyhodnotená, pretože nastali v priebehu experimentov technické problémy s fixáciou polohy snímacích článkov. Vzájomný vzťah sledovaných zmien môžeme z kritériálnej rovnice (3) vyjadriť implicitnou funkciou bezrozmerných komplexov v tvare:

$$f\left(\frac{m \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2}; \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}\right) = 0 \quad (35)$$

Matematický operátor uvedenej funkcie je analogicky riešený pre obidve zmeny grafickou cestou po stanovení a výpočte bezrozmerných súčiniteľov.

Zmena priechodnosti

Pre zmenu priechodnosti sú vstupné hodnoty obidvoch plodín a určenie π -argumentov uvedené v tab. V.

Ako v tabuľkách, tak i v ďalšom výpočte je s dostatočnou presnosťou uvažovaná prevodná konštanta:

$$B = 10N \cdot \text{kp}^{-1} \quad (36)$$

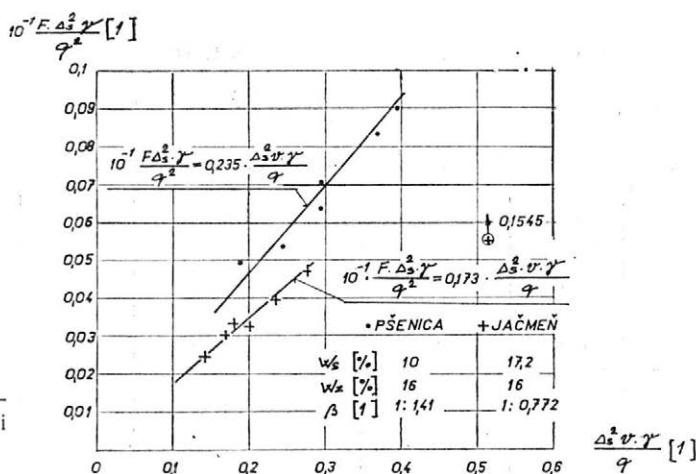
Závislosť určených bezrozmerných súčiniteľov je vyznačená na obr. 9.

Linearizácia v danom intervale sledovania vyhovuje s vysokou spoľahlivosťou. Regresné priamky určené metódou najmenších štvorcov majú potom rovnice:

V. Vstupné hodnoty pšenice a jačmeňa a určenie π -argumentov

Plo- dina	Obvodo- vá rých- losť v	Stredná medzera Δ_s	Prie- chodnosť q	Merná hmotnosť γ	Výsledná sila ($10^{-1} F$)	$\frac{(10^{-1} F) \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[kg m ⁻³]	[N]	[l]	[l]
Jačmeň 'Jantár'	34,1	$17,5 \cdot 10^{-3}$	0,84	45,2	5,0	0,1000	0,563
	34,0	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,23	46,8	9,5	0,0905	0,396
	33,9	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,65	47,2	12,0	0,0638	0,296
	33,6	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,92	46,2	14,0	0,0536	0,247
	33,7	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,61	45,9	13,0	0,0705	0,294
	33,2	$17,5 \cdot 10^{-3}$	2,59	48,2	22,5	0,0496	0,189
Pšenica 'Bezostá'	34,0	$17,5 \cdot 10^{-3}$	0,78	38,5	8,0	0,1550	0,515
	33,9	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,65	37,2	9,5	0,0396	0,234
	33,8	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,93	37,6	10,5	0,0324	0,201
	33,6	$17,5 \cdot 10^{-3}$	2,20	38,4	13,7	0,0332	0,179
	33,8	$17,5 \cdot 10^{-3}$	2,30	37,6	14,2	0,0308	0,169
	33,8	$17,5 \cdot 10^{-3}$	2,80	38,4	16,3	0,0244	0,142

9. Závislosť bezrozmer-
ných súčiniteľov pri
zmene priechodnosti



Pšenica 'Bezostá'

$$\frac{(10^{-1} \cdot F) \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = 0,235 \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q} \quad (37)$$

keď nakoniec po dosadení za stále argumenty a úpravou dostaneme pre F [kp] v závislosti od priechodnosti rovnicu:

$$F = 7,92 q \quad (38)$$

Jačmeň 'Jantár'

Závislosť je vyjadrená rovnicou:

$$\frac{(10^{-1} \cdot F) \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = 0,173 \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q} \quad (39)$$

Po dosadení a úprave dostaneme nakoniec pre odpor koša:

$$F = 5,86 \cdot q \quad (40)$$

Odpor koša narastá lineárne so zmenou priechodnosti, čo je v súhlase s rozbormi analytickými. Rýchlosť nastavenia odporu je v každom prípade väčšia u pšenice ako u jačmeňa.

Zmena obvodovej rýchlosti bubna

Pre zmenu obvodovej rýchlosti bubna sú základné a vypočítané hodnoty obidvoch plodín uvedené v tab. VI.

Závislosti pre obidve plodiny sú vyznačené na obr. 10. Linearizácia v danom intervale vyhovuje. Potom rovnice budú:

Pšenica 'Bezostá':

$$\frac{(10^{-1}F) \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = 0,095 - 0,2 \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q} \quad (41)$$

Po dosadení za priemerné hodnoty stálych argumentov dostaneme nakoniec pre F [kp] vzťah:

$$F = 20,6 - 0,332 v \quad (42)$$

Jačmeň 'Jantár':

$$\frac{(10^{-1}F) \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = 0,071 - 0,16 \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q} \quad (43)$$

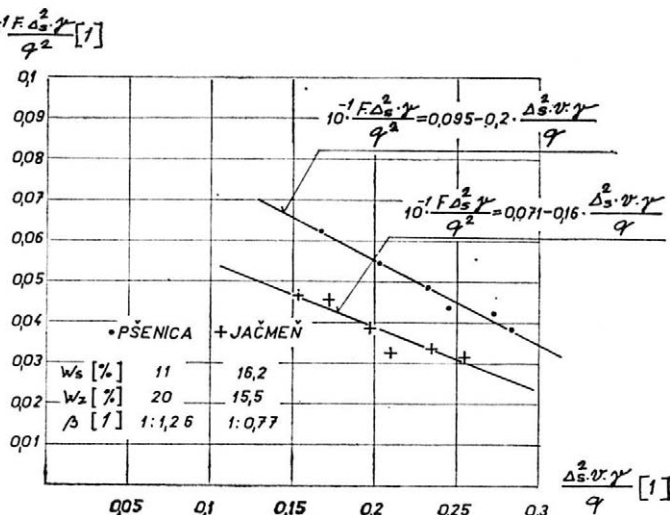
Analogicky dosadením a úprave máme nakoniec:

$$F = 18,05 - 0,279 v \quad (44)$$

VI. Základné a vypočítané hodnoty pre zmenu obvodovej rýchlosti

Plodina	Obvodová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Priechodnosť q	Merná hmotnosť γ	Výsledná sila $(10^{-1} F)$	$\frac{(10^{-1} F) \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2}$	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$
	[m s ⁻¹]	[m]	[kg s ⁻¹]	[kg m ⁻³]	[N]	[l]	[l]
Pšenica 'Bezostá'	22,1	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,65	40,8	13,5	0,0620	0,167
	25,6	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,60	41,3	11,0	0,0543	0,202
	28,5	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,59	42,1	9,5	0,0483	0,232
	31,4	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,64	41,6	9,2	0,0436	0,244
	34,2	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,62	41,8	8,6	0,0420	0,271
	36,7	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,67	42,0	8,3	0,0382	0,283
Jačmeň 'Jantár'	22,3	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,71	38,6	12,0	0,0463	0,154
	25,3	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,72	38,2	11,6	0,0457	0,172
	28,5	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,72	39,1	9,5	0,0384	0,198
	31,9	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,76	37,8	8,7	0,0324	0,210
	36,7	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,78	40,2	8,2	0,0319	0,254
	34,1	$17,5 \cdot 10^{-3}$	1,71	38,7	8,4	0,0336	0,236

10. Závislosť bezrozmerných súčiniteľov od zmeny obvodovej rýchlosti bubna



Výsledný odpor koša so zvyšovaním obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna klesá. Pokles je v každom prípade rýchlejší u pšenice ako u jačmeňa.

Zovšeobecnenú rovnicu zataženia mlátiaceho koša je potom možné v závislosti od základných parametrov nastavenia vyjadriť v tvare:

$$\frac{F \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = a_1 \pm b_1 \cdot \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q} \quad (45)$$

keď: $a_1, b_1 \dots$ konštanty (bezrozmerné) realizované pre zmenu žiadaného parametra nastavenia

Z Á V E R

Aplikáciou dimenzionálnej analýzy na výkonové požiadavky mlátiaceho mechanizmu v závislosti od zmeny obvodovej rýchlosti bubna a pracovnej medzery bola stanovená všeobecná rovnica v tvare:

$$\frac{P}{q \cdot v^2} = a + \frac{b \cdot q}{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}$$

keď konštanty a, b sa menia podľa zvoleného režimu práce.

Pre zmenu obvodovej rýchlosti boli určené konštanty:

Pšenica 'Bezostá': $a = 0,850 - 1970$; $b = 0,550 - 1970$

$a = -0,900 - 1971$; $b = 0,925 - 1971$

Jačmeň 'Jantár': $a = 0,630 - 1970$; $b = 0,290 - 1970$

$a = 0,200 - 1971$; $b = 0,420 - 1971$

Pre zmenu pracovnej medzery boli určené konštanty:

Pšenica 'Bezostá': $a = 1,510 - 1970$; $b = 0,256 - 1970$

$a = 1,740 - 1971$; $b = 0,148 - 1971$

Jačmeň 'Jantár': $a = 0,635 - 1970$; $b = 0,264 - 1970$

$a = 0,470 - 1971$; $b = 0,350 - 1971$

Zaťaženie mlátiaceho koša je možné v závislosti od parametrov nastavenia vyjadriť funkciou:

$$\frac{F \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} = a_1 \pm b_1 \frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$$

keď: a_1, b_1 — konštanty dané systémom nastavenia mechanizmu

Pre zmenu obvodovej rýchlosti boli určené konštanty:

Pšenica 'Bezostá': $a_1 = 0,095$ $b_1 = 0,2$

Jačmeň 'Jantár': $a_1 = 0,071$ $b_1 = 0,16$

Pre zmenu priechodnosti majú konštanty hodnoty:

Pšenica 'Bezostá': $a_1 = 0$ $b_1 = 0,235$

Jačmeň 'Jantár': $a_1 = 0$ $b_1 = 0,173$

Použitie označenie

P	kW	výkon (príkon)
q	kg s ⁻¹	priechodnosť hmoty
t	s	čas
J	kg m ²	hmotový moment zotrvačnosti (sústava — bubon, hmota, obilia)
π	l	konštanta ... bezrozmerný súčiniteľ
v	m s ⁻¹	obvodová rýchlosť bubna
Δ_s	m	stredná šírka pracovnej medzery
β	l	pomer (zrno : slama)
γ	kg m ⁻³	objemová hmotnosť (merná hmotnosť)
w	l	podiel vlhkosti
F	kp, N	sila (odporová sila mlátiaceho koša)
l_o	cm, mm	pracovná dĺžka oscilogramu
U	V, mV	napätie
R	Ω	odpor vodiča
μ	rozmer	prevodná mierka oscilogramu

Literatúra

- ARNOLD R. E., LAKE S. E., 1964, Experiments with rasp bar threshing drums. J. Agric. Engn. Res. 9 : 2.
- BAŽANT a kol., 1955, Nauka o pružnosti a pevnosti. SNTL, Praha.
- BUCKINGHAM E., 1914, On Physically Similar Systems. Illustration of the Use of Dimensional Analysis. Phys. Rev. IV, 4 : 345.
- ĎURIŠ M., 1965, Výskum agrofyzikálnych a mechanických vlastností obilnín. Kand. dizert. práca, Nitra.
- NĚMEC J., 1966, Odporové tenzometry v praxi. SNTL, Praha.
- SESTÁK J., 1972, Rozbor energetických nárokov procesu mlátenia dimenzionálnou analýzou. Zem. technika 18, 3 : 163-175.
- SESTÁK J., PÁLTÍK J., 1965, K niektorým otázkam väznej sily zrna v klase. Zborník Acta techn. agric. Nitra : VII.
- VASILENKO J. F., 1936, Pročnosť svjazi zerna s kolosom. Seľchozmašina, Moskva : 5.

Došlo dne 22. 3. 1973

ШЕСТАК Й. (Сельскохозяйственный институт, Нитра, Чехословакия). Применение анализа размеров к некоторым силовым и производительным требованиям процесса обмолота. Zem. technika 20 (5) : 275-292, 1974.

В работе описывается применение анализа размеров к некоторым силовым и энергетическим отношениям процесса обмолота на молотильном механизме молоткового типа. Анализ важнейших факторов, влияющих на процесс обмолота и характеризующих физическо-механические свойства обрабатываемого материала, а также основных параметров наладки механизма, является наглядным, благодаря выбору относительных величин процесса. Выбор субстанциальных величин, выраженный общей физической зависимостью, и обработанный по методам анализа размеров до критериального уравнения безразмерных комплексов. Далее, проводилась трансформация критериального уравнения с точки зрения обработки экспериментов. Применительно разработаны зависимости между некоторыми комплексами и определены взаимоотношения затраты мощности на обмолот от изменения окружной скорости барабана а также рабочего зазора между декой и барабаном. Аналогично разработана силовая нагрузка молотильной деки с применением специализированного входного приспособления. Определяется силовая нагрузка молотильной деки в зависимости от изменения пропускной способности хлебной массы и изменения окружной скорости молотильного барабана.

анализ размеров; обмолот зерновых; требования к производительности; анализ сил

ŠESTÁK J. (Agricultural College, Nitra, Czechoslovakia). *Applying Dimensional Analysis to Ascertain Certain Force and Output Parameters of the Threshing Process.* Zem. technika 20 (5) : 275-292, 1974.

The author applied dimensional analysis to ascertain certain force and output parameters of the threshing process and of the threshing equipment. The analysis of factors which substantially affect the threshing process, based on the physico-mechanical properties of the material processed, as well as the basic parameters of setting the equipment are made plausible by a suitable selection of relevant values influencing the process. These values express the general physical relationship which is then further processed by the method of dimensional analysis to give a criterial equation of non-dimensional complexes. The author further transformed the criterial equation with a view to the experiments in question. This includes determination of the relationship between certain complexes and energy consumption in the threshing equipment, especially changes in the drum velocity and in the work gap between the drum and cage. Analogically, he also elaborated the load exerted on the threshing cage when using a single-purpose feeding equipment. Specification of the load forces in the threshing cage in dependence on the passage speed of the grain, as well as changes in the circumferential velocity of the threshing drum.

dimensional analysis; thrashing of cereals; output parameters; force analysis

ŠESTÁK J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra, Tschechoslowakei). *Anwendung der Dimensionsanalyse auf einige Kraft und -leistungsanforderungen des Dreschvorgangs.* Zem. technika 20 (5) : 275-292, 1974.

In der vorliegenden Arbeit wird die Anwendung der Dimensionsanalyse auf gewisse Kraft- und Energieverhältnisse des Dreschvorgangs in den Dreschwerkzeugen einer ortsfesten Dreschmaschine beschrieben. Die Analyse der wichtigen Faktoren, die den Dreschvorgang beeinflussen, die physikalisch-mechanischen Eigenschaften des verarbeiteten Gutes sowie die Grundkenndaten der Einstellung der Dreschwerkzeuge charakterisieren, wird durch die Auswahl der wichtigsten Größen des Dreschvorgangs berücksichtigt. Es wurde eine Auswahl der Hauptkenngrößen verwirklicht, die durch die allgemeinen physikalischen Abhängigkeit ausgedrückt wird. Die Auswahl wurde dann mit Hilfe der Methoden der Dimensionsanalyse zu einer Kriterialgleichung mit dimensionslosen Komplexen verarbeitet. Dann wird die Transformation der Kriterialgleichung vom Gesichtspunkt der Verarbeitung der Experimente durchgeführt. Die Abhängigkeiten zwischen gewissen Komplexen wurden erarbeitet und die Beziehungen des Leistungsbedarfs für den Dreschvorgang wurden in Abhängigkeit von den Änderungen der Umfangsgeschwindigkeit der Dreschtrommel sowie von der Änderung des Dreschraums zwischen Korb und

Trommel festgesetzt. Analog wurde die Kräftebelastung des Dreschkorbs bei Verwendung einer Einzweckeinlegevorrichtung erarbeitet. Es wurde die Kräftebelastung des Dreschkorbs in Abhängigkeit von der Veränderung des Durchsatzes des Getreidegutes und von der Veränderung der Umfangsgeschwindigkeit der Dreschtrommel bestimmt.

Dimensiosanalyse; Dreschen von Getreide; Leistungsanforderungen; Kraftanalyse

Adresa autora:

Ing. Jozef Š e s t á k, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 67 Nitra

TEORETICKÝ ROZBOR VLIVU HYDROSTATICKÉ TRANSMISE NA PROKLUZ POJEZDOVÝCH KOL

J. Roh

Vysoká škola zemědělská, Praha-Suchbát

ROH J. *Teoretický rozbor vlivu hydrostatické transmise na prokluz pojezdových kol*. Zemědělská technika 20 (5) : 293-303, 1974.

Rozborem příčin zvýšeného prokluzu hydrostaticky poháněných pojezdových kol se dospívá k názoru, že zdrojem zvýšeného prokluzu mohl být výhradně jejich nerovnoměrný pohyb. Dále jsou hledány zdroje nerovnoměrného pohybu kola. Pro tento účel je vypočítáno frekvenční pásmo nerovnoměrného pohybu kola — pohybuje se v rozsahu od 0,1 do 10,0 Hz. Jedná se o kolo o průměru 1200 mm a hmotnosti 100 kg, při pojezdové rychlosti 5 až 18 km h⁻¹. Zdrojem kmitů v tomto frekvenčním pásmu mohou být pomaloběžné radiální hydraulické prvky, zejména hydromotory a kmity v hydraulickém vedení. Naproti tomu kmity buzené spalovacím motorem a rychloběžnými hydraulickými prvky mají frekvenční pásmo podstatně odlišné (50 až 450 Hz), a proto nemohou prokluz pojezdových kol ovlivnit.

hydraulika; transmise; prokluz

Konstrukteři zemědělských, stavebních, lesnických a jiných mobilních mechanizačních prostředků jsou často stavěni před úkol dosáhnout u samojízdného stroje vysokých parametrů pojezdového mechanismu. Jde o to, aby navržená hydrostatická transmise nevynikala jenom v některých parametrech, jako např. v plynulosti jízdy, snadné změně pojezdové rychlosti, snadné reverzaci pohybu, spolehlivosti provozu aj., a naopak, aby neměla některé parametry výrazně nízké nebo dokonce horší než např. transmise mechanická.

V literatuře není tato otázka řešena. Zejména v literatuře o hydraulických soustavách zemědělských mechanizačních prostředků jsou pouze jednotlivé konstrukce popisované, chybí rozbor jejich předností a nedostatků. Nejsou k dispozici potřebné teoretické rozboru ani srovnávací měření, která by vyzdvihla přednosti jednotlivých transmisí a současně ukázala na jejich trvale působící a nebo alespoň někdy se vyskytující nedostatky. Výjimkou jsou měření konaná v SSSR (Serebjakov 1968), podle kterých měl univerzální podvozek (nosič nářadí) s hydrostatickou transmisí podstatně větší prokluz než stejný podvozek s mechanickou transmisí. Protože právě u zemědělských mechanizačních prostředků máme zájem na co nejnižším prokluzu, je třeba věnovat této otázce zvýšenou pozornost.

V článku je popsán komplexní rozbor hydrostatické transmise tak, aby bylo možné určit typy hydraulických prvků a zařízení, která ovlivňují velikost prokluzu.

METODY

Vliv hydrostatických prvků na velikost prokluzu

Při teoretickém rozboru jsme vycházeli z hodnot naměřených Serebjakovem (1968), které získal při srovnávacích měřeních univerzálních podvozků výkonnostní třídy 0,6 Mp.

Ke zkouškám použil nosič nářadí typu Š-101 s mechanickou stupňovitou převodovkou a stejného stroje vybaveného dvěma samostatnými hydraulickými obvody se dvěma regulačními axiálními pístovými hydrogenerátory a dvěma radiálními hydromotory s konstantním geometrickým objemem, označeného Š-104M. Hydrostatický systém umožňoval čtyři pracovní režimy:

- 1) paralelní zapojení hydromotorů pro pracovní rychlosti,
- 2) sériové zapojení hydromotorů pro transportní rychlosti,
- 3) brzdění motorem,
- 4) blokování kol.

Zkoušky se konaly na uježděné polní cestě. K brzdění byl použit nákladní automobil s měřicí aparaturou. Nosič nářadí Š-101 byl měřen na jednotlivých převodových stupních (I až VIII) a nosič nářadí Š-104M s hydrostatickým pohonem měl vždy nastaveny ovládací páky v takové poloze, aby se jeho teoretická rychlost rovnala rychlosti Š-101. Tím byl dán předpoklad pro stejné jezdové rychlosti obou srovnávaných strojů. Některé naměřené hodnoty:

Š-101:

Převodový stupeň	I ... $F_{max} = 1237$ kp (zvedala se přední kola)
	II ... $F_{max} = 1245$ kp (zvedala se přední kola)
	III ... $F_{max} = 935$ kp (omezeno výkonem motoru)
	maximální tahový výkon 18 kW, účinnost 0,78

Š-104M:

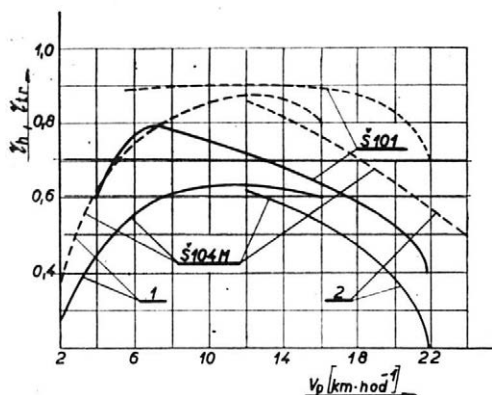
Převodový stupeň	I ... $F_{max} = 1065$ kp (omezeno pojistným ventilem na 195 kp cm^{-2})
	$V_t = 4,9 \text{ km h}^{-1}$
	II ... $F_{max} = 970$ kp (tlak oleje 177 kp cm^{-2})
	V ... $F_{max} = 340$ kp (tlak oleje 75 kp cm^{-2})
	$V_t = 17,9 \text{ km h}^{-1}$; $V_p = 15 \text{ km h}^{-1}$
	maximální tahový výkon 13,7 kW, tahová účinnost 0,63
	maximální tahový výkon při sériovém zapojení hydromotorů 13,7 kW, tahová účinnost 0,62

Účinnost mechanické transmise se pohybovala do 0,9 při $V_p = 4$ až 16 km h^{-1} , při jezdové rychlosti do 22 km h^{-1} postupně poklesla na hodnotu 0,65.

Účinnost hydrostatické transmise byla 0,62 při $V_p = 4 \text{ km h}^{-1}$. Při vyšší jezdové rychlosti $V_p = 9$ až 16 km h^{-1} byla účinnost transmise v rozmezí 0,825 až 0,875. Při sériovém zapojení měla transmise maximální účinnost 0,855 při $V_p = 12 \text{ km h}^{-1}$. Malá účinnost hydrostatické transmise při nízkých jezdových rychlostech je zdůvodněna špatnou objemovou účinností hydraulických prvků. Přehled o průběhu účinností transmisí a tahových účinností dává obr. 1.

Prokluz není v uvedené literatuře (Serebjakov 1968) samostatně srovnáván. Pro naši potřebu je převzat z jednotlivých tahových charakteristik a je uveden na obr. 2. Při stejné hmotnosti nosičů nářadí Š-101 a Š-104M měl větší prokluz nosič Š-104M s hydrostatickou transmisí. Podobné výsledky byly získány při měření nosiče s hydrostatickou transmisí již v roce 1965. Nejsou však teoretické ani experimentální práce, které by objasnilo tento jev. Předpokládá se, že větší prokluz hydrostatické transmise je způsoben „ostře pulzujícím charakterem krouticího momentu pomaluběžného pístového motoru“.

S tímto názorem lze jistě souhlasit, avšak dříve než odsoudíme radiální pístové hydromotory jako nevhodné pro pohon jezdových kol, podívejme se na problém trochu blíže. Srovnávací zkoušky byly vykonány za stejných podmínek. Byla použita stejná



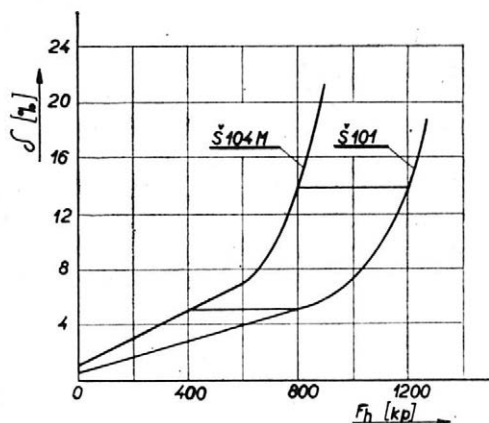
1. Závislost účinnosti na jezdové rychlosti

η_{tr} — — — — — účinnost transmisie

η_h ————— tahová účinnost

1 — paralelně zapojené hydromotory

2 — sériově zapojené hydromotory



2. Závislost prokluzu podvozků na tahové síle

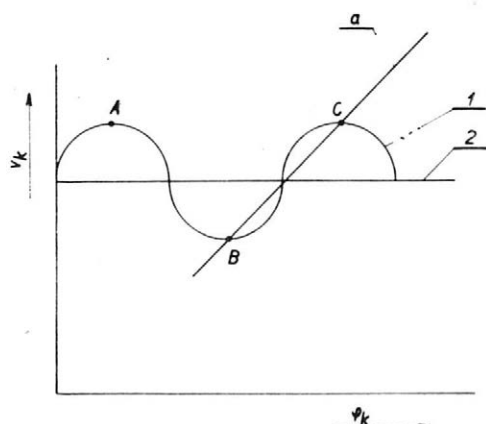
Š-101 — s mechanickou transmisí

Š-104M — s hydrostatickou transmisí

hnací kola, stejná hmotnost stroje i cesta byla stejně uježděná, pouze transmisie byla odlišná. Musíme tedy hledat příčiny zvýšeného prokluzu kol v celé hydrostatické transmisii, nikoliv jen v samotných hydromotorech.

Protože součinitel tření je vždy za klidu větší než za pohybu, můžeme předpokládat, že setrvává-li hnací kolo vzhledem k podložce relativně v klidu, je tření větší, než když je v pohybu. U jezdového kola je otázka ještě složitější s ohledem na deformaci půdy a kolo opatřené ostruhami. Dochází-li tedy při jinak stejných parametrech k většímu prokluzu jezdového kola, můžeme soudit, že kolo poháněné hydrostatickou transmisí má vzhledem k podložce jiný pohyb než kolo poháněné mechanickou transmisí. Má-li mít jezdové kolo vzhledem k podložce jiný pohyb při stejném poměru obvodové rychlosti k rychlosti jezdové, pak nutně musí konat pohyb nerovnoměrný. V průběhu jedné otáčky několikrát svoji rychlost zvětší nad střední vypočtenou hodnotu a opět ji pod tuto hodnotu sníží. Průběh rychlosti jezdového kola si můžeme představit podle obr. 3.

Neznáme sice průběh okamžité změny obvodové rychlosti kola, ale to není důležité. Bez ohledu na průběh změny rychlosti se musí předpokládaná křivka vyznačovat minimy (bod B) a maximy (body A a C). Rozborem této křivky zjistíme, že mezi body A a B



3. Předpokládaný průběh obvodové rychlosti kola

v_k — obvodová rychlost kola

φ_k — úhel natočení kola

1 — předpokládaný průběh rychlosti kola

2 — vypočtená střední rychlost kola

A, C — maxima rychlosti

B — minimum rychlosti

a — náhradní přímka

musí být síla působící na kolo menší než její střední hodnota reprezentovaná tahovou silou. Z bodu B do C působí naopak síla mnohem větší, než je střední hodnota představovaná tahovou silou. O velikosti této síly si můžeme učinit představu za použití obr. 2 — závislosti prokluzu kol na tahové síle. Pripustíme-li, že mezi body A a B je prokluz menší nebo nanejvýš stejně velký jako při klidném chodu u mechanické transmise, potom síla mezi body B a C musí být tak velká, aby mohla příslušné zvýšení prokluzu způsobit. Z diagramu na obr. 2 odečteme pro stejné hladiny prokluzu větší tahovou sílu asi o 400 kp u mechanické transmise. Např. při $F_h = 400$ kp má Š-104M stejný prokluz jako Š-101 při $F_h = 800$ kp a podobně Š-104M při $F_h = 800$ kp má stejný prokluz jako Š-101 při $F_h = 1200$ kp.

Můžeme konstatovat, že zdroj nerovnoměrnosti chodu pojezdového kola zůstával ve velkém rozsahu přenášeného krouticího momentu stálý a způsoboval změnu tečné síly na obvodě jednoho kola nejméně o 200 kp.

Tlakový spád nutný pro vznik této tečné síly s dostatečnou přesností vypočteme, protože víme, že $p_{max} = 195$ kp cm⁻² při $F_{1max} = 1065$ kp. Odhadneme-li, že valivý odpor $F_v = 135$ kp, potom bude tečná síla na obvodě kola:

$$F_{t1} = \frac{F_{1max} + F_v}{2} = \frac{1065 + 135}{2} = 600 \text{ kp}$$

Zaokrouhlíme-li p_{max} na 200 kp cm⁻², vidíme, že tlaku oleje 1 kp cm⁻² odpovídá tečná síla 3 kp. Potom tečné síle 200 kp odpovídá tlak oleje: $p_1 = \frac{200}{3} = 66,6$ kp cm⁻².

Při V. převodovém stupni:

$$F_{t2} = \frac{F_{2max} + F_v}{2} = \frac{340 + 135}{2} = 237 \text{ kp}$$

Protože byl tlak oleje 75 kp cm⁻², odpovídá tlaku oleje 1 kp cm⁻² tečná síla 3,16 kp. Potom tečné síle 200 kp odpovídá tlak oleje $p_2 = 63,6$ kp cm⁻².

Tolerance při výpočtu z různých počátečních hodnot není závažná. Nadále můžeme počítat s tím, že změny krouticího momentu hydromotoru, odpovídající tlaku oleje, budou nejméně 65 kp cm⁻².

Při těchto úvahách se předpokládají změny krouticího momentu o velmi malé frekvenci, protože je zanedbávána potřeba energie na urychlení hmotnosti pojezdového kola a rotujících částí hydromotoru. Dále je třeba zdůraznit, že není známá potřebná velikost tečné síly kola při jeho pulzaci s vysokou frekvencí, protože ve výpočtu je srovnáváme s vyšší, zřejmě rovnoměrnou tečnou silou podvozku s mechanickou transmisí. Tato skutečnost však není na závadu, protože předpokládáme-li pokles potřebné tečné síly kola při vyšší pulzaci krouticího momentu a má-li být zachován stejný prokluz, potom se nemohou podstatně snížit špičkové hodnoty krouticího momentu, protože vzniklý pokles tečné síly vyrovná vzrůst energie potřebné na urychlování rotujících hmot. Konkrétní výsledky získáme při výpočtu z rovnováhy příkonu a výkonu na mechanismu hydromotor — pojezdové kolo.

VÝSLEDKY

VÝPOČET FREKVENCE NEROVNOMĚRNÉ RYCHLOSTI POJEZDOVÉHO KOLA

Pro zjednodušení výpočtu se budeme zabývat pouze úsekem křivky mezi body B a C předpokládaného průběhu obvodové rychlosti kola (obr. 3), kdy se rychlost zvětšuje. Zrychlení v této oblasti budeme považovat za rovnoměrné, a proto úsek nahradíme přímkou a .

Potom platí:

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = \frac{\omega + c}{t}$$

Podle obr. 4 vidíme, že z hřídele hydromotoru je odebrán výkon P , který s dostatečnou přesností určíme ze známé tahové výkonnosti. Tento výkon se musí rozdělit na část potřebnou pro zrychlování pohybujících se hmot P_1 a na vytvoření tečné síly P_2 .

$$P_1 = \frac{I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt}}{102} \quad (\text{kW})$$

$$P_2 = \frac{F_t \cdot v_k}{102} = \frac{F_t \cdot r \cdot \omega}{102} = \frac{M_k \cdot \omega}{102} \quad (\text{kW})$$

$$102P = 102P_1 + 102P_2 = I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_k \cdot \omega$$

$$102P = I \cdot \frac{\omega^2}{t} + M_k \cdot \omega$$

$$102P - M_k \cdot \omega \cdot t = I \cdot \omega^2$$

$$t = \frac{I \cdot \omega^2}{102P - M_k \cdot \omega} \quad (\text{s}) \quad [1]$$

Má-li se kolo otáčet, potom musí být:

$$M_k \cdot \omega < 102P \quad [2]$$

Při $M_k \cdot \omega = 102P$ bude $t = \infty$ a kolo se nebude otáčet.

Ve výpočtu budeme počítat $P = 8 \text{ kW}$. Hmotnost kola odhadneme na 100 kg. Poloměr kola volíme $r = 0,6 \text{ m}$.

Moment setrvačnosti kola:

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 0,6^2 = 18 \text{ kg m}^2 \doteq 1,8 \text{ kp m s}^2 \end{aligned}$$

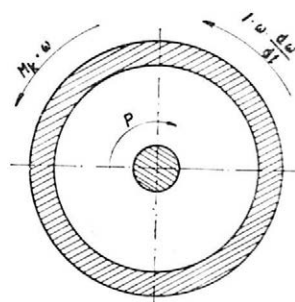
Krouticí moment při zvoleném poloměru hnacího kola leží v určitém rozmezí, které vypočteme z přenášené tečné síly při určité pojezdové rychlosti. Výpočet uděláme při dvou odlišných teoretických rychlostech:

$$V_{t1} = 4,9 \text{ km h}^{-1} \doteq 1,3 \text{ m s}^{-1}$$

$$V_{t2} = 17,9 \text{ km h}^{-1} \doteq 5,0 \text{ m s}^{-1}$$

$$v_k = \frac{\pi D n}{60} \quad \text{m s}^{-1}$$

$$n_1 = \frac{60 V_{t1}}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 1,2} = 21 \text{ ot min}^{-1}$$



4. Rovnováha příkonu a výkonu na pojezdovém kole

$$\omega_1 = 2,1 \text{ rad s}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{60 V_{t2}}{D} = \frac{60 \cdot 5}{3,14 \cdot 1,2} = 80 \text{ ot min}^{-1}$$

$$\omega_2 = 8 \text{ rad s}^{-1}$$

Z rovnice (2) vypočteme maximální mezní hodnotu, které mohl krouticí moment dosáhnout:

$$M_{k1} = \frac{102P}{\omega_1} = \frac{102 \cdot 8}{2,1} = 390 \text{ kpm}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{r} = \frac{390}{0,6} = 650 \text{ kp}$$

$$M_{k2} = \frac{102P}{\omega_2} = \frac{102 \cdot 8}{8} = 102 \text{ kpm}$$

$$F_{t2} = \frac{M_{k2}}{r} = \frac{102}{0,6} = 170 \text{ kp}$$

Porovnáme-li tyto mezní hodnoty krouticího momentu a z nich vypočtené tečné síly s hodnotami tečné síly, vypočítanými z tahové síly a odhadnutého valivého odporu, potom vidíme, že naše výpočty se příliš neliší pro F_{t1} , kdy rozdíl činí 50 kp. Ve druhém případě naopak tečná síla vypočtená z tahové síly a valivého odporu je značně větší než tečná síla F_{t2} vypočtená z mezní hodnoty krouticího momentu. Z tohoto rozdílu lze soudit, že převod byl ve skutečnosti nastaven na nižší teoretickou pojezdovou rychlost než se uvádí v literatuře a z níž vychází výpočet mezní hodnoty krouticího momentu.

Pro výpočet frekvence nerovnoměrného pohybu pojezdového kola z tohoto rozboru plyne, že se střední hodnota přenášeného krouticího momentu pohybovala blízko mezní hranice stanovené teoreticky. Výpočet bude tedy dostatečně přesný, budeme-li předpokládat, že pro rozkmitání kola bylo potřeba asi 2 až 10 % výkonu P_2 , který vyvíjel tečnou sílu na obvodě kola. O tuto část snížíme mezní hodnoty krouticího momentu:

$$M_{k11} = 390 - 7,8 = 382 \text{ kpm}$$

$$M_{k12} = 390 - 39,0 = 351 \text{ kpm}$$

$$M_{k21} = 102 - 2,0 = 100 \text{ kpm}$$

$$M_{k22} = 102 - 10,0 = 92 \text{ kpm}$$

Perioda (čas kmitů) se vypočte z rovnice (1):

$$t_{11} = \frac{1,8 \cdot 4,4}{816 - 382 \cdot 2,1} = 0,60 \text{ s}$$

$$t_{12} = \frac{1,8 \cdot 4,4}{816 - 351 \cdot 2,1} = 0,10 \text{ s}$$

$$t_{22} = \frac{1,8 \cdot 64}{816 - 92 \cdot 8} = 1,4 \text{ s}$$

$$t_{21} = \frac{1,8 \cdot 64}{816 - 100 \cdot 8} = 7,2 \text{ s}$$

Pro výpočet intervalu, ve kterém leží frekvence kola, volíme krajní, méně příznivé hodnoty z obou pojezdových rychlostí:

$$f = \frac{1}{t}$$

$$f_{12} = \frac{1}{0,10} = 10 \text{ Hz}$$

$$f_{21} = \frac{1}{7,2} = 0,14 \text{ Hz}$$

Z rozboru vyplývá, že frekvence nerovnoměrného pohybu pojezdového kola je uvnitř intervalu 0,1 až 10,0 Hz. Nyní je již možné rozbořem transmise zjistit, které prvky mohou být zdrojem kmitů uvedené frekvence.

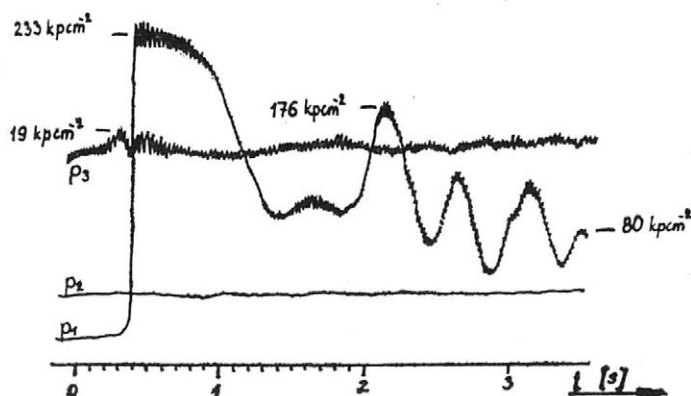
Zdroje pulzujícího krouticího momentu:

1. Na vstupní hřídel hydrogenerátoru je přiváděn rovnoměrný nebo pulzující krouticí moment. Kmity od spalovacího motoru mohly být tlumeny rychle rotujícími koly převodů, avšak přesto je budeme brát v úvahu. Frekvence kmitů u dvou- až šestiválcového motoru s počtem otáček 1500 až 3000 ot min⁻¹ je v rozmezí 50 až 300 Hz.
2. Na výstupu hydromotoru je nerovnoměrný krouticí moment s amplitudou odpovídající tlakovému spádu 65 kp cm⁻².
3. Frekvence změn výstupního krouticího momentu je v rozsahu 0,1 až 10 Hz.
4. Byly použity axiální pístové hydrogenerátory, u nichž předpokládáme počet pístů 5 až 9 a počet otáček 1500 až 3000 za minutu. Hydrogenerátory mohly vyvolávat pulzaci o frekvenci 125 až 450 Hz.
5. Charakter hydraulického vedení neznáme, ale můžeme předpokládat, že bylo rovněž zdrojem kmitů. Podle Slavička (1971), který měřil tenzometricky průběh tlaku ve vedení vysokozdvížného vozíku s hydrostatickým pohonem pojezdových kol, je tlak velmi proměnlivý. Měření se konalo za výstupními hrdly hydrogenerátorů. Průběh tlaku při rozjíždění ukazuje obr. 5. Tlak oleje vystoupí na maximální hodnotu, pak poklesne a rozkmitá se s frekvencí 2 až 3 Hz. Podobnou frekvenci si zachovává průběh tlaku oleje i při další jízdě, jak ukazuje obr. 6. Na základním průběhu tlaku o malé frekvenci je patrné ještě další vlnění, které svojí frekvencí odpovídá frekvenci vyvolané spalovacím motorem nebo hydrogenerátorem.

Je pozoruhodné, že velikost amplitudy tlaku činí asi 50 až 60 kp cm⁻², což je hodnota velmi blízká vypočtené hodnotě tlakového spádu u Š-104M, tj. 65 kp cm⁻².

5. Průběh tlaku oleje při rozjíždění

p₁ — tlak pracovního oleje
p₂ — tlak plnicího oleje
p₃ — tlak oleje pro ovládání hydrogenerátoru

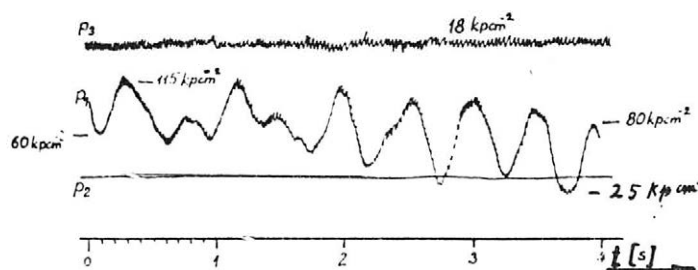


6. Průběh tlaku oleje za jízdy

p_1 — tlak pracovního oleje

p_2 — tlak plnicího oleje

p_3 — tlak oleje pro ovládání hydrogenerátoru



6. Byly použity radiální hydromotory, které mohly mít 5 až 11 pístů a počet otáček 20 až 80 ot min⁻¹.

Frekvence nerovnoměrného chodu hydromotorů měla rozmezí 2 až 14 Hz.

Z rozboru je zřejmé, že prokluz pojezdových kol nemůže ovlivnit:

1. spalovací motor,
2. rychloběžné hydrogenerátory,
3. rychloběžné hydromotory.

Prokluz ovlivní:

1. hydraulické vedení, pokud v něm vznikají kmity o frekvenci v intervalu 0,1 až 10,0 Hz;
2. volnoběžné hydromotory.

Konstrukteři by měli tato fakta znát a snažit se dosáhnout co nejkřivnější chod hnacího pojezdového kola, aby tečná síla na jeho obvodě měla trvale stejnou hodnotu. Nerovnoměrný pohyb pojezdového kola totiž nevyplývá z podstaty, z vlastností hydrostatické transmise, nýbrž ze zcela konkrétního konstrukčního řešení.

Možnosti zabránění nerovnoměrnému pohybu pojezdových kol, a tím i zvýšenému prokluzu:

1. Hydrogenerátory budou s ohledem na otáčky spalovacího motoru téměř vždy voleny jako rychloběžné, a proto nebezpečí zdroje kmitů není.
2. Hydraulické vedení
 - a) mělo by být voleno tak, aby v něm žádné kmity nevznikaly;
 - b) případné kmity by měly být tlumeny hydraulickým prvkem;
 - c) kmity by mohly být ještě ztlumeny mechanickými pohyblivými částmi před vstupem na pojezdové kolo.
3. Hydromotory by měly být použity rychloběžné s mechanickou převodovkou, redukcí. Při takovém řešení jednak odpadá zdroj kmitů majících vliv na prokluz kol, jednak hmotnost rychle rotujících částí hydromotoru a potřebné převodovky příznivě působí na tlumení případných rázů vzniklých v hydraulickém vedení. Z tohoto hlediska je výhodnější větší rychlost součástí než jejich hmotnost, protože:

$$E = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{I \cdot \omega^2}{2}$$

DISKUSE

Rozbor hydraulické transmise má jistý nedostatek v tom, že se vychází z měření jiných autorů, pro jiné účely, že nejsou známy všechny potřebné údaje, takže bylo třeba některé hodnoty, jako např. hmotnost a průměr hnacího kola, volit. Tato cesta, třeba méně přesná, byla volena proto, že je nesnadné a finančně náročné postavit tři stroje s odlišnou transmisí pro pohon kol, avšak jinak naprosto stejné. Jeden stroj by musel mít mechanickou transmisí, druhý hydrostatickou se zdrojem nerovnoměrnosti chodu

pojezdových kol a třetí stroj by měl hydrostatickou transmisí, která by zaručovala naprosto rovnoměrný chod pojezdových kol. Srovnáváním takových tří strojů by bylo možné uvedenou teorii v plné míře prověřit.

Podle Serebjakova (1968) je prokluz pojezdových kol u podvozku s hydrostatickou transmisí způsoben ostře pulzujícím charakterem krouticího momentu pomaluběžných hydraulických motorů. Podle názoru Slavička (1971) je kolísání tlaku ve vedení způsobeno pružností celého systému, především pružností kapaliny a spojovacích elementů, hlavně hadic.

Účelem práce není podat přesné výsledky zcela konkrétního měření, protože při měření jiného stroje budou naměřeny hodnoty odlišné. Výsledky výpočtů jsou uváděny ve velmi širokých frekvenčních pásmech, aby vystihovaly problematiku obecně, ze širšího hlediska. Cílem práce bylo ukázat, že příčinou zvýšeného prokluzu pojezdových kol s hydrostatickou transmisí musel být nerovnoměrný pohyb těchto kol a že zdroje nerovnoměrnosti pohybu o příslušné frekvenci uvnitř transmisí skutečně existují. Šlo také o to, jak tyto zdroje kmitů vyloučit a jak dosáhnout snížení prokluzu hnacích pojezdových kol.

Z Á V Ě R

V práci se vychází z měření Serebjakova (1968), který srovnával univerzální podvozky s mechanickou a hydrostatickou transmisí pohonu pojezdových kol, přičemž podvozek s hydrostatickou transmisí měl značně větší prokluz. Při rozboru podmínek měření srovnávacích zkoušek je vysloven názor, že příčinou zvýšeného prokluzu byl nerovnoměrný pohyb hydrostaticky poháněných pojezdových kol.

Abyste bylo možné zjistit příčiny nerovnoměrného pohybu pojezdových kol, je nejprve vypočteno frekvenční pásmo pojezdového kola, které má průměr 1200 mm, hmotnost 100 kg a pojezdovou rychlost 5 až 18 km h⁻¹. Nerovnoměrnost pohybu kola se vyznačuje frekvencí v pásmu 0,1 až 10,0 Hz.

Rozborem celé transmisí se dále dospívá k názoru, že zdrojem kmitů o uvedené frekvenci mohou být pomaluběžné radiální hydraulické prvky a hydraulické vedení. Naproti tomu kmity buzené spalovacím motorem nebo rychloběžnými hydraulickými prvky leží ve zcela odlišném frekvenčním pásmu, tj. 50 až 450 Hz.

Z uvedených výsledků plynou praktické závěry pro konstrukci hydrostatického pohonu pojezdových kol. Konstrukteři by se měli vyvarovat používání pomaluběžných hydraulických prvků, které s případným vlněním v hydraulickém vedení mohou značně nepříznivě ovlivnit prokluz pojezdových kol. V případě jejich použití je třeba transmisí v tomto ohledu důkladně proměřit a učinit zcela konkrétní úpravy pro odstranění zdroje kmitů o frekvenci 0,1 až 10,0 Hz a nebo alespoň jejich intenzitu přiměřeně ztlumit.

Seznam použitých symbolů

Symbol	Rozměr	Definice
D	m	průměr kola
E	kg m ² s ⁻²	energie
f	Hz	frekvence
F_h	kp	tažná síla
F_{max}	kp	maximální tažná síla
F_v	kp	valivý odpor
I	kg m ²	moment setrvačnosti
m	kg	hmotnost
M_k	kpm	krouticí moment
n	ot min ⁻¹	otáčky kola

p	kp cm ⁻²	tlak oleje
P	kW	výkon
r	m	poloměr kola
t	s	čas
v_k	m s ⁻¹	obvodová rychlost kola
V_p	km h ⁻¹	skutečná pojezdová rychlost
V_t	km h ⁻¹	teoretická pojezdová rychlost
ε	rad s ⁻²	úhlové zrychlení
ω	rad s ⁻¹	úhlová rychlost

Literatura

SEREBJAKOV I. N., 1968, Vlivy hydroobjemnej transmisije na tŕajovyje svojstva samohodnoŕo ŕassi. Traktory i selchozmaŕiny 8 : 10-12.

SLAVÍČEK F., 1971, Hydrostatické pŕevody v mobilních strojích. V. celostátní konference o hydraulických mechanismech s mezinárodní účastí, Praha.

Doŕlo dne 12. 12. 1973

POG Ŧ. (SelskohozijstvennŦj institut, Praha-Suchdol, Českoslovakia). Teoretický analŦz vlivu hydrostatické transmisije na bukování chodových kol. Zem. technika 20 (5) : 293-303, 1974.

B rezulťate analŦzy pŕičin povyŕšení bukování hydrostaticky dŕivimŦch chodových kol pŕišli k vŦvodu, ŕto pŕičinou povyŕšení bukování moŕe být iŕsklučitelno iŕ neravnomŕnŦe dŕivŕenie. Dále, iŕskaliŕ pŕičiny neravnomŕnŦo dŕivŕenie kola. S tŕo cŕlŦ byl vŦčislŕn dŦapozon častŦ neravnomŕnŦo dŕivŕenie kola — kolŕbŕtŕs v pŕedŕlŦch Ŧt 0,1 do 10,0 Gc. Reč iŕet Ŧ kolese dŦametrem 1200 mm i vŕesem 100 kg, pŕi skŕostŦ dŕivŕenie 5—18 km/čas. Pŕičinou kolŕbŕnŦj v tŕm dŦapozone častŦ moŕut být tŦchodnŦe radŦalŦnŦe hydraulickŦe elementy, oŕobenno hydrodŕivateli i kolŕbŕnŦa v hydraulickŦe sŦstŕe uŕpavlŕnŦj. V pŕotŦvopŦloŕnostŦ tŕmu kolŕbŕnŦa, vŦvŦzanŦnŦe dŕivatŕem vnŦtŕnŕnŦo stŕŕnŦj i bŦstŕohodnŦmi hydraulickŦmi elementy, iŕmet dŕugŦ zŦnu častŦ (50—450 Gc), pŕŕtoŕu ŦnŦ ne vlivŦt na bukování chodových kolŕ.

hydraulika; transmisie; bukovanie

ROH J. (Agricultural College, Praha-Suchdol, Czechoslovakia). *Theoretical Analysis of the Effect of Hydrostatic Transmission on the Slippage of Driving Wheels*. Zem. technika 20 (5) : 293-303, 1974.

An analysis of the causes of increased slippage of hydrostatically driven wheels shows that it can be due only to non-uniform motion. Therefore, it is necessary to seek the causes of this non-uniform movement of the wheels. The author calculated a frequency range of non-uniform movement, which ranged from 0.1 to 10.0 Hz. This concerns wheels with a diameter of 1,200 mm and 100 kg in weight, moving at a speed of 5 to 18 km/h. The source of vibrations within this frequency range could be traced back to slow-running radial hydraulic elements, especially hydraulic motors, and oscillations of the hydraulic distribution system. On the other hand, vibrations generated by the combustion engine and fast-running hydraulic elements evidence a substantially different frequency range 50 to 450 Hz), which prevents them from affecting slippage of the wheels.

hydraulics; transmission; slippage

ROH J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha-Suchdol, Tschechoslovakei). *Theoretische Analyse des Einflusses der hydrostatischen Kraftleitung auf den Schlupf der Treibräder*. Zem. technika 20 (5) : 293-303, 1974.

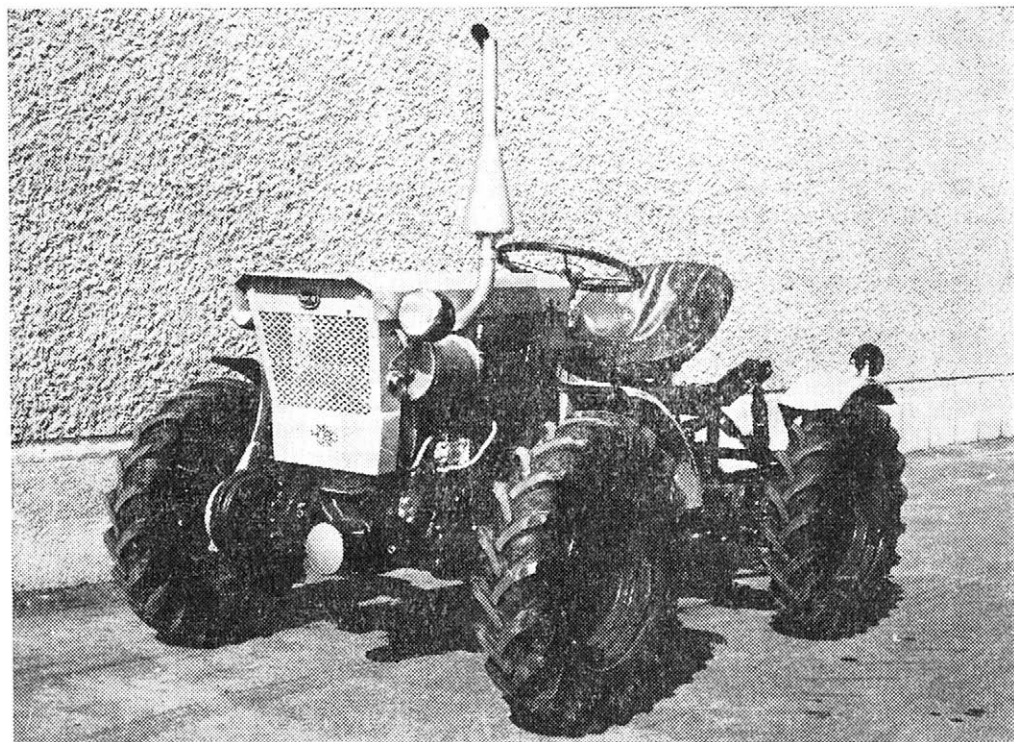
Durch die Analyse der Ursachen des erhŦhten Schlupfs der hydrostatisch angetriebenen Laufräder kommt der Autor zu der Ansicht, daŕ der Grund fŦr den erhŦhten Schlupf ausschlieŕlich in der ungleichmäŕigen Bewertung der Treibräder zu suchen

ist. Ferner werden die Quellen dieser ungleichmäßigen Radbewegung gesucht. Zu diesem Zweck wurde der Frequenzbereich der ungleichmäßigen Radbewegung berechnet. Dieser bewegt sich von 0,1 bis 10,0 Hz. Es handelt sich um ein Rad mit 1200 mm Durchmesser und 100 kg Masse bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 bis 18 km h⁻¹. Die Ursache der Schwingungen in diesem Frequenzbereich können die langsam laufenden radialen hydraulischen Elemente, besonders die Hydromotoren, und die Schwingungen in der Hydraulikleitung sein. Die durch den Verbrennungsmotor und die schnelllaufenden hydraulischen Elemente erregten Schwingungen haben hingegen einen wesentlich anderen Frequenzbereich (50 bis 450 Hz) und können daher den Schlupf der Treibräder nicht beeinflussen.

Hydraulik; Kraftleitung; Radschlupf

Adresa autora:

Ing. Jiří Roh, Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha-Suchbát



TRAKTOR BOLGAR TK 225 U

Použitím naftového traktoru BOLGAR TK 225 U a traktoru TK 225 U se soustrojím na sekání trávy, sběr sena, zpracování půd a transport vyřešíte problémy mechanizace zemědělských prací v horských oblastech a v oblastech se sklonem terénu do 30°, problémy snížení vlastních nákladů a zvýšení efektivity produkce v zemědělství. Výkon motoru je 16 k.



Agromachinaimpex

Vývozce: Státní obchodní podnik, AGROMACHINAIMPEX, Bulharsko/Sofia, Aksakovova 5, telefon: 88 53 25, dálnopis: 022-563.

O podrobné informace se obraťte na Bulharské obchodní zastupitelství, Krakovská 6, 110 00 Praha 1, ČSSR.

Blažek J.: Použití šnekového přihrnovače píce	249
Žák K.: Porovnání radličného a rotačního pluhu při orbě na svahu	261
Šesták J.: Aplikácia dimenzionálnej analýzy na niektoré silové a výkonové požiadavky procesu mlátenia	275
Roh J.: Teoretický rozbor vlivu hydrostatické transmise na prokluz pojezdových kol	293

СОДЕРЖАНИЕ

Блажек Й.: Применение шнековой подачи кормов в кормовых линиях	258
Жак К.: Сравнение лемешного и ротационного плугов во время вспашки склонов	272
Шестак Й.: Применение анализа размеров к некоторым силовым и производительным требованиям процесса обмолота	291
Рог Й.: Теоретический анализ влияния гидростатической трансмиссии на буксование ходовых колес	302

CONTENT

Blažek J.: The Use of a Fodder Ssrew Conveyer in Feeding Lines	259
Žák K.: Comparison of the Share Plough with the Rotary Plough in Hill-side Ploughing	273
Šesták J.: Aplying Dimensional Analysis to Ascertain Certain Force and Output Parameters of the Threshing Process	291
Roh J.: Theoretical Analysis of the Effect of Hydrostatistic Transmission on the Slippage of Driving Wheels	302

INHALT

Blažek J.: Anwendung von Schneckenfütterzubringern bei Futterketten	259
Žák K.: Vergleich eines Scharpfluges und Rotorpfluges während des Hangpflügens	273
Šesták J.: Anwendung der Dimensionsanalyse auf einige Kraft und -leistungsanforderungen des Dreschvorgangs	291
Roh J.: Theoretische Analyse des Einflusses der hydrostatischen Kraftleitung auf den Schlupf der Treibräder	302

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