

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

Zemědělská technika

4

ROČNÍK 8 (XXXV) — PRAHA, ČERVEN 1962

CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ
ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada: inž. Jaroslav Šulc (předseda), inž. Jaroslav Frolik, inž. Stanislav Haš, Bohumil Hůrek, inž. Karel Joza, Jan Květoň, inž. Vladimír Majer, CSc. inž. Jozef Martaus, doc. dr. inž. Zdeněk Štefl, inž. Ján Tomovčík, inž. Alois Vávra. —
Vedoucí redaktorka Helena Svobodová.

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1962

Obsah — Содержание — Content — Inhalt

Bartoš J., Kováčik J., Zelenka J.: Možnosti využití nových typů pneumatik pro zemědělské stroje Возможности использования новых типов шин для сельскохозяйственных машин Die Möglichkeiten der Auswertung der neuen Typen von Pneumatiks für landwirtschaftliche Maschinen	223
Koskuba K.: Příspěvek k praktické aerodynamice obilního zrna (část I.) К вопросу практической аэродинамики зерна Beitrag zur praktischen Aerodynamik des Getreidekorns Contribution à l'aérodynamique pratique du grain de blé	241
Souček Z.: Silové a energetické poměry kolové řezačky (část I.) Соотношение усилий и энергетический баланс дисковой силосорезки Kräfte- und Elektroenergie-Verhältnisse beim Messerradhäcksler Les conditions énergétiques et celles de forces de la hache-paille à roues	257
Fiedler J., Nypl J.: Využití mechanizace pro snižování potřeby ruční práce u cukrovky Использование механизации для снижения потребности в ручном труде у сахарной свеклы Auslastung der Mechanisierung zur Herabsetzung des Handarbeitsbedarfs zu Zuckerrüben	281
Dočkal J.: Katodový sledovač jako vstupní obvod měřicích přístrojů jaderné techniky Катодный повторитель в качестве входного контура измерительных приборов ядерной техники Kathodenfolger als Eintrittsbereich von Kerntechnikmeßgeräten	295
Z vědeckého života	
Píša V.: Odměněné výzkumné úkoly řešené ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Řepích u Prahy	305

Možnosti využití nových typů pneumatik pro zemědělské stroje

Возможности использования новых типов шин для сельскохозяйственных машин

Die Möglichkeiten der Auswertung der neuen Typen von Pneumatiks für landwirtschaftliche Maschinen

CSc. inž. Jiří BARTOŠ, inž. Jaroslav KOVÁČIK, inž. Josef ZELENKA

Ú v o d

Velké úkoly zemědělství vyžadují, aby do řešení zemědělské problematiky se zapojila celá naše technická a vědecká veřejnost. Tak například konstruování zemědělských strojů a zařízení se musí opírat nejen o zkušenosti strojírenství a technické vědy, ale také o zkušenosti zemědělských věd — agronomie, biologie aj. Zemědělskou techniku je třeba vytvářet s přihlédnutím k přírodně ekonomickým podmínkám a mechanickým i fyzikálním vlastnostem půdy.

Základními energetickými stroji pro polní práce i pro zemědělskou dopravu jsou traktory — kolové a pásové. Při práci kolových traktorů soudobých konstrukcí — velký měrný tlak v ploše styku pneumatiky s půdou — nastává i za pěkného počasí silné stlačování půdy s bořivým účinkem, takže valící se kolo zanechává po sobě vytlačenou kolej. Tak dochází k poškození struktury půd citlivých na tlak, zvláště těch, které obsahují větší množství vody. Tato skutečnost se promítá (A n d e r t, 1959) hlavně u kultur meziřádkově obdělávaných během vegetace ve snížení hektarových výnosů. Jak uvádí D o m s c h (1959), dochází stlačením půdy i ke značnému vzestupu měrného půdního odporu, takže potřebná energie k obdělání půd poškozených stlačením se zvětšuje. Tím se také zvyšují náklady na obdělávání půdy a dále ještě rostou proto, že při další přípravě půdy, např. k setí, jsou třeba dodatečné pracovní úkony.

Ke snížení účinků vlivů, které poškozují půdní strukturu, používá se často pásových traktorů. Kalkulace nákladů na jednu pracovní hodinu ukázala (S t r o u h a l, 1959, D o m s c h, 1959), že jsou u pásových strojů poměrně vysoké. Připočteme-li ještě větší náchylnost pojezdového ústrojí k opotřebení a poškozování vozovek, dojdeme k výsledku, že ekonomičnost jejich použití není vždy jasně průkazná. Z hlediska průchodivosti zemědělských traktorů i ostatních zemědělských strojů všeho druhu v máloúnosných půdách i jiných těžkých terénních podmínkách hrají zvláštní úlohu pneumatiky, které jsou spojujícím článkem mezi půdou a strojem. Správnou volbou jejich parametrů lze vyhovět nejen technicko-ekonomickým požadavkům, ale i agrotechnice.

Využitím dosavadních poznatků, které má v tomto směru armáda, lze zvýšit technickou úroveň zemědělských strojů.

Vůdčím motivem této práce je předat pracovníkům zemědělství a průmyslu zemědělských strojů některé vlastní poznatky a poukázat, že použitím určitých pneumatik nových typů lze snížit měrný tlak na půdu u traktorů i ostatních strojů pracujících na poli, umožnit jejich činnost i za nepříznivých půdních podmínek a tak zabránit ztrátám na zemědělských produktech.

Soudobý vývoj terénních vozidel

Jedním z nejdůležitějších požadavků kladených na terénní vozidla všeho druhu je vysoká průchodivost i v máloúnosném terénu. Při zabezpečování tohoto požadavku byl v posledních letech učiněn poměrně velký krok kupředu. Na rychlém tempu vývoje této oblasti dopravní techniky mají zásluhu především vojenská místa, která požadují, aby bojová i některá dopravní kolová vozidla se přiblížila pohyblivostí v neúnosném terénu tankům a jiným pásovým vozidlům. Snaha po maximálním přiblížení se terénním vlastnostem pásových vozidel vedla u kolových vozidel k používání výkonnějších motorů, terénních převodů, samosvorných diferenciálů, náhonu na všechna kola i ke zvýšení světlé výšky. Tato konstrukční opatření se ukázala jako postačující k překonávání rozmanitých překážek a terénních úseků s tvrdým, únosným podkladem. Spolehlivý pohyb na sněhu, blátě, sypkém písku, oranici a jiném měkkém terénu však vyžaduje vyřešení otázky adhezních i flotačních vlastností vozidla. Předpokladem k tomu je využití celé váhy vozidla jako adhezní, což je možné již zmíněným náhonem na všechna kola a velkou styčnou plochou pneumatik.

Zemědělské traktory, tahače apod. patří svým posláním i provedením většinou do skupiny terénních vozidel. Vyznačují se proto týmiž konstrukčními prvky, které jsou charakteristické pro tato vozidla. Při sledování vývoje mnohých zemědělských tahačů a terénních vozidel je velmi zřetelné vzájemné ovlivňování a přímo i přebírání četných konstrukčních principů. V současné době se i nadále věnuje u terénních kolových vozidel mimořádná pozornost dosažení co největší celkové styčné plochy pneumatik s půdou, která s vhodně tvarovaným vzorkem může vozidlům poskytnout potřebné dobré adhezní vlastnosti (zmenší se tangenciální napětí v půdě) i flotační vlastnosti (zmenší se boření kol). Dosahuje se toho použitím speciálních druhů pneumatik: označených TO, obloukových (tzv. lipsoidů), válcových a obřích pneumatik.

Vlastní (Bartoš, 1959, Kováčik, Homolka, 1960) i cizí (Knoř, 1960) publikované zkušenosti s těmito novými druhy pneumatik ukazují, že i když mají své specifické zvláštnosti, jsou účinným prostředkem zlepšení adheze i flotace terénních vozidel. Mají velký význam i při použití u zemědělské techniky, a to nejen z hlediska jejího pohybu, ale i z hlediska minimálního narušení povrchu půdy a popřípadě i zemědělských kultur. Z těchto příčin je potřebné těmto novým druhům pneumatik věnovat pozornost i pracovníky zemědělského strojírenství — prostudovat možnost jejich uplatnění u zemědělské techniky, a prokázali-li se jejich přednosti, zlepšující dosavadní stav, zavést je do užívání. Ve smyslu usnesení ÚV KSČ jich může být dobře využito ke splnění technických parametrů zemědělské techniky.

Teoretický rozbor problému adheze, flotace a valivých odporů u pneumatik zemědělských strojů

Abychom mohli posoudit možnosti zlepšení adhezních a flotačních vlastností zemědělských vozidel použitím nových typů pneumatik, provedeme nejprve stručný teoretický rozbor některých důležitých faktorů.

Možnosti zvětšení efektivní trakční síly P_H např. pro tah nářadí, jsou závislé na zvětšení adhezní síly P_{ad} a zmenšení valivého odporu P_f , protože pro práci na rovině platí rovnováha:

$$P_H = P_{ad} - P_f \quad (1)$$

Velikost adhezní síly se určuje jako součin vertikálního zatížení kola G_k a součinitele adheze φ .

Bylo již řečeno, že zvýšení adhezní síly v terénu je možné především zvětšováním plochy usmykované zeminy ve stopě pneumatik. (Bartoš, 1957, 1958). Zvětšení plochy usmykované zeminy ve stopě dosáhneme jednak zvětšováním plochy stopy, jednak zmenšováním plnosti vzorku běhounu. Adhezní síla je určena v podstatě smykovou pevností půdy. Smyková pevnost půdy S je dána součtem vnitřního tření a soudržnosti zeminy P_o podle obr. 1 takto:

$$S = P_o + N \operatorname{tg} \psi, \quad (2) \quad [kg]$$

kde: N = vertikální zatížení zeminy,
 ψ = úhel vnitřního tření v zemině.

Soudržnost zeminy je určena velikostí usmykované plochy F a součinitelem soudržnosti zeminy c :

$$P_o = c F \quad (3)$$

Adhezní síla je potom rovna součtu smykové pevnosti zeminy a tření mezi zeminou a pláštěm P_{fo} :

$$P_{ad} = S + P_{fo}. \quad (4)$$

Pro určení síly tření mezi zeminou a pláštěm musíme uvažovat jen vertikální zatížení výstupků běhounu, takže dostaneme:

$$P_{ad} = c F + N \operatorname{tg} \psi + f_o (G_k - N). \quad (5)$$

Předpokládáme-li rovnoměrné rozložení měrného tlaku ve stopě, potom zatížení kola G_k se rozdělí na výstupky i mezery vzorku úměrně jejich plochám a po úpravě vztahu (5) můžeme psát:

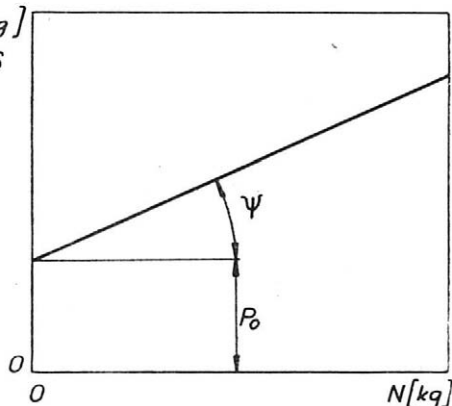
$$\varphi = \lambda f_o + (1 - \lambda) \cdot \left(\operatorname{tg} \psi + \frac{c}{p_c} \right), \quad (6)$$

kde: $\lambda = F_v/F_c$ součinitel plnosti vzorku běhounu,

F_v = plocha výstupků ve stopě,

F_c = celková plocha stopy,

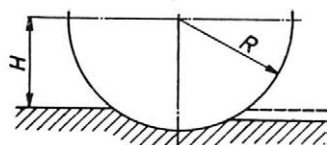
$p_c = G_k/F_c$ střední měrný tlak ve stopě



1. Obecná závislost smykové pevnosti půdy na zatížení

Z výrazu vidíme, že chceme-li dostat co největší adhezi, musíme co nejvíce zmenšit plnost běhounu (a tím zvětšit mezery, ve kterých dochází k usmykávání zeminy) a co nejvíce zvětšit celkovou plochu stopy, aby měrný tlak ve stopě byl co nejmenší. Obecně lze tvrdit, že plocha stopy bude tím větší, čím větší budou průměr a šířka pláště a čím více se plášť i terén budou deformovat.

Radiální deformací pláště se stopa prodlouží a rozšíří. Podstatnější zvětšení plochy stopy však nastává teprve při značném podhuštění pneumatiky nebo při značnější deformaci půdy (obr. 2). Předpokládáme-li že plocha stopy F je přibližně eliptická, potom můžeme psát:

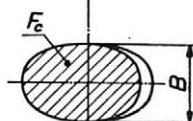


$$F_c = \frac{\pi}{2} B \sqrt{R^2 - H^2}. \quad (7)$$

Zavedeme-li součinitele charakterizujícího poměrné zaboření pláště

$$\mu = \frac{R - H}{R}, \quad (8)$$

potom můžeme výraz (7) upravit na tvar:



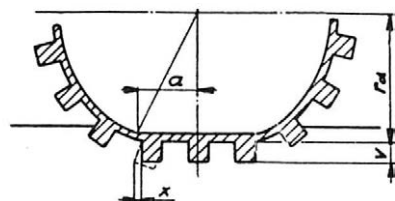
2.

$$F_c = \frac{\pi}{2} B R \mu \sqrt{\frac{2}{\mu} - 1}. \quad (9)$$

Z výrazu (9) vidíme, že byla prokázána pravdivost předcházejícího tvrzení, že plocha stopy je tím větší, čím větší bude poloměr i šířka pláště a čím více se budou deformovat kolo i půda.

Na účinnost záběru desěnu má ovšem vliv též jeho tvarování, výška výstupků, šířka mezer mezi výstupky a především okolnost, zda přichází desén do záběru čistý nebo zalepený zeminou (samočisticí schopnost pneumatik).

Při deformaci pneumatiky ve stopě se výstupek desěnu snaží zůstat kolmý ke stěně pláště. Vrchol výstupku potom rozhrabuje půdu ve stopě, čímž se částečně porušuje její soudržnost a zmenšuje adheze. Velikost pohybu vrcholu výstupku desěnu x je úměrná výšce výstupku v a nepřímo úměrná poloměru pláště r_d podle obr. 3:



3.

takže:

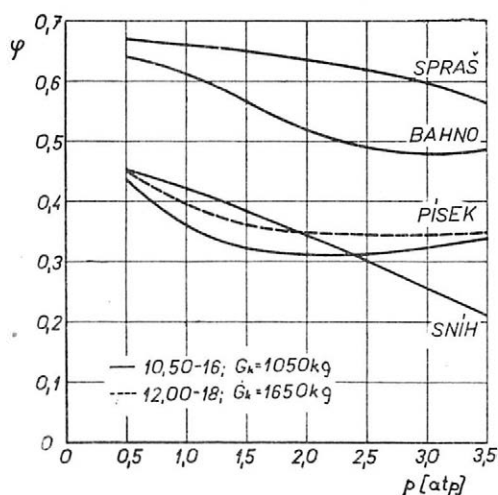
$$\frac{x}{v} = \frac{a}{r_d}, \quad (10)$$

$$x = a \frac{v}{r_d}. \quad (11)$$

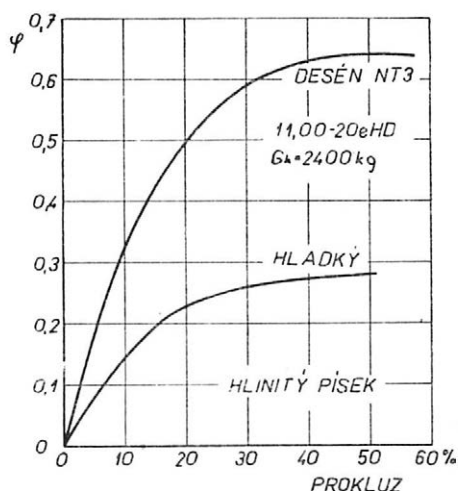
Vidíme, že chceme-li využít plně soudržnosti zeminy, musíme volit výšku výstupku desěnu nepříliš velkou vzhledem k poloměru pláště. Z tohoto důvodu je také výška vzorku běhounu u speciálních terénních pneumatik poměrně malá. Ze vztahu (11) také vidíme, že pohyb vrcholu výstupku je tím větší, čím větší je deformace pláště charakterizovaná rozměrem a . Například podle měření s pneumatikou TO 10,50—16 na hlinitém terénu (Bartoš, 1957) se výpočtová soudržnost zeminy zmenší z hodnoty $0,7 \text{ kg/cm}^2$, při huštění 3,5 atp, na hodnotu $0,37 \text{ kg/cm}^2$, při podhuštění na 1,0 atp.

Z uvedeného rozboru je zřejmé, že vzhledem k co nejlepšímu využití smykové pevnosti půdy je třeba vzorek běhounu tvarovat tak, aby mezi jeho výstupky

byly co nejširší mezery a boky výstupků by měly být zkosené, aby zemina uváznuvší v mezerách, po vyjití pláště ze stopy vypadávala co nejsnadněji. Názorný příklad, jakou část adhezí síly tvoří smyková pevnost zeminy, vidíme z diagramu na obr. 4, kde je znázorněn průběh součinitele adheze v závislosti na prokluzu pláště s terénním vzorkem NT3 a pláště bez vzorku (hladký, ojetý) — (Kováčik, 1961).



4. Závislost adheze na prokluzu u pneu 11,00-20eHD s desénem NT3 a s hladkým hřbetem běhounu



5. Závislost adheze na huštění u TO 10,50-16

Závěrem k otázce adheze si ještě ukažme, jak je možno zvětšit adhezi podhuštěním pneumatiky. Z diagramu na obr. 5 vidíme, že podhuštěním pneumatik je možno adhezi celkem podstatně zlepšit (Bartoš, 1961), avšak na druhé straně je třeba vidět, že podhuštění speciálních pneumatik se řádově příliš neliší od normálního huštění běžných traktorových pneumatik.

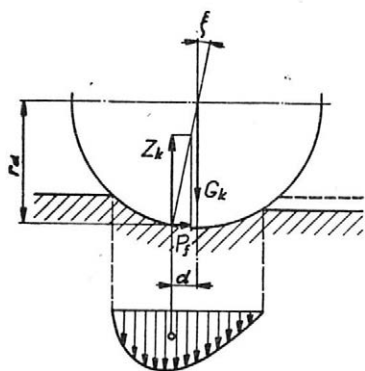
Zlepšení adheze podhuštěním pneumatik přináší často i zlepšení vodících vlastností na bořivých půdách (i u nepoháněných kol) jak je zřejmo i z obr. 6. Na tomto obrázku je uveden univerzální podvozek PkUS-45 s TO 10,50-16, který je namontován na řídícím kole. Zkoušky s touto obručí ukázaly, že použití TO přináší výrazné zlepšení zatáčivosti v máloúnosném terénu.

Abychom mohli správně posoudit otázku trakčních schopností, nestačí ro-



6. TO 10,50-16 namontována na rejdovém kole podvozku Pk US-45

zebrat jen problém adheze, nýbrž musíme se také zabývat otázkou boření kol a valivého odporu, tedy flotačními vlastnostmi.



7. Rozložení tlaku ve stopě pneu

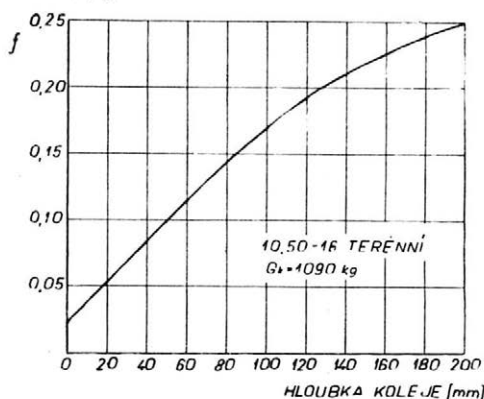
Valivý odpor souvisí s rozložením měrných tlaků ve stopě. Podle obr. 7 vidíme, že při valení kola musíme vynaložit určitou práci na deformaci terénu i pláště v přední části stopy. Ve střední a zadní části stopy jsou už pneumatika i zemina deformovány, a měrné tlaky musí být proti nižší. Z toho vyplývá, že rozložení měrných tlaků ve stopě je nerovnoměrné. Výsledná vertikální reakce musí být v rovnováze se zatížením kola a musí procházet těžištěm obrazce průběhu měrných tlaků. Bude tedy předsunuta před osu kola o hodnotu d . Tomuto předsunutí vertikální reakce je úměrná velikost valivého odporu podle vztahu:

$$P_f = G_k \frac{d}{r_d} = G_k \operatorname{tg} \xi = G_k f \quad (12)$$

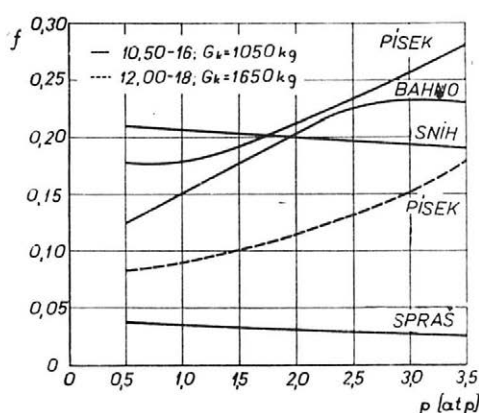
kde: f = součinitel valivého odporu.

Cím více se tedy bude deformovat plášť i zemina, tím větší bude předsunutí vertikální reakce před střed kola a tím větší bude valivý odpor. Výsledky měření (Kováčik, Homolka, 1960) tento závěr potvrzují, jak vidíme z diagramu na obr. 8.

Podstatného zmenšení hloubky zaboření, a tím i valivého odporu je možné dosáhnout zejména podhuštěním pneumatik (Kováčik, Černý, Kačer, 1961), jak vidíme z obr. 9.



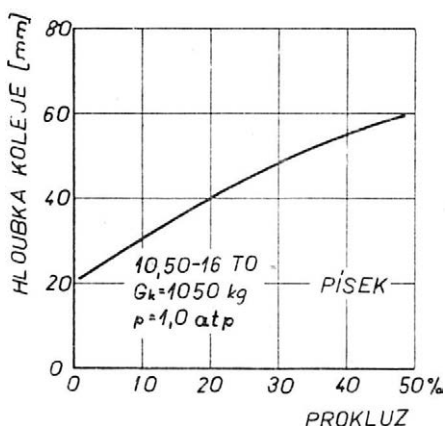
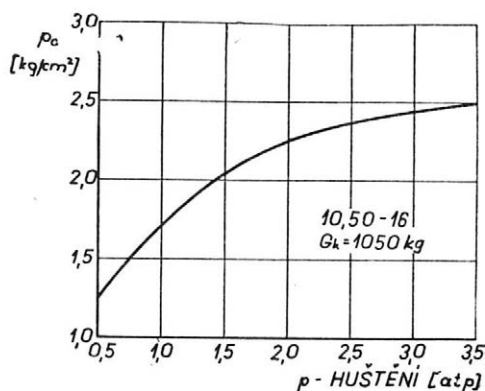
8. Závislost valivého odporu na hloubce zaboření kola



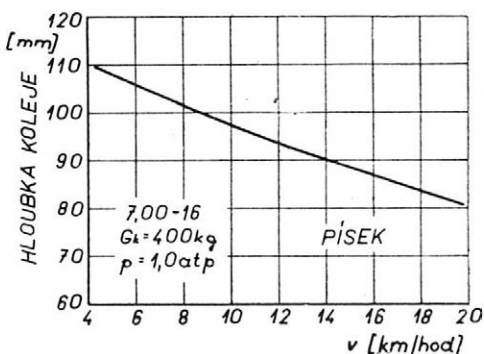
9. Závislost valivého odporu na huštění u TO 10,50-16 a 12,00-18

Hloubka zaboření se při jízdě s podhuštěnými pneumatikami zmenšuje v důsledku zmenšení měrného tlaku ve stopě. Závislost měrného tlaku ve stopě na huštění vidíme na obr. 10.

Hloubka boření se však zvětšuje s prokluzem kol (Bartoš, 1958), viz obr. 11, a zmenšuje se se zvětšováním rychlosti jízdy (viz obr. 12). Pro zemědělství jsou charakteristické malé rychlosti jízdy a proto musíme počítat s největšími hloubkami boření. Z toho je zřejmé, jak důležité je dosažení co nejmenšího měrného tlaku ve stopě použitím nejvýhodnějšího typu pneumatik.



10. Závislost měrného tlaku na huštění u TO 10,50-16
11. Závislost hloubky koleje na prokluzu TO 10,50-16 na písku



12. Závislost hloubky koleje na rychlosti pohybu

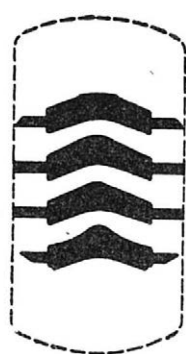
Konstrukce speciálních pneumatik TO

Z diagramů (obr. 4, 9) je zřejmo, že k podstatnému zlepšení adheze nebo poklesu valivých odporů je nutné velké podhuštění pneumatik, což je doprovázeno mimořádnou deformací boků i běhounu pláště. Je přirozené, že tuto deformaci absolutně nesnesou zatížené pláště sériových terénních pneumatik a nastává jejich rychlé zničení. Proto také podhušťování pneumatik, běžně užívaných na vozidlech nebo strojích, je nepřijatelné. Pro podhušťování je nutná speciální konstrukce pneumatik, která jim poskytuje velkou pružnost boků. U speciálních TO pneumatik se dosahuje požadované pružnosti menším počtem kordových vrstev, kvalitnějším materiálem a vhodně voleným úhlem kordových vláken. Možno říci, že tyto pneumatiky obsahují jen 50–70 % počtu kordových vrstev normálních pneumatik. Protože zmenšení kordových vrstev není vždy vyváжено kvalitou materiálu a zpracováním, mají tyto pneumatiky obvykle menší únosnost než normální pneumatiky stejného rozměru. Určité východisko se hledá buďto ve větším počtu kol, nebo ve zvětšování průměru pneumatik.

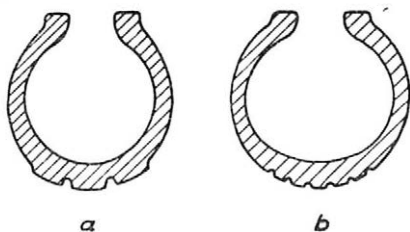
Tím však nejsou zdaleka vyčerpány všechny problémy konstrukce podhušťovacích pneumatik. K dosažení velké adheze a malých odporů je nutná velká smykavá plocha ve styku kola s půdou. S podhuštěním a zabořením musí pneumatika poskytovat co největší přírůstek plochy. Většinou se toho dosahuje protažením žebířů do boku pláště a vhodným profilem běhounu. Jak se projevuje

protažení žebor do boku pláště, je zřejmo i z obr. 13, na kterém je uvedena stopa plně podhuštěné pneumatiky TO 10,50—16 čs. výroby. Jak je z obr. 13 patrné, boční žebra jsou užší než vzorek běhounu, mezi jednotlivými žebry jsou široké mezery. Toto řešení je z hlediska adheze velmi výhodné, protože dává velikou plochu, která je při přenosu tangenciální síly koly namáhána na smyk, tedy tangenciální napětí v půdě se zmenšuje.

Dalším konstrukčním opatřením, kterým se dosahuje s podhuštěním pneumatik velkého přírůstku styčné plochy, je tvar průřezu pláště. Přírůstek plochy s podhušťováním se do značné míry dá ovlivnit právě konstrukcí tvaru průřezu pláště. Na obr. 14 jsou uvedeny náčrty plášťů normální terénní pneumatiky a pneumatiky TO.



13. Stopa podhuštěné TO 10,50-16



14. Průřez pláštěm: a) normální pneumatiky, b) speciální pneumatiky TO

Z obr. 14 je zřejmo, a vyplývá to i z celého dosavadního vývoje, že průřez speciální obruče TO se značně přibližuje kruhovému tvaru. Má to své opodstatnění v tom, že při podhušťování se nemění jen délka stopy, ale souběžně i šířka, takže se dosahuje optimálnějšího přírůstku stopy, než je tomu u normální terénní obruče.

Konstrukce zařízení pro centrální huštění pneumatik

U speciálních TO obručí je většinou minimální huštění 0,5 atp, max. 3,5 atp, u speciálních obručí s velkým objemem i 0,2 atp. Je přirozené, že tak velké změny v tlacích pneumatik není možné konat při individuálním huštění napojováním hadic na kompresor apod. Proto také je použití těchto pneumatik možné jen ve spojení se speciálním zařízením, které umožňuje vypouštět z nich vzduch a hustit je s minimální námahou i za pohybu vozidla. U terénních speciálních vozidel tomu tak je; pokud se u nich používá speciálních TO pneumatik, jsou vybavena zařízením pro centrální huštění pneumatik.

Základní požadavky, které musí splňovat zařízení pro centrální huštění, jsou tyto:

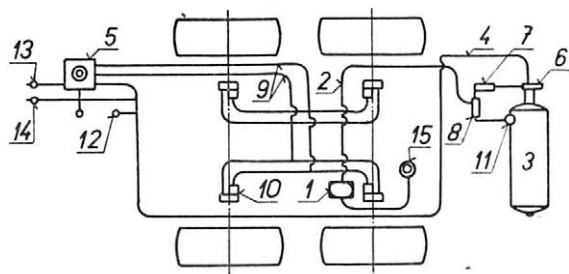
1. Umožnit vypouštění tlaku, a to ze všech pneumatik vozidla najednou nebo individuálně.

2. Hustit pneumatiky, a to jak při stojícím vozidle, tak za jeho pohybu. Zařízení musí umožnit huštění všech kol nebo jenom některého, například při propíchnutí apod.

3. Během provozu udržovat tlak ve všech pneumatikách na požadované výši.
4. Ovládání huštění a vypouštění z místa řidiče bez zvláštní námahy.

Vcelku je možno říci, že všechna zařízení pro centrální huštění používaná na terénních vozidlech splňují tyto požadavky. Konstrukčně jsou hlavní elementy velmi různorodé. Odpovídají základní koncepci vozidla, určitým tradicím závodů nebo jsou výsledkem snah obejít patenty apod. Zde si uvedeme některé příklady, které jsou buďto typické, nebo i pro zemědělské tahače svou konstrukcí vhodné.

Principiální schéma zařízení pro centrální huštění pneumatik u dvounápravového vozidla je uvedeno na obr. 15 (Kováčik, Černý, Kačer, 1961). Základním agregátem zařízení je kompresor. Svou konstrukcí a často i uložením se často neliší od běžných kompresorů pro brzdovou soustavu nebo pro ovládání pomocných agregátů. U moderních terénních vozidel je všeobecně kladen požadavek, aby kompresor nahustil pneumatiky z minimálního na maximální tlak do 10 min. Vycházíme-li z tohoto požadavku a z celkového objemu pneumatik, můžeme snadno stanovit požadovaný výkon kompresoru.



15. Schéma zařízení pro centrální huštění pneu

Od kompresoru je stlačený vzduch veden potrubím 2 do zásobníku 3, kde se regulačním ventilem udržuje přetlak vzduchu, většinou v rozmezí 3,5–5,5 kg na cm². Hodnota přetlaku je závislá na maximálním tlaku v pneumatikách. Zásobník je spojen potrubím 4 s ovládacím ventilem a přes ovládací ventil a další potrubí a ohebné hadice s náboji kol nebo se speciálními hlavicemi.

Změnou polohy páky ovládacího ventilu možno spojit zásobník s pneumatikami (při plnění) nebo pneumatiky s atmosférou (při vypouštění). Ovládací ventil je v podstatě soustava ventilů — pro každé kolo jeden ventil, které se mohou ovládat buď individuálně, nebo společně ovládanými vačkami.

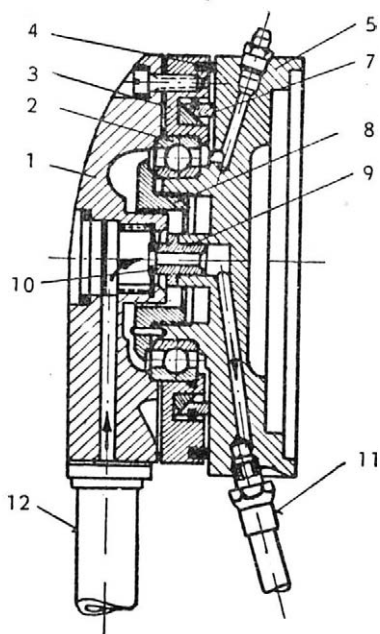
U starších konstrukcí nebylo možné odečítat hodnotu tlaku v pneumatikách na manometru během huštění nebo vypouštění. Při kontrole se musela páka přepínat na manometr, čímž se změna tlaku prodlužovala. U současných zařízení je tato kontrola vesměs možná přímo při huštění nebo vypouštění.

Zkušenosti ze současných zahraničních konstrukcí ukazují, že je třeba věnovat pozornost i světlosti potrubí, průřezům u ventilů a dalším částem, ve kterých může docházet ke škrcení proudícího vzduchu. Rychlost vypouštění vzduchu a do značné míry i rychlost huštění jsou závislé na průřezech, kterými vzduch prochází. Proto je nutno potrubí konstruovat tak, aby se umožnilo již uváděné nahuštění za 10 min, a podhuštění pneumatik ca za 3–5 min.

Uvedené časy huštění a vypouštění mají své opodstatnění, jak ukazují i praktické poznatky z provozu. Jestliže řidič totiž hustí nebo vypouští, je to většinou z hlediska ekonomiky stroje neproduktivní čas. Proto řidiči dohušťují nebo podhušťují za jízdy i v těch případech, kdy to z hlediska průchodivosti není nutné, což se nepříznivě projevuje na životnosti pneumatik.

Některé další celkové dispozice zařízení pro centrální huštění jsou uváděna v pracích Kováčik, Černý, Kačer (1961) a Simandl.

Nejchoulostivějším místem všech typů zařízení pro centrální huštění je přechod stlačeného vzduchu z nepohyblivých částí do otáčejících se kol a udržení požadovaného tlaku v pneumatikách. Konstrukce této přechodové části je do značné míry závislá na dispozici náprav. Vzduch se přivádí do kola buď z vnější nebo z vnitřní strany.



16. Hlavice pro přívod vzduchu do pneu z vnější strany

Na obr. 16 je uveden příklad přechodu vzduchu z vnější strany pomocí speciální hlavice. Je to starší systém, ale uvádíme jej zde proto, že u mnohých zemědělských strojů se bude muset používat i v budoucnosti vzhledem k dalším požadavkům, které musí konstrukce náprav splňovat, jako je měnitelný rozchod kol apod. Hlavice se skládá z nepohyblivé části, tzv. vnější příruby 1 upevněné k prstenci 3 a z otáčející se části 5 upevněné na náboj kola. Pevná část hlavice je spojena s trubicí, která obsahuje gumovou hadici pro přívod vzduchu. Kloubové uložení trubky a hadice zabezpečuje funkci zařízení při různých polohách nápravy vůči karosérii.

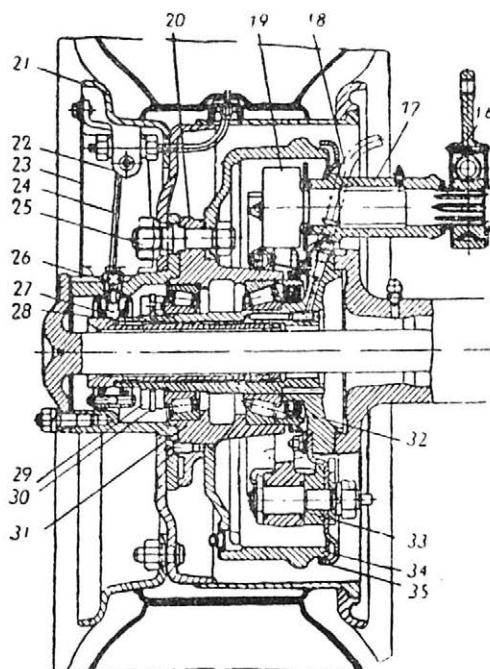
Toto řešení se vyznačuje určitými nevýhodami, pro které se u terénních automobilů od něho upustilo. Je to především velká zranitelnost přívodu vzduchu z vnější strany vozidla. Tato nevýhoda se nejčastěji projevuje při průjezdu vozidla křovím nebo těsnými úvozovými cestami. Dále toto uspořádání zhoršuje výměnu kol, při ní je nutno demontovat hlavici z náboje kola.

To jsou také důvody, proč se u moderních terénních vozidel používá vzduchu z vnitřní části kola, i když to značně komplikuje konstrukci náboje.

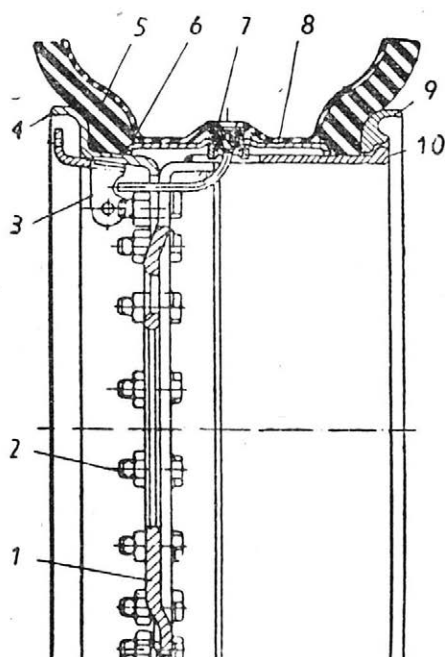
Pokud je osa kol vysunuta proti ose náprav, například redukci v kolech (aut V3S, T 805 a mnohé zem. tahače), není problém přivádět vzduch do kol z vnitřní strany.

Jestliže je osa kola v ose nápravy, vyžaduje to, jak již bylo řečeno, určité změny v konstrukci. Pro názornost je na obr. 17 uveden konstrukční řez nábojem kola ZIL 157 s přívodem vzduchu z vnitřní strany. V náboji kola je vzduch veden kanálem vytvořeným nosným čepem 32 a pouzdrem 28 k přepouštěcí hlavě. Přepouštěcí hlava umožňuje přechod vzduchu ze stojící do rotující části kola. Je složena ze dvou elastických manžet, které jsou navlečeny na nosném čepu kola a na pouzdře.

Speciální TO pneumatiky vyžadují speciální uložení na ráfku tak, aby se zabránilo jejich protočení při podhuštění. Příklad uložení je uveden na obr. 18. Ráfek kola je dvoudílný, takže umožňuje vložit mezi patky pláště rozpěrný kroužek. Při stažení obou dílů ráfku jsou patky pláště sevřeny mezi rozpěrný kroužek a ramínka ráfku. Toto uložení pneumatiky zabezpečuje při plném podhuštění přenos maximálního kroučícího momentu, aniž dojde k přetočení pláště na ráfku. U bezvzdušnicových pneumatik toto uložení zároveň zabezpečuje utěsnění vnitřního prostoru pláště



17. Rez nábojem kola ZIL 157



18. Uložení speciální obruče TO na ráfku

Provoz na podhuštěných pneumatikách přináší efekt především na máloúnosných, popřípadě kyprých půdách. Proto také z hlediska dosažení větší tažné síly nemá žádný praktický význam podhušťovat pneumatiky na pevných vozovkách. Z hlediska opotřebení a nebezpečí poškození pneumatik je to přímo nepřípustné. Protože při pohybu s podhuštěním i na měkké půdě je velká deformace pneumatik, musí se přizpůsobit rychlost vozidla. Při tlaku 1,5–2,0 atp může být $v_{max} = 20$ km/hod., při tlaku 0,5–0,7 atp do 10 km/hod.

Obloukové pneumatiky

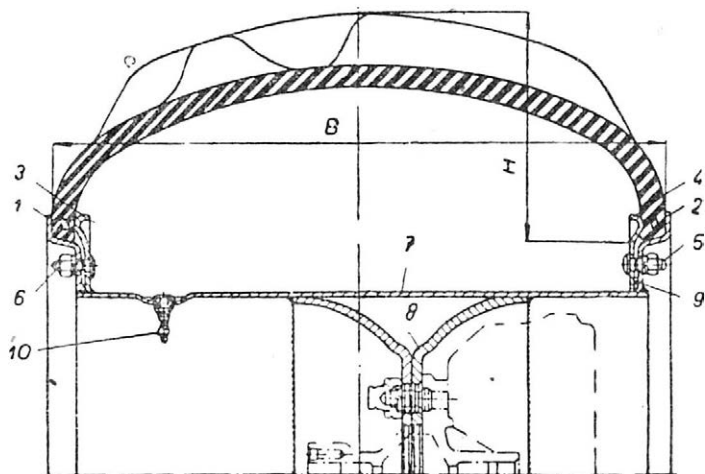
Obloukové pneumatiky se vyrábějí výhradně jako bezdušové. Pro určitý průměr má plášť přibližně dvojnásobnou šířku než standardní pneumatika. Také výška oblouku v příčném řezu je menší, jak vidíme na obr. 19.

Patky pláště jsou sevřeny mezi vnitřním a vnějším raménkem ráfku (vnější raménko je tvořeno závěsným kruhem) a tím je plášť také těsněn. Velká plocha stopy je dosažena vhodným tvarem pláště a nikoli především jeho deformací při podhuštění, jak tomu bylo u speciálních TO pneumatik.

Protože plášť je poměrně nízkoprofilový a málo se deformuje, je jeho životnost značně velká. Uvádí se až 40 000 ÷ 50 000 km. Aby měl plášť velkou životnost, zejména na tvrdých vozovkách, musí mít vzorek běhounu souvislé střední obvodové žebro, jak vidíme na obr. 20.

Huštění pláště je nízké, kolem 1 atp, což odpovídá huštění běžných traktorových pneumatik.

Zatímco u taktických pneumatik bylo možno při podhuštění pláště snížit tlak ve stopě na hodnotu asi 1 až 1,5 kg/cm², můžeme použitím obloukových pneumatik snížit měrný tlak na 0,4 až 0,5 kg/cm² nebo při nevyužití nosnosti pláště ještě více. V důsledku malých měrných tlaků je boření kol velmi malé, a tím je malý i valivý odpor v terénu.

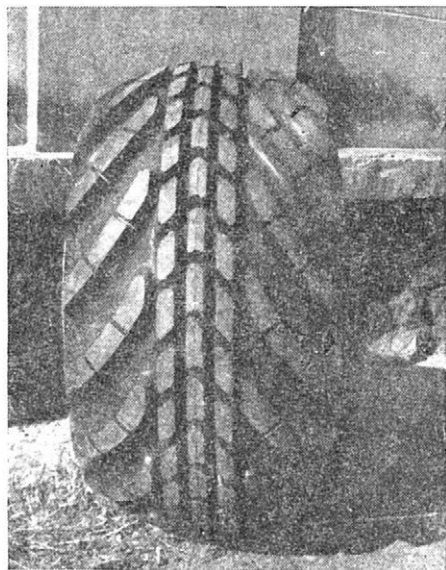


19. Řez obloukovou pneumatikou

Tyto pneumatiky jsou vhodné zejména pro pomalejší vozidla pohybující se převážně v terénu. Dobře vyhovující jsou i pro rychlosti až do 80 km/hod.

Obloukové pneumatiky měly původně nahradit dvojitou montáž pneumatik na zadních nápravách terénních nákladních automobilů nebo pásy u pásových podvozků. Nahrazením pásového ústrojí obloukovými pneumatikami se v pod-

statě nezhorší měrné tlaky, a tím i boření a valivý odpor vozidla, avšak značně se zvětší životnost podvozku, protože životnost pásů je velmi malá.



20. Pohled na obloukovou pneumatiku se středně běžícím žebrem

Značným přínosem při nahrazení pásového ústrojí obloukovými pneumatikami je také úspora váhy. Pásy s příslušnými koly představují 30 až 50 % váhy traktoru, zatímco kola s obloukovými pneumatikami představují nejvýše 10 až 20 % váhy vozidla.

Náhradou pásů obloukovými pneumatikami se také v podstatě nezhorší manévrovatelnost vozidla. Někdy se však musí přibrzďovat obě vnitřní kola, což poněkud komplikuje hnací ústrojí a brzdový systém na vozidle.

Podstatným zlepšením však je, že vozidlo s obloukovými pneumatikami neníčí vozovky a není je třeba přepravovat na pod-

valníku. Doplněním převodovky o dopravní rychlost je schopno sloužit také jako silniční tahač, čímž se stane značně univerzálnějším.

Válcové pneumatiky

Válcové pneumatiky jsou bezvzdušné obruče značně široké, s velmi malým vnitřním průměrem pro uložení na ráku. U téměř všech válcových pneumatik je šířka větší než vnější průměr, vnitřní průměr se rovná zhruba jedné čtvrtině vnějšího. Jejich konstrukce je plně analogická pneumatikám speciálním TO nebo obloukovým, s malým počtem kordových vrstev (3–4).

V důsledku malého vnitřního průměru, vysoké elasticity boků a velkého vnitřního objemu je možné při nominálním zatížení snižovat tlak vzduchu až na 0,05–0,1 atp bez nebezpečí prolomení boků pláště. Je samozřejmé, že styková plocha s půdou je za těchto podmínek mimořádně velká, měrné tlaky ve stopě jsou nízké. V nerovném terénu členitěm se tyto pneumatiky vyznačují značným pohlcováním nerovností.

Huštění na tvrdých vozovkách je do 1–1,5 atp.

V SSSR byly zveřejněny výsledky prvních pokusů s těmito pneumatikami (z let 1959–1960) rozměru 24" × 36" × 6" na sněhu (Bočarov, Kradimov, Gusev, Abramova, 1961).

Základní data této pneumatiky:

Vnější průměr	609 mm	Poměr šířky k vnějšímu ϕ :	1,5
Vnitřní průměr	152 mm	Poměr vněj. ϕ k vnitřnímu :	4
Šířka	913 mm	Počet kordových vrstev :	4
Výška profilu	228 mm	Nominální zatížení :	500 kg

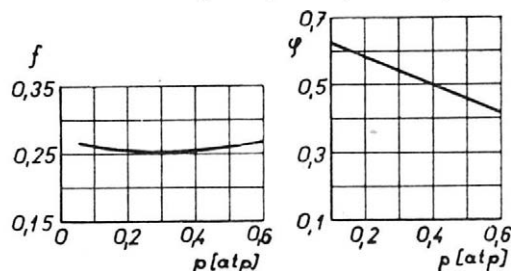
Vzorek šípový

Některé výsledky zkoušek na sněhu jsou uvedeny na obr. 21 (Bočarov, Kradimov, Gusev, Abramova, 1961). Z charakteru průběhu jednotlivých závislostí je vidět velmi příznivý vliv sníženého tlaku, zejména na adhezi. Poměrně konstantní průběh valivého odporu nutno zřejmě přičíst na vrub vcelku malého průměru této obruče.

Tímto typem obručí byl vybaven i americký terénní automobil Teracruiser. Pneumatiky jsou v nylonu o rozměru 40" × 42" × 10". Některé výsledky dosažené těmito obručemi na písku jsou uvedeny v tab. I (Simandl).

Jak výsledky uváděné v diagramu obr. 21, tak i tyto výsledky ukazují, že

21. Závislost valivého odporu a adheze válcové obruče sov. výroby 24" × 36" × 6" na huštění při pohybu na sněhu o měrné váze 0,35–0,45 kg/dm³



	Pneu 40'' × 42'' × 10''					Trakt. pneu pneu 11,00—20
Tlak vzduchu (atp)	0,28	0,42	0,70	0,84	1,12	2,11
Valivý odpor kg na 1 tunu váhy	128	103,5	100,5	93,5	118,0	204

	Pneu 40'' × 42'' × 10'' (Gk = 1820 kg)						Traktorová 14,00—20; Gk = 975 kg
Tlak v pneu (atp)	0,42	0,56	0,7	0,84	0,98	1,12	2,11
Tažná síla na háku (kg)	7720	6810	6470	5950	5450	5080	2020

i tento typ pneumatik se vyznačuje v terénu vlastnostmi daleko lepšími než normální terénní pneumatiky.

Z uváděných výsledků je zároveň zřejmo, že i u válcových pneumatik nastává značný vzrůst adheze se snížením tlaku. Proto také použití válcových pneumatik je spojeno s vybavením vozidel, zařízením pro centrální huštění. Teoretické otázky, které souvisejí s valením těchto pneumatik v terénu, jsou v podstatě stejné, jak byly rozebírány u speciálních TO obručí.

Při rozboru vlastností těchto pneumatik nutno uvést, že v zemědělství mohou najít uplatnění zejména na tahačích o malých rychlostech určených pro provoz s rychle se střídajícími podmínkami. Dá se předpokládat, že v budoucnu se uplatní i v lesním hospodářství.

Vzhledem k abnormální šířce nedá se počítat s jejich uplatněním na kultivačních strojích a vůbec na strojích určených k tahu zemědělského nářadí pro meziřádkové obdělávání kultur.

Obří pneumatiky

S obřími pneumatikami se často shledáváme u mnohých zahraničních traktorů a tahačů. Zvláště se široce uplatňují u speciálních tahačů určených pro mimořádně obtížné terény (například americký Marsch-Bugy — obr. 22) nebo u strojů pro zemní úpravy, jako buldozery (například Michigan), skrejpry atd. Tyto pneumatiky jsou jedním z výsledků boje „kolo versus pás“ u těžkých tahačů. Zde je také jejich největší opodstatnění i z hlediska únosnosti. Maximální průměr těchto pneumatik je až 3000 mm. Těmito vysokými průměry se dosahuje požadované únosnosti a velkých styčných ploch s půdou, takže měrné tlaky se blíží hodnotám pásových vozidel. Vztah mezi velkou styčnou plochou a adhezí i valivým odporem

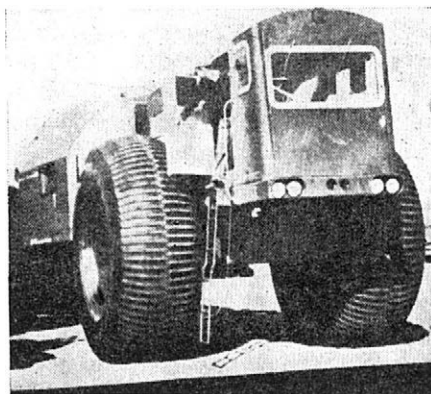
byl již vyhodnocen. Všimněme si ještě v krátkosti i bezprostředního vlivu průměru kola na velikost valivého odporu. Je dobře znám vztah vyjádřený akadem. Č u d a k o v e m pro valivý odpor na máloúnosných půdách:

$$f = k \sqrt{\frac{h}{D}}$$

kde: k = součinitel závislý na druhu a stavu půdy,

h = hloubka zaboření kol,

D = průměr kola.



22. Americký tahač Marsch Bugy určený do obtížného terénu

Z uvedeného výrazu (ověřeného i naší praxí) vyplývá, že při zachování všech ostatních stejných podmínek klesá valivý odpor se zvyšováním průměru pneumatiky. Použití těchto obřích pneumatik je výhodné i z jiných hledisek, jako například z hlediska překonávání příkopů, terénních stupňů, dosahuje se jimi větší světlé výšky apod.

Jejich použití přináší ovšem i celou řadu problémů. Vozidla jsou příliš vysoká (až 4,6 m), takže jsou těžkosti s přesuny, řídicí prostor, případně plošina jsou příliš vysoko, což je velmi nevýhodné při nakládání, případně při práci na agregátech.

Podle našeho názoru je možné i v našich podmínkách s těmito druhy pneumatik počítat jen u speciálních strojů pro zemní úpravy, přímo pro zemědělskou výrobu nejsou vhodné.

Rozměry obřích pneumatik nejsou technicky přesně stanoveny. Proto se také chybně někdy do této skupiny zařazují i pneumatiky sériových traktorů s pohonem obou náprav, i když jejich průměr nepřesahuje 1200–1500 mm a svou konstrukcí patří do některého z předchozích typů.

Z á v ě r

Jak bylo uvedeno, pro průchodivost zemědělských traktorů i jiných strojů pracujících na polích a pohybujících se na pneumatikách, má podstatný význam zvýšení adhezních i flotačních vlastností. Lze toho dosáhnout různými opatřeními, především však použitím speciálních pneumatik TO, obloukových, válcových nebo obřích. Každý z uvedených typů má vzhledem k použití v zemědělství své specifické zvláštnosti.

Taktická pneumatika umožňuje bez nebezpečí podstatného snížení životnosti podhuštění až na hodnotu 0,5 atp. Na silnici nebo v únosném terénu nemají TO žádné opodstatnění. Avšak na ornici, blátě atp. budou jejich předností tím zřetelnější, čím nepříznivější budou půdní podmínky. Podle našich zkušeností bylo by možno TO příslušných rozměrů využít nejen u tažných vozidel, ale i u návěsů, jako např. NS-50, NSH-30, univerzálním podvozku PkUS-45 atp.

Pneumatika TO však vzhledem k tomu, že zemědělská vozidla pracují nebo pojíždějí ve velmi se měnících podmínkách (pole, polní cesta, bláto, sucho, mokro, s malým nebo plným nákladem) vyžaduje použití centrálního huštění. Touto skutečností se relativně zvýší pořizovací cena vozidla (pneumatika TO sama vychází cenově přibližně stejně jako běžné pneumatiky). Toto zvýšení ceny se však vyvážá spolehlivostí práce v těžkých půdách i vyšším tažným výkonem, což se opět projeví ve zvýšené produktivitě práce a snížené spotřebě pohonných hmot. Montáž a demontáž pneumatik TO nevyžaduje v porovnání se standardními pneumatikami žádnou výraznou zvláštnost. Pláště TO jsou užity u velkého počtu současných terénních automobilů.

Obloukové pneumatiky představují zajímavý konstrukční směr, vyznačující se zvýšenou šířkou, nízkou výškou profilu a vnějším průměrem, nepřesahujícím průměr standardních pneumatik. Měrný tlak na půdu je v průměru roven 0,40—0,85 kg/cm², tj. je stejný nebo nižší než specifický tlak pásového vozidla. Za účelem zvýšení průchodivosti používají se obloukové pneumatiky u traktorů i u aut. Jako příklad je možno uvést traktor Strausler 4×4. V SSSR je tohoto typu pneumatik použito u několika druhů terénních automobilů, počínaje autem GAZ-69, dále nákladní GAZ-51 a jiných.

Jejich využití v zemědělství jeví se vhodné pro traktory 4×4. Vzhledem k velké šířce nehodí se u traktorů pro meziřádkové obdělávání. (S výhodou je jich možno použít místo dvojitého oráfování u automobilů, např. P-V3S).

Válcové pneumatiky mají nadměrnou šířku, ale přesto mohou najít ve speciálních případech uplatnění v oboru působnosti ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Jejich balony dobře pohlcují kameny a dobře se přizpůsobují nerovnostem vozovky.

Obloukové pneumatiky jsou vyvíjeny s cílem náhrady za pásy. Vyznačují se velkým vnitřním průměrem i šířkou. Ve spojitosti se snížením tlaku huštění je možno s nimi dosáhnout dalekosáhlého klesnutí vlivu tlaku pojezdových kol na půdu. Vozidlům poskytují značné zvýšení světlosti, takže mohou být využívány při pracích na lesních pasekách, v kamenolomech při melioračních pracích atp. Pro čistě zemědělské účely je jejich použitelnost omezena.

Z uvedených nových druhů pneumatik má pro čs. zemědělství podstatný význam použití pneumatik TO a eventuálně obloukových pneumatik. Čs. gumárenský průmysl již úspěšně vyvinul několik rozměrů těchto druhů pneumatik, které po poměrně malých úpravách (přizpůsobení na kola zemědělských strojů a zavedením jednoduchého centrálního huštění) lze v našich podmínkách snadno uplatnit u zemědělských strojů. Zvláště velké zkušenosti se speciálními TO a obloukovými pneumatikami má sovětský průmysl, který vyrábí celé jejich rozměrové řady. Oba tyto druhy pneumatik mohou pak na jaře a na podzim, kdy jsou podmínky pro půdní strukturu kritické, umožnit plánovaný průběh polních prací i sklizně podle agrotechnických lhůt, neboť snižují stlačení půdy, zmenšují prokluz, snižují bořivost, zvyšují tažnou sílu i ekonomičnost provozu dotyčného zemědělského stroje. Jinými slovy, při vhodném použití těchto pneumatik je možno do jisté míry snížit ztráty a tak zefektivnit některé druhy zemědělských prací, což má v naší zemi v současné době aktuální význam.

Následkem nepříznivých podmínek je práce zemědělských strojů a kolových traktorů v polích velmi ztížena. Určitého zlepšení dosavadního stavu lze dosáhnout použitím speciálních pneumatik, hlavně pneumatik označených TO, a obloukových pro traktory, nosiče nářadí, přívěsy a jiné stroje. Tyto nové druhy pneumatik se dobře osvědčily u terénních vojenských vozidel. V článku je podána obecná teorie záběru pneumatiky s terénem a uvedeno, že hlavní vliv na zvýšení požadovaných vlastností má zvětšení rozměru pneumatiky, snížení tlaku huštění, vhodný vzorek desény a elasticnost kostry pneumatiky. Jsou diskutovány otázky splnění těchto parametrů novými druhy pneumatik a konstatováno, že pro zemědělské účely má hlavní význam použití pneumatik TO určených pro podhušťování a obloukových pneumatik.

Došlo dne 10. 5. 1962

L i t e r a t u r a

1. Strouhal E. a kolektiv: Zvýšení výkonnosti zemědělských návěsů a přívěsů v těžkých terénních podmínkách. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika č. 4-5, 1959. — 2. Andert A.: Poznatky o vztazích a vlivu některých parametrů traktorových pneumatik na agrotechniku. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika č. 4-5, 1959. — 3. Domsch M.: Několik poznatků o pneumatikách v zemědělství. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika č. 4-5, 1959. — 4. Bartoš J.: Výzkum adhesních a flotačních vlastností terénních pneumatik pomocí dynamometrického přívěsu. Kand. disert., práce VTAZ Brno, 1957. — 5. Bartoš J.: Flotační vlastnosti terénních pneumatik. Sborník VAAZ, řada B, č. 9, 1958. — 6. Bartoš J.: Možnosti zlepšení takticko-technických vlastností terénních automobilů použitím nových druhů pneumatik. Sborník VAAZ, řada B, č. 11, 1959. — 7. Bartoš J.: Adhesní vlastnosti a opotřebení pneumatik. Sborník VAAZ, řada B, č. 9, 1961. — 8. Kováčik, Černý, Kačer: Automobil v terénu. Naše Vojsko, 1961. — 9. Kováčik, Homolka: Vzájemný vztah mezi půdou a pneumatikou. Kaučuk a plastické hmoty, VÚGPT, Gottwaldov, č. 10, 1960. — 10. Bočarov, Kradimov, Gusev, Abramova: Ispytanja pnevmokatkov na sněgu, Avtomobilnaja promyšlennost' č. 11, 1961. — 11. Simandl: The Teracruzer High Mobility Vehicle Preprint SAE 73/58. — 12. Knoroz: Rabota avtomobilnyh šin. Moskva, Mešgiz, 1960.

Возможности использования новых типов шин для сельскохозяйственных машин

В результате неблагоприятных условий работа сельскохозяйственных машин и колесных тракторов на полях весьма затруднена. Определенного улучшения существующего положения можно достигнуть путем применения специальных шин, главным образом шин, обозначенных TO, и дуговых шин для тракторов, самоходного шасси, прицепов и других машин. Эти новые виды шин хорошо себя оправдали у военных автомобилей высокой проходимости. В статье рассматривается общая теория сцепления шины с дорожным покрытием и приводится, что основное влияние на повышении требуемых свойств имеет увеличение размера шины, снижение давления накачки, пригодный рисунок протектора и эластичность каркаса шины. Дискутируются вопросы выполнения этих параметров новыми видами шин и приводится, что для сельскохозяйственных целей главное значение имеет применение шин TO, предназначенных для подкачки, и дуговых шин.

Die Möglichkeiten der Auswertung der neuen Typen von Pneumatiks für landwirtschaftliche Maschinen

Die Arbeit der landwirtschaftlichen Maschinen und Räder-Traktoren ist infolge der ungünstigen Arbeitsbedingungen in den Feldern sehr schwierig. Eine gewisse Verbesserung des gegenwärtigen Standes, kann durch Benützung von speziellen Pneumatiken, hauptsächlich der mit TO bezeichneten und der gewölbten für Traktore, Werkzeug-Träger, Anhänger und andere Maschinen, erzielt werden. Diese neuen Pneumatik-Arten haben sich bei Militärfahrzeugen sehr gut bewährt. Der Artikel befaßt sich mit der allgemeinen Eingriff-Theorie der Pneumatiken im Gelände und es wird angeführt, daß der Haupteinfluß auf die Erhöhung der verlangten Eigenschaften in der Vergrößerung der Pneumatik-Durchmesser, Herabsetzung des Luftdruckes, die Wahl eines geeigneten Dessinmusters und der Elastizität der Pneumatik-Konstruktion besteht. Es wurden die Probleme der Erzielung dieser Parameter durch neue Arten von Pneumatiks diskutiert und es wurde festgestellt, daß für landwirtschaftliche Zwecke, die Benützung der Pneumatiks TO, bestimmt für Unterdichtung und der hauptsächlichliche Bedeutung hat.

Příspěvek k praktické aerodynamice obilního zrna

(ČÁST I)

К вопросу практической аэродинамики зерна

Beitrag zur praktischen Aerodynamik des Getreidekorns

Contribution à l'aérodynamique pratique du grain de blé

CSc. Karel KOSKUBA

Krajská zemědělská stanice, Praha

P ř e d m l u v a

Technické provedení základních operací při sklizni zrnin, tj. sečení, výmlat a separace jednotlivých složek omlatu, tak jak je rozřešeno v současném nejdokonalším sklizňovém stroji — žací mlátičce, je známe již řadu desetiletí a v podstatě nedoznalo změny.

Rozvoj technologie sklizně naznačuje, že v současné době může být automatizován proces ošetření zrna po sklizni (tj. čištění, sušení, třídění aj.) a přemístování zrna v místě ošetření a skladování. Perspektivní technologie (např. třířezová sklizeň) se budou vyznačovat tím, že stále větší počet operací při sklizni se bude konat v automatizovaných stacionárních zařízeních.

Zákony, kterými se procesy při operacích sklizně řídí, jsou v podstatě vztahy mezi fyzikálně mechanickými vlastnostmi zpracovávané hmoty a vnějším prostředím při zpracování. Proto má mimořádný význam výzkum fyzikálně mechanických vlastností obilní hmoty a zejména její základní složky — zrna obilí. Z fyzikálně mechanických vlastností pak přední místo zaujímají vlastnosti aerodynamické, kterých využíváme při čištění, třídění i dopravě zrna.

Předložená práce tvoří součást širšího výzkumu některých fyzikálně mechanických vlastností obilní hmoty a zrna, důležitých při procesu třídění a čištění obilí. V letech 1957 — 1960 byly zjišťovány vzájemné závislosti různých vlastností obilní hmoty: u zrna zejména zralost, vlhkost, absolutní, specifická a hektolitrová váha, rozměry, koeficient odporu ve vzdušném proudu, koeficient tření aj.

Složením a aerodynamickými vlastnostmi omlatu se v rámci tohoto výzkumu zabýval inž. Míř. T h é r, CSc. z VŠZ Praha, který své výsledky uveřejnil v disertační práci (1959).

Ú v o d

V současné době nejsou aerodynamické vlastnosti semen zcela přesně stanoveny, jelikož závisí na celé řadě činitelů, jejichž vzájemná souvislost není dosud přesně zjištěna.

Letošněv (1959) uvádí, že sílu R , kterou působí svislý vzdušný proud o rychlosti u na obilní zrno, stanovíme ze známého Newtonova vzorce:

$$R = C' \frac{\gamma}{g} F (c - u)^2$$

kde $\frac{\gamma}{g} = \rho$ = měrná hmota vzduchu,

F = průřez zrna, vystavený proudu vzduchu,

$(c - u)$ = relativní rychlost zrna,

c = skutečná rychlost zrna,

u = unášecí rychlost proudícího vzduchu,

C' = konstanta (koeficient odporu).

Tato síla může udělit zrnu zrychlení

$$a = \frac{R}{m} = C' \frac{\gamma}{mg} F (c - u)^2 = C' \frac{\gamma}{G} F (c - u)^2$$

kde m = je hmota zrna,

G = váha zrna,

g = zrychlení zemské tíže.

Výraz $C' \frac{\gamma}{G} F = K_t$ se označuje jako koeficient tvarového odporu.*) O koeficientech C' a K_t Letošněv říká: „... Co se týče koeficientu C' a K_t , pak jejich hodnoty závisí složitým způsobem nejen na rozměrech a stavu samotných zrn, nýbrž i na stavu a druhu prostředí, v němž se zrna nacházejí, a na rychlosti zrna vzhledem k prostředí.

Ukazatele nezůstávají konstantní při změně rychlosti podmiňující vzájemné působení částice a prostředí, zachováme-li ostatní podmínky stejné.

Zkušenost a teoretický výzkum ukazují, že koeficient K_t a C' klesá při stoupající rychlosti vzdušného proudu; při kritické rychlosti klesne u volného zrna ve svislém vzdušném proudu hodnota těchto koeficientů na nějakou hodnotu; při dalším zvětšování rychlosti vzdušného proudu si koeficienty tuto hodnotu zachovávají, protože relativní rychlost zrna a proudu zůstává stejná.

Pro praktické cíle nejcharakterističtější hodnoty budou tudíž hodnoty koeficientu C' a K_t zjištěné při kritické rychlosti u_k ...

Ve svislém vzdušném proudu působí na zrno opačným směrem jeho váha $G = mg$.

Je-li $G > R$, pak zrno padá,

při $G < R$ zrno stoupá.

Dojde-li k rovnováze těchto sil (rychlost zrna $c = 0$!), pak platí rovnost (rychlost vzdušného proudu u_k nazývá Letošněv kritickou):

$$G = R = C' \frac{\gamma}{g} F u_k^2 = m K_t u_k^2 = mg$$

Odtud kritická rychlost (rychlost vznášení)

$$u_k = \sqrt{\frac{g}{K_t}}$$

*) V originále K_P ... „koeficient parusnosti“, tj. koeficient vznášení.

Kritická rychlost je nejčastěji užívaná charakteristika aerodynamických vlastností zrna. Byla vyšetřována spolu s ostatními aerodynamickými vlastnostmi zejména Bezručkinem (1936, 1937, 1938) ve svislém, šikmém i vodorovném vzdušném proudu měřením prováděným u jednotlivých zrn.

Letošněv cituje tyto hodnoty kritických rychlostí a koeficientů odporu (podle Bezručkinových měření [viz tab. I]).

I.

Plodina	Kritická rychlost m/vt	Koeficient odporu		Specifická váha zrna g/cm ³
		C'	K_t	
Pšenice	8,90—11,50	0,184—0,265	0,076—0,121	1,216
Žito	8,36— 9,83	0,160—0,222	0,100—0,140	—
Oves	8,08— 9,11	0,169—0,300	0,118—0,150	1,200
Ječmen	8,41—10,77	0,191—0,272	0,084—0,138	—
Hrách	15,50—17,50	0,190—0,229	0,031—0,040	1,264
Vika	13,23—17,00	0,168—0,257	0,034—0,056	1,176
Kukuřice	12,48—14,03	0,162—0,236	0,049—0,063	1,238
Pozn. Koeficienty C' a K_t odpovídají udaným kritickým rychlostem.				

Vzhledem k tomu, že aerodynamické vlastnosti částic kulového tvaru jsou podrobně prozkoumány, zavádí se v pneumatické dopravě k charakterizování rozměrů nepravidelných částic (U s p e n s k i j, 1959) pojem ekvivalentního průměru (tj. průměru koule, jejíž váha se rovná váze částice). Platí totiž

$$\frac{\pi d_{ekv}^3}{6} \gamma_{\varepsilon} = G \text{ odtud pro } V = \frac{G}{\gamma_{\varepsilon}} \dots d_{ekv} = 1,24 \sqrt[3]{V}$$

kde V je objem nepravidelné částice.

Kritická rychlost je mezní rychlost částice, kterou padá v prostředí. Rovnice volného pádu má tvar (uvažujeme-li i vztlak podle Archimedova zákona)

$$m \frac{dv}{dt} = G \left(\frac{\gamma_{\varepsilon} - \gamma}{\gamma_{\varepsilon}} \right) - \frac{C' \gamma v^2 F}{g}$$

kde γ_{ε} je měrná váha částice,
 v rychlost padání.

Rychlost padání stoupá k určité mezní hodnotě, pro kterou platí (při $\frac{dv}{dt} = 0$)

$$v = \sqrt{\frac{g G (\gamma_{\varepsilon} - \gamma)}{C' F \gamma_{\varepsilon} \gamma}}$$

Pro kulovou částici je

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma \qquad F = \frac{\pi d^2}{4}$$

Odtud

$$v = \sqrt{\frac{2gd(\gamma_s - \gamma)}{3C'\gamma}}$$

Rovnici nemůžeme řešit přímo, protože činitel úměrnosti C' je funkcí v . Můžeme si však pomoci následujícím obrátem (Henderson, Perry, 1955, resp. Lapple, Shepherd, 1940), přičemž zavedeme do předchozí rovnice Reynoldsovo číslo

$$Re = v d \frac{\rho}{\mu}$$

kde μ — je dynamická viskozita vzduchu,

$\rho = \frac{\gamma}{g}$ — je měrná hmota vzduchu.

Můžeme pak psát

$$v = \frac{Re \mu g}{d \gamma} = \sqrt{\frac{2gd(\gamma_s - \gamma)}{3C'\gamma}}$$

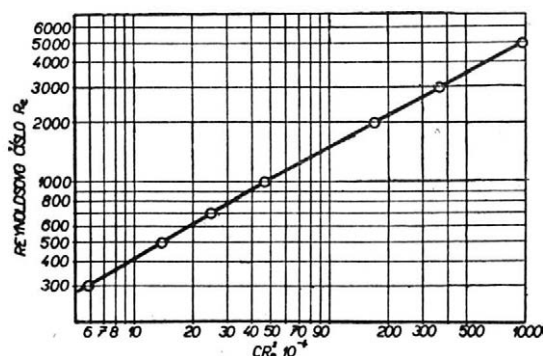
a po úpravě

$$C' Re^2 = \frac{2d^3 \gamma (\gamma_s - \gamma)}{3\mu^2 g}$$

Všichni činitelé v pravé straně rovnice jsou určeni uvažovanou soustavou. Vzhledem k tomu, že pro kulové částice známe i závislost

$$Re = f(C' Re^2)$$

můžeme pro dané $C' Re$ stanovit příslušné Re a odtud pádovou rychlost.



1. Závislost mezi Re a $C'Re^2$ pro koule (podle Lapple a Shepherd)

Jestliže u částic nepravidelného tvaru zavádíme místo d průměr ekvivalentní koule d_{ekv} , musíme korigovat vypočítanou rychlost pomocí tab. II.

Jestliže prostředí, v němž částice padá, je stísněné (např. v potrubí), pak opět musíme pádovou rychlost, stanovenou pro volnou atmosféru, korigovat podle následujícího vzorce (Uspenskij, 1959):

$$v' = \sqrt{\frac{2gd(\gamma_s - \gamma)}{3C'_2 \gamma}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$$

C'_2 — koeficient úměrnosti, je funkcí poměru $\frac{D}{d}$ a stanoví se opět experimentálně v potrubí;

D je průměr potrubí.

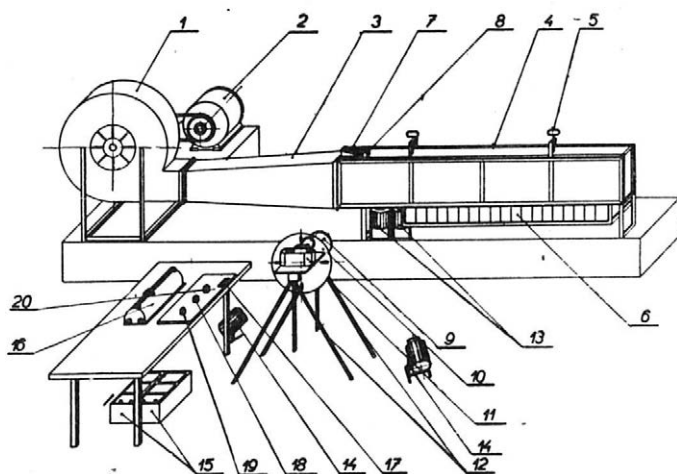
*) Na obrázku je uvedeno $Re = f(C'Re^2)$; pro C a C' platí vztah $C = 2C'$; činitel úměrnosti z Newtonova zákona se v literatuře uvádí v obou tvarech.

II.

Pádová rychlost nepravidelných částic (podle Uspenského)		
Tvar tělesa		Poměr pádové rychlosti k pádové rychlosti ekvivalentní koule
Koule		1
Kulatá částice s nepravidelným povrchem		0,64
Podlouhlá částice		0,57
Plochá částice		0,45

Metodika experimentálních prací

K určení základních aerodynamických charakteristik obilního zrna byla vypracována metoda fotografování trajektorie zrna letícího ve vodorovném vzdušném proudu. Na obr. 2 je schéma použitého zařízení.



2. Schéma zařízení k fotografování trajektorie letícího zrna

Popis zařízení. Jak je zřejmé z obr. 2, byl vodorovný vzdušný proud vytvořen osmílopatkovým ventilátorem (1), který měl 1800 ot/min. Ventilátor byl poháněn elektromotorem (2) o příkonu 12 kW. Spojovací část mezi ventilátorem a kanálem tvořil mírně se rozšiřující difuzor (3) o délce 1470 mm, který přecházel v kanál o průřezu 400 X 400 mm a délce 2680 mm. Kanál byl mj. opatřen usazo-

vacími komorami (6), neboť byl původně použit podle návrhu C Sc. inž. M. Théra z VŠZ ke klasifikaci omlatu. V přední části kanálu bylo dno opatřeno štěrbinou, přední stěna byla z plexiskla a zadní stěna byla černá matová deska.

Na horní stěně byl žlábek pro vpouštění semen (7). Byl uzavírán elektromagneticky ovládanou klapkou (8), řízenou z pultu tlačítkem (17).

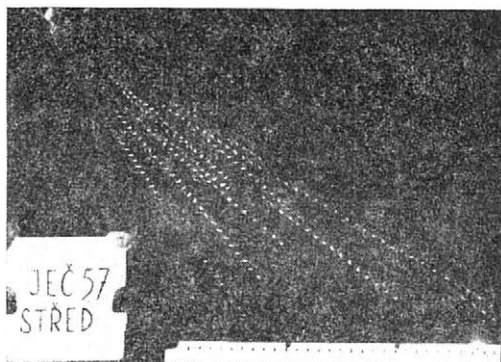
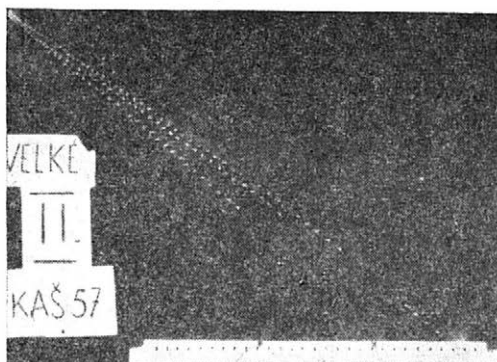
Před fotografický aparát (11) byl postaven na stativu (12) elektromotor 12 V (9) s kotoučovou clonou (10). Kotoučová clona měla 4 výřezy o šířce 1,5 cm a radiální délce ~ 8 cm, které umožňovaly štěrbinovou expozici.

Motor byl napájen z akumulátorových baterií (15) a jeho otáčky byly regulovány reostatem (16).

Fotoaparát byl asi 2,2 m vzdálen od kanálu.

Místo poletu zrna bylo osvětlováno dvěma reflektory 1000 W (13) umístěnými pod štěrbinou ve dně kanálu a přisvětlováno zvenčí dvěma reflektory 500 W. Ke zlepšení odrazu světla bylo dno i horní stěna kanálu uvnitř polepeny staniolem, a tak provedeny jako odrazová deska.

Při fotografii poletu zrna byl tento postup: 3–5 zrn bylo vloženo do žlábků (7). Pak byl spuštěn elektromotor kotoučové clony a nastaveny otáčky. Poté rozsvíceny reflektory pomocí vypínačů (18) a (19).



3. Pracovní snímky letícího zrna

Snímek byl proveden tak, že těsně po otevření objektivu byla tlačítkem (17) otevřena klapka a vpuštěno zrno, takže ve většině případů byl zachycen celý polet 3–5 zrn, odfotografováno pravítko umístěné na dně vedle štěrbinu a štítek s označením pokusu. Pravítko mělo vyznačenou stupnici a bylo před pokusy vyrovnáno do vodorovny (obr. 3).

Zařízení bylo umístěno v temné místnosti, aby závoj na filmu, vytvořený poměrně dlouhým otevřením objektivu aparátu, byl co nejmenší.

Z téhož důvodu byly fotoaparát a elektromotor zakryty částečně černým plátnem.

K vyšetření aerodynamických vlastností zrna bylo použito vodorovného vzdušného proudu a pokusy byly opakovány při dvou rychlostech (9,5 a 11,9 m/s) blízkých kritické (pádové) rychlosti zrna.

Bylo provedeno měření na pšenici, ječmeni a žitě, a to vždy odděleně pro největší, střední a malá zrna.

Způsob obtékání částic vzdušným proudem, a tím i aerodynamické charakteristiky jsou mj. značně ovlivňovány intenzitou turbulence. Vzhledem k tomu, že nebylo k dispozici příslušné zařízení, nebyla měřena. Předpokládáme, že je možno její vliv zanedbat, neboť Re obtékání částic je menší než Re_{krit} i pro značnou turbulenci:

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu} = \frac{12 \cdot 10^{-2}}{1,5 \cdot 10^{-6}} = 8 \cdot 10^3 < Re_{krit}$$

pro rychlost $u \leq 12$ m/s

charakteristický rozměr zrna vezmeme např. $l \leq 1$ cm

$\nu \leq 1,5 \cdot 10^{-5}$ m²/s,

neboť pro intenzitu turbulence $i = 2,5$ % je u koule (Hibš a kol., 1960)

$Re_{krit} = 1,2 \cdot 10^5$.

Pro pohyb zrna platí (viz obr. 5)

$$a_x = \frac{dc_x}{dt} = \frac{R_x}{m} = C' \frac{\gamma_s}{mg} F(u - c_x)^2 = K_t (u - c_x)^2 \quad (1)$$

kde $t = s$, je čas

$c_x =$ m/s, vodorovná složka absol. rychlosti zrna

$u =$ m/s, rychlost vzdušného proudu

$a_x =$ m/s², vodorovná složka zrychlení zrna

$R_x =$ kg, odpor vzdušného proudu

$F =$ m², průřez zrna vystavený vzdušnému proudu

$m =$ kg s²/m, hmota zrna

$\gamma_s =$ kg/m³, měrná váha zrna

$g =$ m/s², zrychlení zemské tíže

$K_t = 1/m$, koeficient tvarového odporu

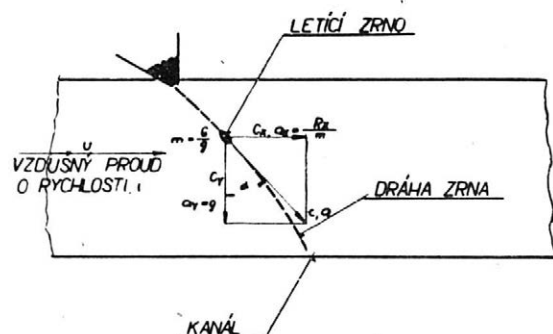
$C' =$ koeficient odporu zrna

Odtud můžeme psát

$$\int_0^{c_x} \frac{dc_x}{(u - c_x)^2} = \int_0^t K_t dt$$

a po integraci

$$\frac{1}{u - c_x} + A = K_t t$$



5. Schéma poměrů při letu zrna

Integrační konstantu A stanovíme z předpokladu, že zrno vypadne do vzdušného proudu nulovou rychlostí ($c_x = 0$ pro $t = 0$)

$$A = -\frac{1}{u}$$

Pro vodorovnou složku rychlosti zrna tedy platí

$$c_x = \frac{K_t t u^2}{1 + K_t t u} \quad (2)$$

Jestliže známe ze snímků průběh $c_x = f(t)$, pak můžeme stanovit K_t , resp. pádovou rychlost, pro kterou má platit vztah

$$u_k = \sqrt{\frac{g}{K_t}} \quad (3)$$

Vyšetřování svislé složky absolutní rychlosti zrna vede ke složitým výrazům, nevhodným pro zjištění aerodynamických charakteristik, protože rychlost pádu c_y vzrůstá od $\emptyset$ až k hodnotě pádové rychlosti u_k . Pro počátek pádu bychom museli užít Stokesova zákona (odpor je úměrný rychlosti), v dalším pak teprve Newtonova zákona (odpor je úměrný čtverci rychlosti).

Kdybychom uvažovali pro celý pád Newtonův zákon, pak platí pro svislou složku

$$a_y = \frac{dc_y}{dt} = g - \frac{C' \gamma_\varepsilon F}{mg} c_y^2 = g - K_t c_y^2, \quad (4)$$

odtud $\frac{dt}{dc_y} = \frac{1}{g - K_t c_y^2}$; integrací obdržíme $t(c_y) = \frac{1}{2\sqrt{K_t g}} \lg \frac{\sqrt{\frac{g}{K_t}} + c_y}{\sqrt{\frac{g}{K_t}} - c_y}$

a po úpravě

$$c_y = \sqrt{\frac{g}{K_t}} \frac{1 - e^{-2\sqrt{K_t g} t}}{1 + e^{-2\sqrt{K_t g} t}} \quad (5)$$

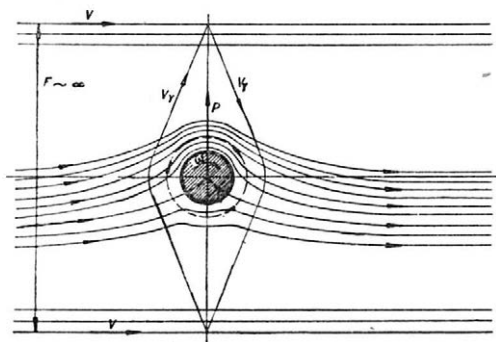
kde

$$\lim_{t \rightarrow \infty} c_y = u_k = \sqrt{\frac{g}{K_t}}$$

K vyšetření vztahů při počátku letu zrna bylo použito vodorovné složky letu také proto, že svislá složka je nepříznivě ovlivněna vztlakem (účinek Magnusův), který je důsledkem rotace letícího zrna.

Vznik tohoto vztlaku vysvětlil kvalitativně Magnus (viz např. Nechleba, 1943) na válci točícím se v proudícím prostředí: při obtékání rotujícího válce vazkou tekutinou (obr. 6) dochází ke zhuštění proudnic na straně, kde má rychlost proudu stejný smysl jako rychlost okolního prostředí válce, uvedené jeho rotací do pohybu, tj. kde se rychlosti sčítají. Na straně opačné, kde se rychlosti odečítají, se odlehlost proudnic zvětší.

To má podle Bernoulliho věty za následek, že na spodní straně válce podle obrázku bude tlak větší než na horní. Výsledné tlakové působení proudu na válec se projeví vztlakem P .



6. Vznik Magnusova efektu

Nesouhlas teorie s výsledky pokusů

Vyhodnocení prvních snímků trajektorie letícího zrna ukázalo, že údaje uváděné v literatuře o průběhu koeficientu tvarového odporu (viz úvodní část práce)

III. Pšenice (Pyšelka 58) — velké zrno

Údaje ze snímku		Hodnoty vypočítané			
Čas t	Rychlost zrna c_x	Relativní rychlost zrna ($u - c_x$)	Koeficient tvarového odporu K_t	Pádová rychlost u_k	Reynoldsovo číslo R_e
s	m/s	m/s	1/m	m/s	1
1	2	3	4	5	6
0,03	0,75	8,65	0,307	5,66	$2,31 \times 10^3$
4	1,03	8,37	0,327	5,47	2,23
5	0,94	8,46	0,239	6,44	2,26
6	1,11	8,29	0,237	6,43	2,21
7	1,14	8,26	0,210	6,82	2,20
8	1,34	8,06	0,221	6,66	2,15
9	1,31	8,09	0,191	7,16	2,16
0,10	1,41	7,99	0,188	7,22	2,13
11	1,41	7,99	0,170	7,59	2,13
12	1,55	7,85	0,175	7,48	2,10
13	1,67	7,73	0,177	7,44	2,06
14	1,66	7,74	0,163	7,76	2,07
15	1,83	7,57	0,171	7,57	2,02
16	1,86	7,54	0,164	7,73	2,01
17	1,88	7,52	0,156	7,93	2,01
$K_t = \frac{c_x}{u(u - c_x)}$ Unášecí rychlost $u = 9,4 \text{ m/s}$ $R_e = \frac{(u - c_x) l}{\nu}$ Charakt. rozměr zrna $l = 0,004 \text{ m}$ $u_k = \sqrt{\frac{g}{K_t}}$ Kinem. viskozita vzduchu $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$					

platí zřejmě pouze pro konstantní poměry obtékání zrna ve vzdušném proudě.

Jak je zřejmé z dále uvedeného příkladu, jsou poměry na počátku poletu zrna ($t = 0$ až $t = 0,2$ sec.) odlišné (viz tab. III).

Výsledky z tab. III jsou znázorněny graficky na obrázcích 7, 8 a 9. Graf na obr. 7 naznačuje velmi silný pokles K_t právě při poklesu relativní rychlosti zrna vůči vzdušnému proudě.

Na obr. 8 je průběh K_t v závislosti na čase. Je zřejmé, že hodnota K_t klesá asymptoticky k nějaké hodnotě, která je v dobré shodě s údaji z literatury.

Podobně platí pro pádovou (kritickou) rychlost zrna (viz obr. 9): její hodnota stoupá na počátku poletu a blíží se opět k nějaké hodnotě, která zůstává do určité doby konstantní.

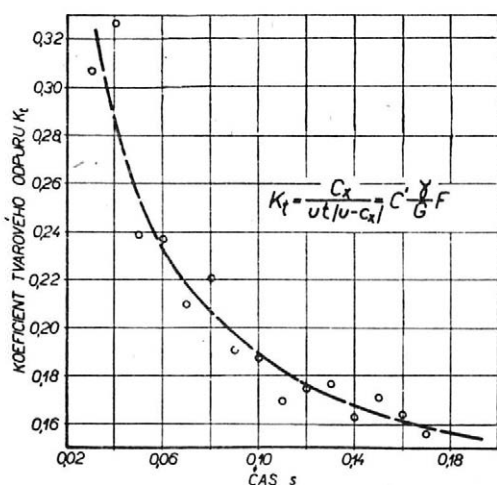
Jak vysvětlit tyto skutečnosti? Podle rovnice (1) platí

$$K_t = C' \frac{\gamma \bar{c}}{mg} F.$$

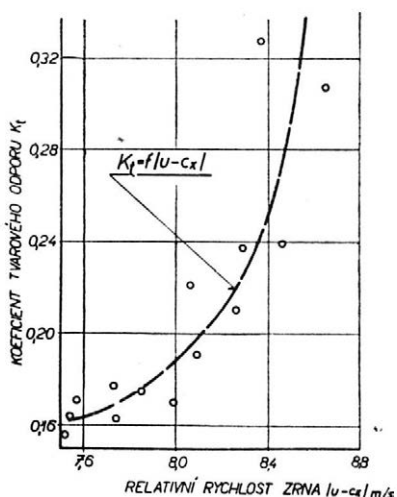
Z činitelů uvedených na pravé straně se během poletu může měnit pouze F a C' . V důsledku rotace se vystavuje zrno nejednotlivějším průřezům vzdušnému proudě. Podrobná prohlídka snímků ukázala, že vzdušnému proudě je nejčastěji vystaven největší průřez, tj. že změna velikosti průřezu není tak významná (jako střední průřez byla brána hodnota $F = \frac{4 F_{\max} + F_{\min}}{5}$, kde $F_{\max}$ a $F_{\min}$ jsou největší a nejmenší průřez zrna).

Většina snímků zachycuje více než jednu otáčku zrna, takže vliv proměnlivosti průřezu má zřejmě nahodilý charakter.

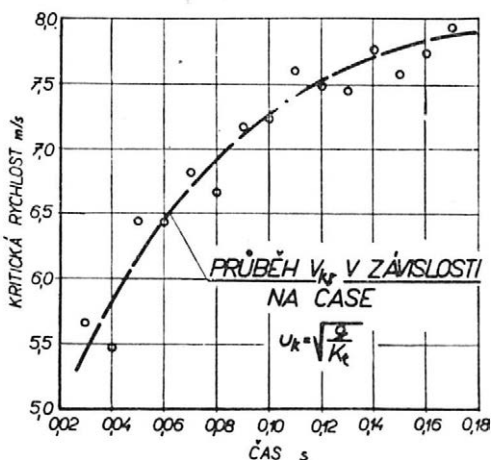
Rovněž nepřesnost změření rychlostí v celém profilu kanálu nemůžeme po-



8. Pšenice (Pyšelka 58) — velké zrno. Průběh K_t v závislosti na čase



7. Pšenice (Pyšelka 58) — velké zrno. Koefficient tvarového odporu K_t v závislosti na relativní rychlosti zrna



9. Pšenice (Pyšelka 58) — velké zrno. Průběh pádové (kritické) rychlosti na počátku poletu zrna

vazovat za příčinu zjištěného odlišného průběhu rychlosti c_x ; v daném případě by zvýšení rychlosti v okolí počátku pádu zrna muselo činit 30–40 %, což je opět nepravděpodobné.

Zbývá tedy usoudit, že koeficient odporu C' není na počátku poletu zrna konstantní a zřejmě ve zlomku času, než se vytvoří stacionární poměry obtékání zrna, má hodnotu vyšší.

Vycházejíce z těchto skutečností, odvodili jsme pomocí teorie podobnosti obecnější vztahy k vyjádření poměrů na počátku poletu zrna.

Odvození obecné rovnice počátku poletu zrna

Nejdříve vyslovíme některé základní předpoklady, z kterých budeme v našich úvahách vycházet:

1. Pohyb zrna v kanále uvažujeme jako rovinný pohyb hmotného bodu: rozměr zrna ($\sim 0,004$ m) je zanedbatelný vzhledem k rozměru kanálu (0,4 m) a z hlediska dynamiky považujeme pohyb zrna za postupný (tj. neuvažujeme síly vzniklé rotací zrna). Možné vybočení z roviny letu neuvažujeme.

2. Předpokládáme, že obě složky pohybu zrna v kanálu (vodorovná i svislá) jsou na sobě nezávislé, a že tudíž platí zákon superpozice pohybů; pro okamžitou rychlost zrna platí

$$c^2 = c_x^2 + c_y^2$$

3. Vzduch obtékající zrno považujeme za nestlačitelnou tekutinu, neboť Machovo číslo proudění je

$$M = \frac{u}{c_{zv}} = \frac{\sim 10}{\sim 340} \ll 1$$

kde $u \dots$ je místní rychlost proudění (m/s),

$c_{zv} \dots$ místní rychlost zvuku (m/s)

Rovnici, která popisuje obecně vodorovnou složku počátku letu zrna, můžeme napsat jako funkci zúčastněných nezávislých veličin ve tvaru

$$\psi[R, F, \rho, m, (u - c_x), u, t, \mu, l] = 0 \quad (6)$$

Zúčastněné veličiny jsou definovány v tab. IV.

P, L a $T \dots$ jsou základní dimenze pro sílu, délku a čas.

Vliv zrychlení zemské tíže (g) zanedbáváme, neboť jde o vodorovnou složku poletu zrna. Pro částčky vzduchu je tíže rovněž zanedbatelná.

Rovnice (6) udávající vztah mezi nezávisle proměnnými veličinami, musí být dimenzionálně homogenní, neboť popisuje fyzikální problém. Podle teorie podobnosti (viz např. K o ť e š n í k, 1948) nemohou v ní jednotlivé veličiny vystupovat osamoceně, nýbrž v bezdimenzionálních skupinách.

Je dokázáno, že při n nezávislých veličinách o r základních rozměrech stává obvykle $[n-r]$ nezávislých bezdimenzionálních argumentů $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-r}$.

Tyto argumenty budeme pokládat za nové proměnné, takže vztah (6) mezi zúčastněnými veličinami můžeme nahradit vztahem

$$\psi[\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_6] = 0 \quad (7)$$

(pro 9 nezávislých veličin o 3 základních rozměrech).

Označení	Rozměr	Praktická jednotka	Veličina
R	P	kg	Síla odporu zrna vzdušnému proudu
F	L^2	m^2	Průřez zrna, nejčastěji vystavený vzdušnému proudu
ρ	$PL^{-4}T^2$	$kg\ s^2/m^4$	Měrná hmota vzduchu
m	$PL^{-1}T^2$	$kg\ s^2/m$	Hmota zrna
u	LT^{-1}	m/s	Unášecí rychlost vzdušného proudu
$u - c_x$	LT^{-1}	m/s	Relativní rychlost vzdušného proudu vzhledem k zrně
t	T	s	Čas
μ	PTL^{-2}	$kg\ s/m^2$	Dynamická viskozita
l	L	m	Charakteristický rozměr zrna

Bezdimenzionální argumenty π_i jsou bezrozměrné součiny z různých mocnin zúčastněných veličin

$$\begin{aligned}
 Dim \pi_i [\pi] &= [R]^a [F]^b [\rho]^c [m]^d [u]^e [u - c_x]^f [t]^g [\mu]^h [l]^i = 1 \\
 [\pi] &= [P]^a [L^2]^b [PL^{-4}T^2]^c [PL^{-1}T^2]^d [LT^{-1}]^e [LT^{-1}]^f [T]^g [PL^{-2}T]^h [L]^i = 1 \\
 [\pi] &= P^{a+c+d+h} L^{2b-4c-d+e+f-2h+i} T^{2c+2d-e-f+g+h} = 1
 \end{aligned} \quad (8)$$

Platí tudíž identity:

$$a + c + d + h = 0 \quad (9)$$

$$2b - 4c - d + e + f - 2h + i = 0 \quad (10)$$

$$2c + 2d - e - f + g + h = 0 \quad (11)$$

Rovnice (9), (10) a (11) řešíme volbou přebytných neznámých. Opakovaným řešením obdržíme tyto bezdimenzionální argumenty:

$$\pi_1 = \frac{R}{F(u - c_x)^2 \rho} \quad \dots \text{Newtonovo číslo}$$

$$\pi_2 = t \frac{\rho F}{m} u$$

$$\pi_3 = \frac{(u - c_x) l \rho}{\mu} \quad \dots \text{Reynoldsovo číslo } Re$$

$$\pi_4 = \frac{\mu l \rho}{\mu} \quad \dots \text{(Reynoldsovo číslo)}$$

$$\pi_5 = \frac{\rho F l}{m} \quad \dots \text{Poměr hmot}$$

$$\pi_6 = \frac{F}{l^2} \quad \dots \text{Geometrická podobnost}$$

Problém tedy charakterizuje funkce

$$\psi \left[\frac{R}{F(u - c_x)^2 \varrho}, t \frac{\varrho F}{m} u, \frac{(u - c_x) l \varrho}{\mu}, \frac{u l \varrho}{\mu}, \frac{\varrho F l}{m}, \frac{F}{l^2} \right] = 0 \quad (12)$$

|
Reynoldsovo číslo
v rámci pokusu.

Vzhledem k tomu, že během pokusů se Reynoldsovo číslo mění ve velmi malém rozsahu, můžeme je považovat v rovnici za konstantní veličinu a z funkční závislosti vyloučit.

Argumenty $\pi_4 - \pi_6$ zůstávají konstantní během jednotlivých pokusů. Proto funkci (12) můžeme napsat ve tvaru

$$C' = \frac{R}{F(u - c_x)^2 \varrho} = \Phi \left(\frac{\varrho F}{m} u \right) \quad (13)$$

Rovnice (13) vyjadřuje vztah mezi koeficientem odporu zrna a funkcí času, který se nám zřetelně projevuje na počátku poletu zrna.

Rovnici (13) nemůžeme řešit analyticky, neboť neznáme závislost mezi jejími proměnnými veličinami. Proto vztah obou parametrů zjistíme experimentálně z fotografií trajektorie letícího zrna.

Předpokládáme, že na počátku styku zrna se vzdušným proudem nejsou ještě poměry při obtékání stabilizovány. V dané oblasti Reynoldsova čísla je obtékání částice kritické, proudnice se od částice odtrhávají na náběžné straně a za částicí se vytváří úplav (stopa).

Délka úplavu několikanásobně převyšuje rozměr částice a proto k jeho vzniku je zapotřebí zlomek času. V tomto zlomku času se teprve vytváří stacionární podmínky obtékání částice a změna charakteru obtékání se zřejmě projeví změnou odporu částice.

Výsledky pokusů proto byly zpracovány tak, abychom mohli stanovit zákonitost změny odporu částice v okamžiku počátku styku zrna se vzdušným proudem; budou uveřejněny ve druhé části práce v následujícím čísle Zemědělské techniky.

S o u h r n

Ke stanovení základních aerodynamických charakteristik obilního zrna na počátku styku se vzdušným proudem byla vypracována metoda fotografování trajektorie letícího zrna ve vodorovném vzdušném proudu.

Pomocí kotoučové šterbinové clony, umístěné před teleobjektivem fotografického aparátu, byl zhotoven přerušovaný snímek letícího zrna frekvencí 300 expozic za vteřinu.

Vyhodnocení snímků trajektorie ukázalo, že koeficient odporu na počátku poletu (pro časové rozmezí 0,0–0,2 vteřiny) není konstantní. Ve zlomku času, než se vytvoří stacionární poměry obtékání, má hodnotu, která asymptoticky klesá k hodnotě známé literatury.

Na základě této skutečnosti byly pomocí teorie odvozeny obecné vztahy k vyjádření poměrů na počátku poletu zrna a z nich rovnice vyjadřující závislost koeficientu odporu na čase a některých dalších fyzikálních veličinách. Vztah parametrů v rovnici byl zjišťován experimentálně z opakovaných fotografií trajektorie letícího zrna.

Došlo dne 30. 5. 1961

Seznam a výklad použitých značek

(V závorce je uvedena užívaná dimenze):

Re, Re_{krit}	= Reynoldsovo podobnostní číslo	(1),
M	= Machovo číslo	(1),
C, C', C''	= Newtonovo číslo (koeficient odporu)	(1),
π_i	= bezdimenzionální parametr	(1),
P, L, T	= základní dimenze pro sílu, délku a čas	
l	= charakteristický rozměr zrna	(mm, m),
d_{ekv}	= průměr ekvivalentní koule	(mm, m),
F, F_{max}, F_{min}	= průřez zrna	(mm ² , m ²),
m	= hmota zrna	(kg/m ³),
G	= váha zrna	(g, kg),
g	= gravitační zrychlení	(m/s ²),
γ	= měrná váha zrna	(kg/m ³ , g/cm ³),
R_x, R_y	= síla proudu vzduchu působící na zrno ve směru osy x, y	(kg),
a_x, a_y	= zrychlení zrna ve směru osy x, y	(m/s ²),
c_x, c_y	= rychlost zrna ve směru osy x, y	(m/s),
u	= unášecí rychlost vzdušného proudu	(m/s),
u_k	= kritická rychlost (rychlost pádová, rychlost vznosu)	(m/s),
w	= úhlová rychlost	(1/s),
Q	= měrná hmota vzduchu	(kg s ² /m ⁴),
γ'	= měrná váha vzduchu	(kg/m ³),
ν	= kinematická viskozita vzduchu, počet stupňů volnosti	(m ² /s),
μ	= dynamická viskozita vzduchu	(kg s/m ²),
K_t	= koeficient tvarového odporu (koeficient vznosnosti)	(1/m),
Φ, ψ, f	= označení funkční závislosti,	
x, x', x_0	= hodnoty, kterých nabudou veličiny v experimentu	
y, y', y_0	(středů tříd po rozřídění veličin),	
$\bar{x}, \bar{x}', \bar{y}, \bar{y}'$	= aritmetický průměr (výběrový),	
f	= četnost veličin,	
n	= rozsah souboru veličin,	
r, ρ	= koeficient korelace (výběrový),	
b_{yx}	= koeficient regrese veličiny y vzhledem k x ,	
s_x, s_x', s_y, s_y'	= směrodatná odchylka (výběrová),	
A, a, b	= konstanty,	
$\Sigma x, \Sigma x^2, \Sigma xy$	= označení součtu v celém oboru x, x^2, xy ,	
$< >$	= označení mezi veličiny.	

Literatura

1. Thér M.: Vlastnosti drobného omlatu žací mlátičky z hlediska čištění. VŠZ, Praha, disertační práce, 1959. — 2. Letošněv M. N.: Selskochozjajstvennyje mašiny. III. vyd., str. 764, Moskva-Leningrad, 1955. — 3. Bezručkin I. P.: Issledovanije aerodinamičeskich svojstv semjan metodou svobodnogo padenija v vozdušnoj sredě. Selchozmašina, č. 1, 1936. — 4. Bezručkin I. P.: Issledovanije aerodinamičeskich svojstv zerjen v vertikalnom vozdušnom potoke. Selchozmašina, č. 3, 1936. — 5. Bezručkin I. P.: Issledovanije aerodinamičeskich svojstv semjan v gorizontálnom vozdušnom potoke. Selchozmašina, č. 11, 1936. — 6. Bezručkin I. P.: Separacija zerna vertikalno-vozchodjaščim razširjajučimsja vozdušnym potokom. Selchozmašina, č. 12, 1937. — 7. Bezručkin I. P.: Issledovanije processov separacij zerna v naklonnom i gorizontálnom vozdušnom potoke. Selchozmašina, č. 7, 1938. — 8. Uspenskij V. A.: Pnevmatičeskij transport. Sverdlovsk, I. vyd., 1959. — 9. Henderson S. M., Perry R. L.: Agricultural process engineering. New York-London, 1955. — 10. Lapple C. E., Shepherd C. B.: Calculation of particle trajectories. Industr. and Engineering Chemistry, sv. 32, 1940. — 11. Hibš M. a kol.: Tabulky pro konstruktéry (proudění). SNTL, Praha 1960. — 12. Nechleba M.: Cirkulace kolem lopatky vodní turbíny. Strojnický obzor, r. 23, č. 15 a 16, 1943. —

13. Kožešník J.: Fyzikální podobnost a stavba modelů. JČMF Praha, 1948. — 14. Koskuba K.: Rozbor funkce čistících zařízení sklizňových strojů na obiloviny. Zpráva VÚZT Z-462, část I. A, 1959. — 15. Bronštejn I. N., Semenjaev K. A.: Spravočnik po matematike. Moskva - OGIZ, 1948. — 16. Myslivec V.: Statistické metody zemědělského a lesnického výzkumnictví. ČSAZV Praha, 1957. — 17. Bažant Z., Felber V., Brůha O.: Letecký průvodce. ČMT, Praha, 1937. — 18. Horák Z.: Technická fyzika. SNTL Praha, 1960.

К вопросу практической аэродинамики зерна

При помощи теории подобия была выведена общая зависимость начала полета зерна в горизонтальном воздушном потоке. Для экспериментального определения параметров выведенной зависимости был разработан метод фотографирования траектории летящего зерна. Результаты опытов будут описаны во второй части работы, которая будет опубликована в № 5 журнала «Сельскохозяйственная техника».

Beitrag zur praktischen Aerodynamik des Getreidekorns

Mittels der Ähnlichkeitstheorie wurde die allgemeine Beziehung des Beginns des Fluges des Korns im horizontalen Luftstrom abgeleitet. Zur experimentellen Ermittlung der Parameter der abgeleiteten Beziehung wurde eine Methode der photographischen Aufnahme der Trajektorie des fliegenden Korns erarbeitet.

Die Versuchsergebnisse werden im zweiten Teil der Arbeit behandelt, der in Nr. 5 der Zeitschrift „Zemědělská technika“ zur Veröffentlichung gelangen wird.

Contribution à l'aérodynamique pratique du grain de blé

On a déduit à l'aide de la théorie de similitude, le rapport général relatif au commencement du vol du grain dans le courant d'air horizontal. Pour vérifier expérimentalement les paramètres du rapport déduit, on a élaboré une méthode facilitant la prise photographique de la trajectoire du grain volant.

Les résultats des essais seront compris dans la deuxième partie du travail qui sera publiée dans le numéro 5 de la Technique agricole.

Silové a energetické poměry kolové řezačky

(ČÁST I)

Соотношение усилий и энергетический баланс дисковой силосорезки

Kräfte- und Elektroenergie-Verhältnisse beim Messerradhäcksler

Les conditions énergétiques et celles de forces de la hache-paille à roues

CSc. inž. Zbyněk SOUČEK

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

Ředitel ústavu inž. Jaroslav Homolka

Úvod

Článek se zabývá základními silovými účinky působícími při práci kolové řezačky. Řeší především starý spor zastánců přímých a křivkových nožů, kromě řady dalších otázek. Některé z problémů jsou částečně řešeny v literatuře. Poměrně rozsáhlé literatuře z tohoto oboru však lze vesměs vytknout malý počet a k tomu ještě nedokonalých experimentálních podkladů. Obtíže plynoucí z měření řezných sil, jež působí za normálního provozu velmi krátkou dobu, jsou obvykle vylučovány tím, že měření probíhá při značně zpomaleném ději. V jiném případě byly měřeny jednotlivé složky řezných sil postupně, nikoli současně. Takto získané výsledky jsou pak praxí přijímány s nedůvěrou.

Přistoupili jsme proto k měření za skutečných poměrů. Vykonalí jsme 340 měření moderními elektrickými měřicími metodami, jimiž se získalo kolem 1500 průběhů složek sil, kroutících momentů spolu s výškou řezané vrstvy a otáčkami nožového kola.

K takto rozsáhlé práci jsme přistoupili v důsledku značného rozšíření výroby sklízecích i stacionárních řezaček. Uvědomíme-li si, že v současné době pracuje v našem zemědělství asi 40 000 řezaček a během třetího pětiletého plánu bude vyrobeno dalších přibližně 30 000 řezaček, jejichž roční náklady na energii činí asi 25 mil. Kčs, je zřejmé, že změna v příkonu řezaček má ohromnou hospodářskou váhu.

Rozsáhlý experimentální materiál byl získán Výzkumným ústavem zemědělských strojů v roce 1959 v červenci a v srpnu v Žabčicích u Brna v těsné spolupráci s pracovníky Agrostroje Pelhřimov, zvláště s inž. E. Hartmanem, a s pracovníky VŠZ (ústav doc. Šteffla) v Brně, vedenými inž. H. Beyerem. Agrostroj Pelhřimov poskytl stacionární řezačku ŘVM-42 a upravil ji k měření a během měření zajišťoval její bezporuchový chod. Vysoká škola zemědělská

v Brně obstarávala zpracovaný materiál, zajišťovala obsluhu řezačky, prováděla kontrolní wattmetrická měření a agrotechnickou charakteristiku zpracovaného materiálu. Vlastní měření probíhala v těsné spolupráci všech tří složek.

Základní teoretický rozbor

Cílem této části je osvětlit základní energetické a silové souvislosti a vztahy nožového kola řezačky.

Celkový příkon nožového kola (P_c) lze rozdělit na tyto hlavní složky (Blevins, Hansen, 1956)

$$P_c = P_{\text{řez}} + P_a + P_f + P_{vl}$$

kde:

$P_{\text{řez}}$ = příkon na řezání,

P_a = příkon k urychlení řezanky,

P_f = příkon na překonání tření řezanky (vůči bubnu) vytlačované lopatkami a držáky nožů,

P_{vl} = příkon na ventilační účinek nožového kola a tření ložisek.

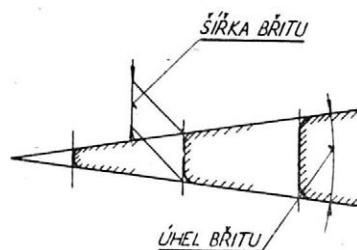
Z celkového příkonu nožového kola nás zvláště zajímá příkon potřebný na řezání. Jestliže řezný odpor vyvolává vůči ose nožového kola střední moment $M_{k \text{ řez}}$ (kpm), pak při n (1/min) otáčkách nožového kola je příkon na řezání (k)

$$P_{\text{řez}} = \frac{M_{k \text{ řez}} \cdot n}{716,2}$$

Pro příkon uvažujeme střední hodnotu kroutícího momentu během celé otáčky.

Řezný odpor je však veličinou značně proměnnou, závisící na řadě vlivů. Při řezání organických vláknitých látek, jako jsou stébla rostlin, je proces řezání odlišný od řezání krystalických látek (např. kovů). U krystalických látek dochází k překonávání smykové pevnosti (podél krystalografických rovin). Naostření zde tedy hraje poměrně menší úlohu než při řezání stonků rostlin. Nůž zde působí jako klín (Königer, 1953).

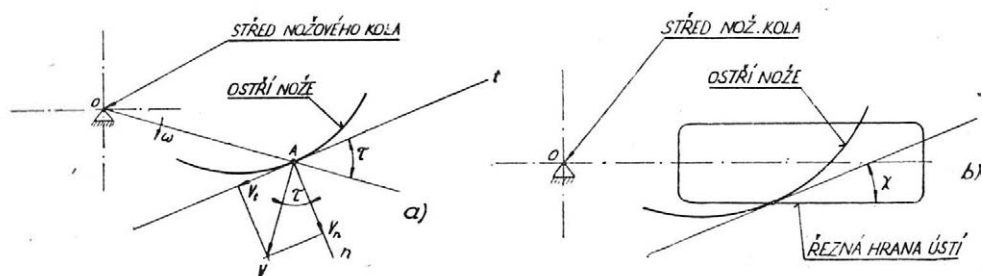
Naostření je podle V. P. Gorjačkina charakterizováno úhlem břitů a šířkou břitů (obr. 1). Podle údajů literatury (Chancellor, 1958) nemá do určité



1. Břit nože řezačky podle V. P. Gorjačkina

hranice vliv na řezný odpor zvětšování šířky ostří. Od této hranice, která závisí na druhu řezaného materiálu (velikosti buněk), začne řezný odpor stoupat. Tak např. bylo zjištěno řezáním svazků stébel trávy, že zde není z hlediska snížení řezného odporu účelné snižovat šířku ostří pod 0,09 mm. Kromě naostření má rozhodující vliv na řezný odpor tzv. úhel skluzu τ (obr. 2a), tj. úhel mezi normálou n křivky

ostří a vektorem rychlosti uvažovaného bodu ostří vůči řezanému materiálu. Posuzováno z tohoto hlediska, může k řezání dojít buď tak, že se ostří pohybuje jen ve směru normály ($\tau = 0$), nebo tak, že kromě pohybu do řezu (rychlostí v_n dochází též ke smykání ostří ($\tau = 0$) ve směru tečny (rychlostí v_t).



2. Úhel skluzu τ (a) a úhel sevření χ (b)

Tak např. u přímého nože, jehož ostří prochází osou otáčení nožového kola, platí pro všechny body $\tau = 0$. Neprochází-li středem, pak $\tau \neq 0$. V tomto případě je úhel skluzu různý pro různé body ostří.

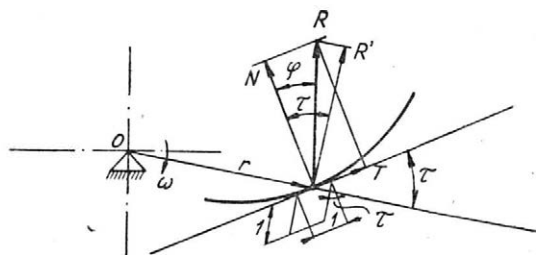
Pokusy bylo zjištěno, že normální tlak břitu potřebný k pronikání do materiálu (tj. tlak kolmý k tečně břitu v uvažovaném bodu) značně klesá s rostoucím úhlem skluzu (se současným růstem tečné složky odporu). Obvykle se soudí, že příčinou poklesu potřebného normálního tlaku je pilový účinek jemných zubů, vyskytujících se na každém ostří.

Pro optimální poměry při řezání však rozhoduje množství práce potřebné k odříznutí jednotkové plošky materiálu. Řada autorů proto soudí, že existuje rozmezí optimálních hodnot úhlu τ , ve kterém je tato práce pro různé materiály minimální. Nejdále v tomto směru došel Sablikov (1957).

Celkový řezný odpor R (obr. 3) působící na úsek ostří délky 1 cm lze uvažovat v normální (N) a tečné (T) složce. Platí

$$\frac{T}{N} = \operatorname{tg} \varphi.$$

3. Řezný odpor R (Kp/cm), T tečná složka, N normální složka, R' složka ve směru pohybu



Práce k odříznutí materiálu záleží na složce řezného odporu R' , kolmé na radiusvektor r .

$$R' = R \cdot \cos(\tau - \varphi)$$

Práce při dráze 1 cm (za předpokladu, že R' zůstává konstantní na této dráze)

$$L = R' \cdot 1 \text{ cm}$$

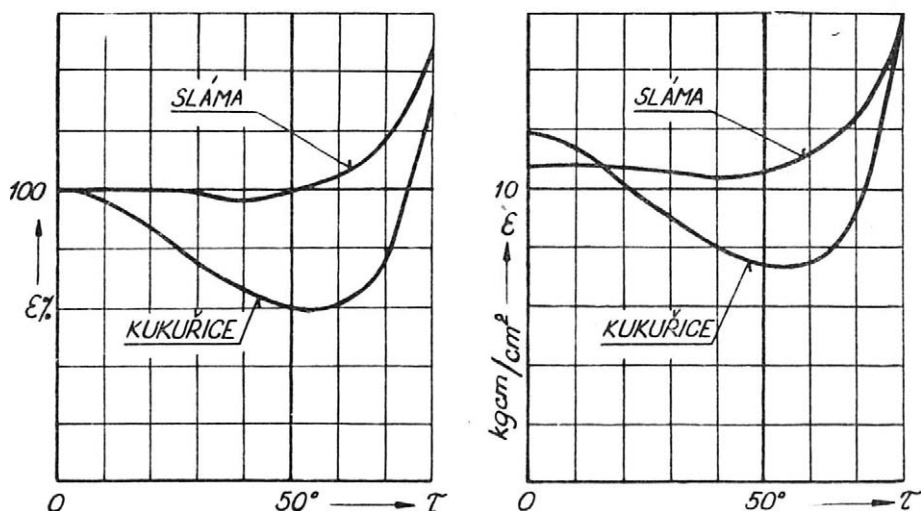
Měrná práce (vztažená na 1 cm² průřezu materiálu) při ploše F

$$\varepsilon = \frac{L}{F}$$

$$F = 1.1 \cos \tau$$

$$\varepsilon = \frac{R \cdot \cos(\tau - \varphi)}{\cos \tau} \quad (5)$$

Měřením složek T a N bylo S a b l i k o v e m stanoveno R v závislosti na τ a tím také závislost φ na τ . Z těchto hodnot lze výpočtem z rovnice (5) stanovit $\varepsilon = f(\tau)$ (obr. 4). Z obr. 4 plyne, že pro pšeničnou slámu zůstává měrná práce přibližně stejná do $\tau = 50^\circ$, pak rychle stoupá. U kukuřice dochází k poklesu měrné práce při $\tau = 40-65^\circ$ na 70 % a při $\tau = 55^\circ$ na 60 % měrné práce při řezání bez skluzu ($\tau = 0$).



4. Závislost měrné práce ε , k odříznutí 1 cm² pšeničné slámy nebo kukuřice, na úhlu skluzu τ (podle Sablikova)

Použitím diagramů S a b l i k o v a, jež znázorňují R a φ jako funkci τ , lze stanovit průběh kroutícího momentu v závislosti na poloze nože (určené úhlem pootočení), neboť

$$M_k = r \cdot R \cdot l \cdot \cos(\tau - \varphi),$$

kde l je délka ostří, jež právě reže. Přitom např. pro přímý nůž je možno podle S a b l i k o v a vycházet z předpokladu, že celá délka ostří, jež právě reže, je charakterizována středem této úsečky (pro stanovení r a úhlu τ). Pro výslednici R lze předpokládat, že prochází rovněž tímto středem. Pro křivkové ostří je třeba aktivní úsek ostří rozdělovat na části a nahrazovat je úsečkami, jinak je postup stejný.

Kromě úhlů skluzu má velký význam pro správně provedený řez, tzv. úhel sevření (κ), tvořený dolní hranou ústí řezačky a ostrím nože (obr. 2b). Obvykle se uvádí, že úhel sevření musí vyhovovat podmínce $\kappa \leq \varphi_1 + \varphi_2$, kde φ_1 , resp. φ_2 jsou třecí úhly odpovídající součinitelům tření mezi noži, resp. dolní hranou ústí s řezaným materiálem. Skutečné hodnoty úhlu sevření jsou však podle údajů

některých pramenů o něco vyšší než by odpovídalo teoretické podmínce (působením např. podávacích válců, které zabrání odsouvání). Tak G o r j a č k i n uvádí hodnotu kolem 40° , S a b l i k o v poznamenává, že α je obvykle menší než 60° , jiní uvádějí hodnoty v rozmezí $40-60^{\circ}$.

Ve snaze dosáhnout optimálních poměrů při řezání (dodržení optimálních úhlů skluzu a sevření) při snadné výrobě a dobrých provozních vlastnostech (broušení a seřizování) jsou v praxi používány nebo různými autory navrhovány tyto křivky pro tvar ostří (G o r j a č k i n, 1940): hyperbolická spirála, logaritmická spirála, Archimedova spirála, excentrická kružnice, evolventa kružnice, inverzní evolventa kružnice (odvalený úsek kružnice je vynášen na přímkou v opačném smyslu než u evolventy), přímka, křivka s konstantním úhlem skluzu, křivka s konstantním průběhem momentu vůči ose nožového kola. Hodnocení uvedených křivek a jejich geometrických vlastností důležitých z hlediska nejvýhodnějších poměrů při řezání je uváděno v poměrně rozsáhlé literatuře (G o r j a č k i n, 1940) a není účelem tohoto pojednání.

V experimentální části jsou porovnávány nože s přímkovým ostřím (dále přímé nože) a křivkové nože s ostřím ve tvaru křivky $\alpha = \text{konst.}$, jež bývají v literatuře označovány za nejvhodnější prakticky použitelné (obr. 14).

Princip a teoretický základ měření

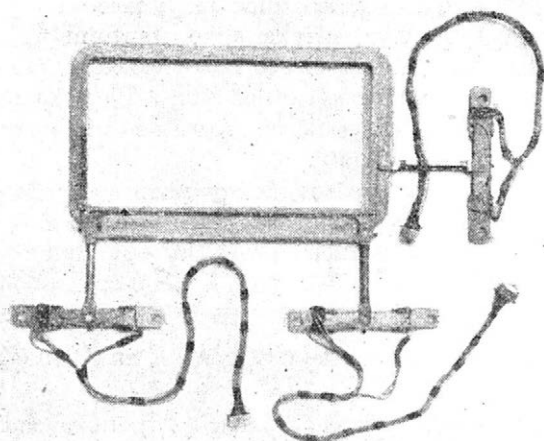
Silové poměry nejdůležitějších částí řezačky, tj. nožového kola, byly sledovány za různých provozních podmínek z hlediska kroutícího momentu potřebného k pohonu nožového kola jako celku a z hlediska sil působících při řezání materiálu. Průběh těchto základních veličin a dalších pomocných byl registrován v závislosti na čase.

Měření silových účinků strojů se dvěma aktivními nástroji (tj. takovými nástroji, jejichž vzájemným pohybem dochází k pracovnímu procesu, při kterém jsou na oba díly vyvozovány silové účinky stejné velikosti, ale opačného smyslu) lze provádět měřením reakcí stojícího nebo se pohybujícího dílu. Obou metod je používáno např. při měření sil kovárenských strojů. K významu sil vznikajících při řezání píce použil S a b l i k o v (1957) měření sil působících na nůž, v USA naopak měřili síly působící na stojící část. U nás inž. B e y e r navrhl měření na stojící části-řezačky pomocí diferenciálních transformátorů (metoda měřící deformace, zde průhyby materiálu). K získání výsledků uvedených v tomto pojednání bylo použito metody elektrických odporových tenzometrů, měřící poměrné prodloužení materiálu.

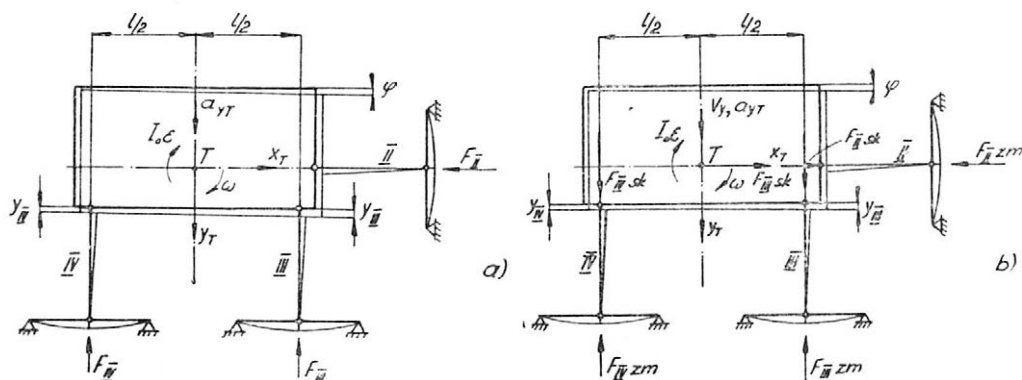
Při sledování silových a energetických účinků působících při řezání nás zajímá především průmět soustavy vyskytujících se sil do roviny kolmé na osu rotace, tj. obecná rovinná soustava sil, která je v rovnováze. Pro rovnováhu obecné rovinné soustavy sil, působící na těleso, můžeme stanovit tři nezávislé rovnice, odpovídající třem stupňům volnosti volného tělesa v rovině. Naopak změřením reakcí tělesa (např. osových sil tří prutových podpěr) je určena soustava sil, kterou reakce uvádějí do rovnováhy. K určení sil, působících při řezání na ústí řezačky v průmětu do roviny kolmé na osu rotace, stačí tedy měřit tři silové veličiny po příslušném uvolnění té části ústí, jež zachycuje reakci řezaného materiálu v průběhu řezu.

Část ústí (v délce 30 mm, měřené ve směru posuvu materiálu) nesoucí řeznou hranu (ocelovou vložku ústí) byla oddělena (pro oddělenou část ústí je v dalším textu používáno termínu „ústnice“) a ve svislé rovině kolmé na osu

rotace zajištěna třemi prutovými podpěrami. Prutové podpěry přenášejí síly (ve směru svých os), působící na ústnici přes tři dynamometry (konstruované jako nosníky o dvou podporách, na kterých jsou nalepeny elektrické odporové tenzometry). Dynamometry jsou připojeny k rámu stroje (obrázky 5, 6). Prutové podpěry přenášejí vertikální složky řezných sil (III a IV), které mají vůči ose nožového kola moment a horizontální složku (II) procházející středem nožového kola (nemá vůči ose nožového kola moment). To je velmi výhodné z hlediska snížení možných dynamických chyb (viz níže).



5. Vytažená ústnice s prutovými podpěrami a dynamometry (vymontováno z řezačky)



6. Zjednodušený systém měřicí ústnice

Síly působící ve směru posuvu řezaného materiálu jsou zachyceny v obou směrech klznými mazanými plochami. Tyto síly vyplývají z toho, že rovina řezu není totožná s rovinou, ve které jsou řezné síly měřeny (vzdálenost je asi 20 m) a též z klínového účinku nože při přehýbání materiálu přes ocelovou vložku ústí, ke kterému někdy dochází při velké mezeře mezi ostřím nože a řeznou hranou ústí. Tření po uvedených plochách, ke kterému dochází v důsledku vznikajících pružných deformací (pohyb těžiště ústnice je při měření nejvyšších hodnot sil

menší než 0,1 mm) je s ohledem na požadovanou přesnost zcela zanedbatelné (plyne to z jednoduchých úvah o možných velikostech tlaků působících na kluzné plochy a součinitele tření).

I když šířka ústnice je pouze 30 mm, zaručuje šikmá plocha ocelové vložky ústí, která materiál zvedne, že reakce materiálu vznikající při řezu není zachycována spodní stěnou pevné části ústí, navazující na dno podávacího žlabu. S ohledem na mechanické vlastnosti řezaného materiálu (malou tuhost) lze předpokládat, že vertikální složky řezných sil nejsou podstatným způsobem zachycovány podávacími válci. K vyvození určitého odporu by byla nutná možnost deformace materiálu, která je značně omezena, neboť stlačený materiál leží na měřicí ústnici. Objektivním důkazem tohoto tvrzení je zjištění, že deformace vrstvy materiálu šikmou plochou ocelové vložky ústí, která, i když dosahuje nižších hodnot než deformace nožem před řezem, přece je řádově srovnatelná, se neprojevila na žádném z oscilografických záznamů jako výchylna posouvající nulovou hladinu mezi řezy (viz fotografie záznamu v části II na obr. 6). Rovněž dynamické síly řezaného materiálu nemohou podstatně ovlivňovat výsledek měření, neboť kdyby tomu tak bylo, muselo by být na oscilografickém záznamu patrné odpovídající fázové zpoždění měřené síly vůči okamžiku průchodu ostří pravým dolním rohem ústnice (při pohledu proti směru pohybu materiálu).

Při úvahách o možných chybách zvoleného způsobu měření je třeba si uvědomit požadavky na přesnost. Při porovnání různých typů nožů, kde je požadavek na přesnost přísnější, chyby měřených sil se do značné míry kompenzují. Absolutní hodnoty výsledků jsou v dalších částech práce používány v energetických bilancích celého nožového kola. Žádáme-li, aby chyba v rozdělení složek příkonu nepřekročila 5 % (přísnější požadavek s ohledem na přirozený rozptyl výsledků nemá smysl), pak pro případ, že příkon na řezání činí $\frac{1}{3}$ celkového příkonu nožového kola, jsou dovolené chyby při měření sil 15 %. Jednoduchým výpočtem lze stanovit (posouzením absolutních hodnot měřených sil, které ve špičkách obsahují 200–300 kg, že vyjmenované chyby zdaleka nedosahují 15 %, tj. asi 40 kg. To platí pro vertikální složky síly. Horizontální složku řezného odporu mohou zachycovat kromě měřicího systému též podávací válce (jejich osy jsou vzdáleny od řezné hrany 130 mm) v případě měření nesprávně konstruovaných nožů, když úhel sevření značně přestoupí maximální dovolené hodnoty a materiál je před řezem odsouván stranou. Tento případ mohl nastat pouze u lomeného nože (3 na obr. 14). S ohledem na mechanické vlastnosti řezaného materiálu (malou tuhost) není však chyba rozhodující. Rovněž tlak horního a dolního podávacího válce na materiál není přenášen na měřicí systém, jak to dokazují nulové hodnoty měřených sil mezi jednotlivými řezy.

S ohledem na charakter měřených sil jsou zvlášť důležité dynamické vlastnosti měřicího systému. Z hlediska dynamiky představuje tuhá ústnice zavěšená do tří dynamometrů systém se třemi stupni volnosti (obr. 6). Z teorie volného kmitání plyne, že výsledné kmitání je dáno složením základních tvarů kmitání (závisejícím na počátečních podmínkách), jejichž počet odpovídá počtu stupňů volnosti. Tomuto počtu odpovídá též příslušný počet vlastních frekvencí systému (5). V našem případě může dojít ke kmitání ve svislém směru, ve vodorovném směru a k točivému kmitání ve svislé rovině.

O možnosti rozkmitání měřicího systému působením periodické budící síly, plynoucí z jednotlivých řezů materiálu noži rozmístěnými na nožovém kole, se přesvědčíme vyšetřením vlastních frekvencí. Měření byla konána s ústnicí ve dvo-

jím provedení. První část měření byla konána s provedením *A* a při druhé části měření bylo použito provedení *B*. Pro dále uvažovaný výpočet dynamických chyb je zanedbána hmota řezaného materiálu a dynamometrů, zvětšením tuhosti dynamometrů u obou podpor, snížení tuhosti otvorem ve středu dynamometrů, tlumení třením v měřicím systému a působením řezaného materiálu. Tyto vlivy jsou s ohledem na požadovanou přesnost zanedbatelné. Mimo to působí v různém smyslu, tedy se částečně kompenzují.

Pro pohybové rovnice volného kmitání hmoty ústnice (*m*) můžeme systém zjednodušit podle obr. 6, kde těžiště *T* je uvažováno v průsečíku svislé osy ústnice se silou v místě II (moment setrvačnosti ústnice k těžišti je *I_o*)

$$-F_{IV} - F_{III} = m \cdot \frac{d^2 y_T}{dt^2} \quad \dots \text{složková rovnice do osy } y$$

$$-F_{II} = m \cdot \frac{d^2 x_T}{dt^2} \quad \dots \text{složková rovnice do osy } x$$

$$(F_{IV} - F_{III}) \cdot \frac{1}{2} = I_o \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad \dots \text{momentová rovnice k těžišti } T$$

Úpravou a dosazením za síly *F_{II}*, *F_{III}*, *F_{IV}*

$$F_{II} = k \cdot x_T$$

$$F_{III} = k \cdot y_{III}$$

$$F_{IV} = k \cdot y_{IV}$$

$$\frac{y_{III} + y_{IV}}{2} = y_T$$

$$\frac{y_{III} - y_{IV}}{l} = \varphi,$$

kde *k* je tuhost použitých dynamometrů, dostáváme

$$\frac{d^2 y_T}{dt^2} + \frac{2k}{m} \cdot y_T = 0$$

$$\frac{d^2 x_T}{dt^2} + \frac{k}{m} \cdot x_T = 0$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{k \cdot l^2}{2I_o} \cdot \varphi = 0$$

Uvedené simultánní diferenciální rovnice druhého řádu představují rovnice harmonických pohybů, jejichž frekvence jsou

$$\begin{aligned} f_y &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k}{m}} \\ f_x &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \\ f_\varphi &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \cdot l^2}{2I_o}} \end{aligned} \quad (7)$$

Tuhost dynamometrů konstruovaných jako nosníky o dvou podporách zatížené uprostřed je

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot I}{a^3},$$

E = modul pružnosti materiálu,

I = moment setrvačnosti profilu tělesa dynamometru,

a = vzdálenost podpor.

Dosažením dostáváme $k = 1,9 \cdot 10^4$ kg/cm.

Výpočtem dostáváme vlastní frekvence (c/s) ($G_A = 6,9$ kg, $I_{oA} = 2,9$ kgcm², $G_B = 3,48$ kg, $I_{oB} = 1,23$ kgcm²) — tab. I.

Možnost rozkmitání ve vlastní frekvenci posudme pro příklad 550 ot/min. se 4 noži na nožovém kole. Frekvence budící síly je v tomto případě $f = 35,5$ c/s. Tedy pro vylehčenou ústnici je ve svislém směru vlastní frekvence 14,2krát vyšší než frekvence budící síly. Pro zjištění průběhu sil při řezání při maximálních otáčkách bylo použito pouze vylehčené provedení ústice (B). Pro hodnocení energie na řezání lze použít též výsledků získaných pro původní provedení ústnice (A), jak je dokázáno v dalším textu. Výsledky s provedením A lze užít též ke sledování průběhu sil při nižších otáčkách (kolem 300), kdy poměr vlastní a budící frekvence je 18,5. Chyby zjištěných sil ve vodorovném směru jsou vyšší než ve svislém směru, neboť vlastní frekvence měřicího systému v tomto směru je o 30 % nižší. Síla II (pro jednoduchost jsou v textu síly v místě II, III a IV označovány zkráceně II, III a IV) však prochází středem nožového kola, neuplatní se tedy při výpočtu hnacího momentu. Z toho důvodu a též proto, že dosahuje značně nižších absolutních hodnot, je požadavek na přesnost jejího měření méně přísný.

Z přibližného hodnocení vlastních frekvencí měřicího systému v poměru k frekvencím budících sil vyplývá, že v nejnepříznivějším případě amplitudová chyba alespoň osmé harmonické měřeného průběhu je v takových mezích, že ještě nepůsobí nepřijatelné chyby měřené veličiny.

Zcela rozhodující je určení práce potřebné na řezání materiálu. Tuto práci budeme v dalším posuzovat ze součtu složek kroutícího momentu, závisících na střední hodnotě síly III a IV a jejich vzdálenosti od středu nožového kola. Jednotlivé řezy po sobě následujících nožů na nožovém kole jsou od sebe oddělené. Střední hodnota síly III a IV během jedné otáčky nožového kola závisí na velikosti plochy mezi nulovou čarou a záznamem příslušné síly během jednoho řezu v závislosti na čase (dále „plocha diagr.“ vztažné např. na 1/2 otáčky (uvažujeme-li nožové kolo se dvěma noži), ovšem za předpokladu, že rotace nožového kola je rovnoměrná. S ohledem na značný moment setrvačnosti nožového kola je tato podmínka dostatečně přesně splněna (důkaz je uveden později). Zajímají nás tedy chyby „plochy diagr.“ působením dynamických sil v měřicím systému, které amplitudově a fázově zkreslují skutečný průběh měřené síly.

I.

Ústnice	f_y	f_x	f_φ
A původní provedení	370	260	370
B vylehčené provedení	520	370	570

Pro systém podle obr. 6 platí

$$F_{III sk} - F_{III zm} + F_{IV sk} - F_{IV zm} = m \cdot \frac{dv_y}{dt} \quad \dots \text{složková rovnice do osy } y$$

$$(F_{III sk} - F_{III zm} - F_{IV sk} + F_{IV zm}) \cdot \frac{1}{2} = I_o \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad \dots \text{moment. rovnice k těžišti } T,$$

kde: F_{sk} značí skutečnou vnější sílu,

F_{zm} sílu, která byla změřena.

$$\int_0^{t_o} F_{III sk} \cdot dt + \int_0^{t_o} F_{IV sk} \cdot dt = \int_0^{t_o} F_{III zm} \cdot dt + \int_0^{t_o} F_{IV zm} \cdot dt + m \int_0^{VOT} dv_{yT}$$

$$\int_0^{t_o} F_{III sk} \cdot dt - \int_0^{t_o} F_{IV sk} \cdot dt = \int_0^{t_o} F_{III zm} \cdot dt - \int_0^{t_o} F_{IV zm} \cdot dt + \frac{2I_o}{1} \int_0^{\omega_o} d\omega$$

Na začátku řezu v čase $t = 0$ je rychlost $v_{yT} = 0$ a úhlová rychlost $\omega = 0$. V okamžiku konce řezu (přesně označením na diagramu, který nastane v čase t_o , je rychlost $v_{yT} = v_{oT}$ a $\omega = \omega_o$.

Dosazením

$$\int_0^{t_o} F dt = S (\text{plocha řezu v intervalu } [0, t_o])$$

$$S_{III sk} + S_{IV sk} + S_{III zm} + S_{IV zm} + m \cdot v_{oT}$$

$$S_{III sk} - S_{IV sk} = S_{III zm} - S_{IV zm} + \frac{2I_o}{1} \omega_o$$

$$v_T = \frac{dy_T}{dt}, y_T = \frac{y_{III} + y_{IV}}{2}$$

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}, \varphi = \frac{y_{III} - y_{IV}}{l}$$

$$S_{III sk} + S_{IV sk} = S_{III zm} + S_{IV zm} + \frac{m}{2} \left(\frac{dy_{III}}{dt} + \frac{dy_{IV}}{dt} \right)$$

$$S_{III sk} - S_{IV sk} = S_{III zm} - S_{IV zm} + \frac{2I_o}{l^2} \left(\frac{dy_{III}}{dt} - \frac{dy_{IV}}{dt} \right)$$

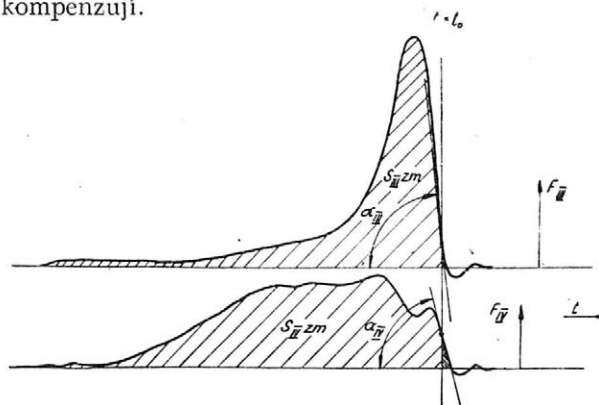
Z těchto dvou rovnic můžeme stanovit „plochy diagr.“ skutečné vnější síly ($S_{III sk}$ a $S_{IV sk}$) z „ploch diagr.“ zjištěných planimetrováním diagramů ($S_{III zm}$ a $S_{IV zm}$) dosáhneme-li za $y = F/k$

$$S_{III sk} = S_{III zm} + \frac{m}{4k} \left(\frac{dF_{III}}{dt} + \frac{dF_{IV}}{dt} \right) + \frac{I_o}{l^2 k} \left(\frac{dF_{III}}{dt} - \frac{dF_{IV}}{dt} \right) \quad (8)$$

$$S_{IV sk} = S_{IV zm} + \frac{m}{4k} \left(\frac{dF_{III}}{dt} + \frac{dF_{IV}}{dt} \right) - \frac{I_o}{l^2 k} \left(\frac{dF_{III}}{dt} - \frac{dF_{IV}}{dt} \right) \quad (9)$$

$\frac{dF_{III}}{dt}$ a $\frac{dF_{IV}}{dt}$ lze určit dostatečně přesně na diagramu (obr. 7) ze sklonu tečen (α_{III} a α_{IV}). Moment setrvačnosti ústnice I_o byl zjištěn z doby kyvu. Rozborem výsledků získaných měření v nejnepříznivějších případech bylo zjištěno, že chyba v příkonu činí při použití původního provedení ústnice (A) 3,1 % a při použití vylehčeného provedení (B) 1,6 %. Tyto chyby není třeba respektovat, neboť leží v mezích přirozeného rozptylu měřených veličin a v porovnávaných případech mají stejný smysl, tedy se částečně kompenzují.

7. Průběh složky III a IV ohraňující plochy S_{IIIzm} a S_{IVzm} , jejichž korekci lze provést ze sklonu tečen (α_{III} a α_{IV}) grafického záznamu v okamžiku konce řezu (v čase t_o podle rovnic (8) a (9))



V principu můžeme provést též opravu celého průběhu měřených sil vyloučením dynamických chyb pro jednotlivé body měření získaného diagramu, neboť graf měřené síly je v určitém měřítku grafem dráhy bodu ústnice. Sestrojením derivační čáry tohoto grafu dostáváme průběh rychlostí a další grafickou derivací dostaneme průběh zrychlení (a_{II} , a_{III} , a_{IV}), na základě kterých můžeme stanovit dynamické síly působící na ústnici a opravený průběh sil II, III a IV. Na tuto možnost poukázal prof. Šrejtr a A. Weigand (1959).

Pro těleso ústnice (podle obr. 6) platí

$$F_{IIsk} - F_{IIzm} = m \cdot \frac{d^2 x_T}{dt^2} \quad \dots \text{ složková rovnice do osy } x$$

$$F_{IIIsk} - F_{IIIzm} + F_{IVsk} - F_{IVzm} = m \cdot \frac{d^2 y_T}{dt^2} \quad \dots \text{ složková rovnice do osy } y$$

$$(F_{IIIsk} - F_{IIIzm} - F_{IVsk} + F_{IVzm}) \cdot \frac{1}{2} = I_o \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad \dots \text{ moment. rovnice k těžišti}$$

Dosazením výše uvedených výrazů dostáváme

$$F_{IIsk} = F_{IIzm} + m \cdot a_{II}$$

$$F_{IIIsk} = F_{IIIzm} + \frac{m}{4} \cdot (a_{III} + a_{IV}) + \frac{I_o}{l^2} \cdot (a_{III} - a_{IV}) \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad (10)$$

$$F_{IVsk} = F_{IVzm} + \frac{m}{4} \cdot (a_{III} + a_{IV}) - \frac{I_o}{l^2} (a_{III} - a_{IV})$$

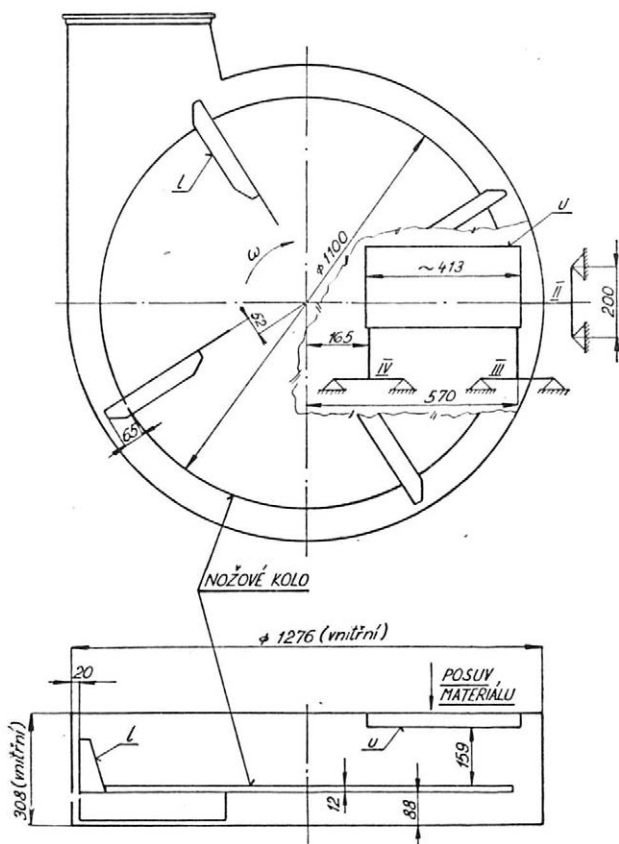
Praktické použití uvedených rovnic je znesnadněno poměrně malou přesností, s jakou lze graficky získat druhou derivaci.

Byly měřeny tyto veličiny: síly působící na ústí řezačky, celkový krouticí moment k pohonu nožového kola, krouticí moment k pohonu podávacího ústrojí, výška vrstvy řezaného materiálu, napětí patky ložiska nožového kola, poloha nože vůči ústí řezačky, otáčky nožového kola, průchodnost řezaného materiálu a seřízení a naostření nožů.

Měřeno bylo na upraveném prototypu řezačky ŘVM-42 (obr. 8), který se v některých detailech lišil od sériově vyráběné řezačky s typovým označením ŘVM-42.

Řezačka ŘVM-42 je výfuková. Při měření byl však ventilátor odmontován (vstupní hrdlo ventilátoru do výfukového potrubí bylo zaslepeno).

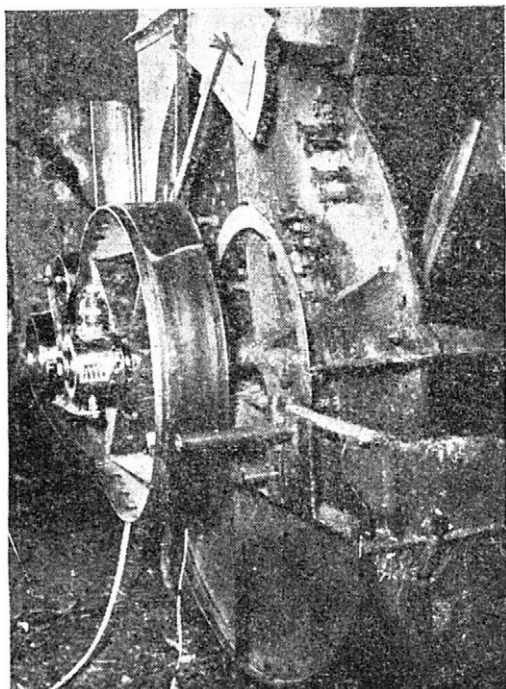
Podávací ústrojí se skládá z řetězového vkladacího transportéru, prstového vkladáče, horního rýhovaného válce a dolního hladkého válce. Horní podávací válec je ve vertikálním směru posuvný. V jeho nejnižší poloze činí vrstva řezaného materiálu nejvýše 25 mm, v nejvyšší 120 mm (rozmezí 25–120 mm je zajištěno dorazy). Tlak na horní podávací válec se seřizuje pružinami. Při měření byl v nejnižší poloze střední tlak pružiny (včetně váhy posouvajících se částí a působení řetězu) na podávací válec 25 kg, v nejvyšší 50 kg (měřeno v klidu).



8. Buben řezačky a nožové kolo s ústnicí u , dynamometry II, III, IV a s odhazovacími lopatkami l

Při všech měřeních byly na nožovém kole umístěny 4 odhazovací lopaty (obr. 8).

Jak je uvedeno v předcházející části, byla měřena rovinná soustava sil působících při řezání v rovině kolmé na osu rotace nožového kola. Dynamometry s odporovými tenzometry tvoří tuhý měřicí systém (tuhost $k = 1,9 \cdot 10^4$ kg/cm), schopný dostatečně přesně sledovat měřené síly (obr. 9). Způsob zapojení tenzometrů je rovněž uveden na obr. 9. Po připojení dynamometrů k zesilovačům bylo možno změnou měřicího rozsahu zesilovače měřit síly do 70, 140, 350, 700 kg při rozsahu $\Delta R/R = 1, 2, 5, 10 \cdot 10^{-3}$. Dynamometry byly před měřením i po měření ocechovány. Příklad cejchovních křivek jednoho z dynamometrů (při rozsahu zesilovače $\Delta R/R = 2$ a $5 \cdot 10^{-3}$) je na obr. 10. Ostatní cejchovní křivky mají zcela podobný charakter.



11. Nožové kolo s mezikružím z měděného plechu, na který byly lepeny značkovací magnety, řemenicí a snímacím kroužkovým agregátem

Krouticí moment pro pohon celého podávacího ústrojí, který je rovněž přenášen přes řemenicí měřící celkový krouticí moment řezačky, byl měřen speciálním torzním hřídelovým dynamometrem, zkonstruovaným ve VÚZS na principu elektrických odporových tenzometrů (s měřicím rozsahem 4, 8, 20, 40 kgm). Torzní dynamometr (18) byl nasazen na hřídeli nožového kola, na jehož opačném konci je popsána řemenice. Tedy krouticí moment k pohonu nožového kola je roven rozdílu z celkového krouticího momentu řezačky (obr. 11) a momentu k pohonu podávacího ústrojí.

Další měřenou veličinou je výška vrstvy řezaného materiálu, která je určována zdvihem horního podávacího válce. I když tato veličina není absolutní hodnotou, která by jednoznačně vyjadřovala ukládané množství (např. v kg/s), neboť válec je stlačován pružinou, jejíž tlak s rostoucí výškou vrstvy stoupá (a při výšce vrstvy 120 mm dosednou ložiska válce na doraz) a je částečně ovlivňována též tahem v řetězu podávacího válce a třením ve vedení, přece jasně ukazuje rovnoměrnost ukládaného

množství během jedné zkoušky, a střední hodnota výšky vrstvy je v určitém vztahu k průchodnosti. Zdvihem horního podávacího válce je ohýbána ocelová planžeta (vetknutý nosník, jehož volný konec byl táhlem spojen s ložiskem posuvného válce). V blízkosti vetknutí planžety byly nalepeny odporové tenzometry. Planžeta byla v zamontovaném stavu oceňována na zdvih podávacího válce.

Výše popsané snímače, jimiž byla měřena:

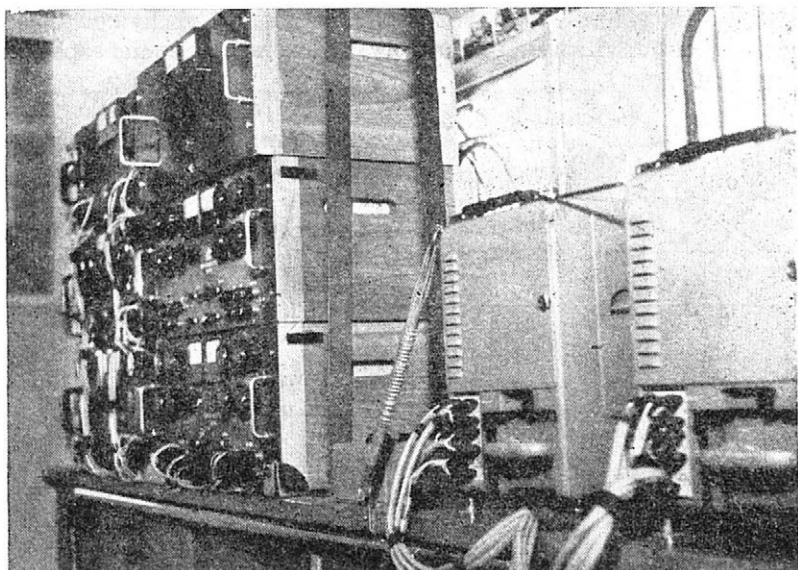
- I. výška vrstvy řezaného materiálu,
- II. horizontální složka síly působící na ústnici (procházející středem nožového kola),
- III. vertikální složka síly působící na ústnici (ve vzdálenosti 570 mm od středu nožového kola),
- IV. vertikální složka síly působící na ústnici (ve vzdálenosti 165 mm od středu nožového kola),
- V. celkový moment k pohonu řezačky, přenášený přes řemenicí na nožové kolo,

VI. krouticí moment k pohonu podávacího ústrojí,

byly připojeny ke třem dvoukanálovým statickodynamickým tenzometrickým zesilovačům firmy OPK Rumburk, jejichž nosný kmitočet je 5000 Hz (umožňuje sledovat děje do 500 Hz bez znatelného amplitudového nebo fázového zkreslení). Elektrická citlivost zesilovačů byla denně cejchována.

Na výstup zesilovačů byly připojeny dva pětismýčkové oscilografy Oscilloport firmy Siemens - Halske, jež sloužily jako registrační zařízení pro 10 měřených

veličin. Oba oscilografy jsou mechanicky i elektricky spojeny, jejich časové základny (100 a 1000 Hz) jsou synchronizovány, takže je možno sledovat časovou souvislost všech současně měřených veličin, i když jsou rozmístěny na dvou oddělených registračních záznamech. Při delších měřeních (pro střední hodnoty kroutících momentů) bylo používáno posuvu 10 cm/s a při krátkodobých 1,1, 3,3 nebo 10 m/s podle zkoušených otáček a síle, který měření sledovalo. Měření bylo konáno se smyčkami 2,5 T (kromě časové základny, kde byly smyčky 5 T), jejichž vlastní frekvence je vyšší než 2500 Hz. S ohledem na poměrný útlum systému (0,7) je možno podle údaje výrobce měřit děje s frekvencí do 800–900 cyklů/s bez větších amplitudových a fázových chyb.



12. Tenzometrické zesilovače a smyčkové oscilografy umístěné uvnitř měřicího vozu

Elektrický měřicí systém tedy dobře splňuje a dokonce převyšuje požadavky plynoucí z charakteru měřeného děje.

Zesilovače, oscilografy i další pomocné přístroje umístěné ve voze T-805 (obr. 12), který při měření stál vedle řezačky, byly kabely dovolené délky spojeny s měřenými místy (33, 37, 38). Zdrojem napětí je benzínový agregát (220 V) a akumulátorová baterie (24 V).

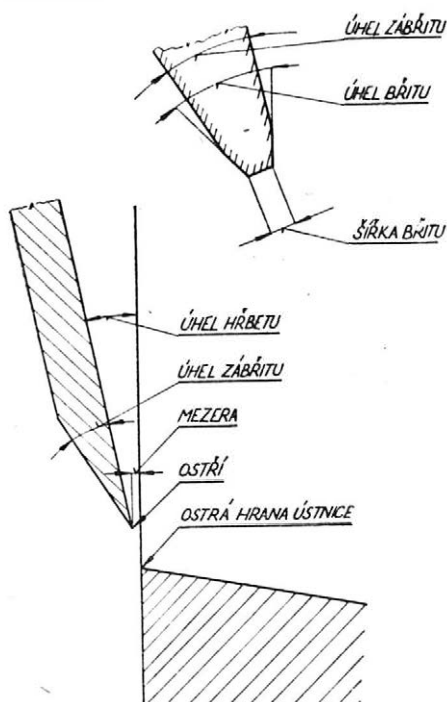
Kromě uvedených měřených míst I–IV a časových základen na obou registračních papírech (buď z oscilátoru 100 a 1000 Hz při velkých posuvech papíru nebo 10 Hz ze zvláštního oscilátoru) jsou zbývající dvě smyčky obsazeny značkovačem otáček nožového kola (nebo hnacího hřídele řetězového transportéru a značkovačem polohy nožů). Použité značkovače jsou vesměs indukčního typu. Poloha nožů při zjištěném průběhu silových veličin je dána značkami, které přesně určují průchod řezné hrany nože levým a pravým dolním rohem ústnice (při pohledu proti směru posuvu řezaného materiálu). Druhá značka (pravého rohu) vyznačuje konec řezu materiálu. Značkovač polohy spočívá ve stojící malé cívice připevněné uvnitř bubnu (připojené ke smyčce oscilografu). Na nožovém kole na zvláštním kruhu byly umístěny trvalé magnety malých rozměrů tak, že procházely

kolem cívky vždy v okamžiku, kdy řezné hrany nožů míjely levý nebo pravý dolní roh ústnice. Polaritou magnetu je určen směr indukovaného proudu v cívice a tím i výchylky na záznamu. Vhodným uspořádáním magnetů a tedy i výchylky bylo možno přiřadit zjištěný průběh síly k odpovídajícímu noži (obr. 11).

Popsané zařízení umožňovalo namontovat na nožové kolo současně nože různých typů a porovnávat jejich silové působení a energetickou náročnost z řezů po sobě následujících, což značně zvyšuje přesnost porovnání.

Bylo sledováno nastavení a seřízení zkoušených nožů. U nožů byl měřen též úhel hřbetu, tj. úhel, který svírá rovina kolmá vůči ose nožového kola s rovinou nože ve třech místech a úhel zábřitu (obr. 13). Rovněž mezera mezi ostrím nože a ústnicí byla měřena ve třech místech (u obou rohů a uprostřed ústnice). Nože byly seřizovány na velikost mezery 2 mm s maximální odchylkou 0,2–0,3 mm (pokud nebyl zkoušen vliv velikosti mezery). Mezera byla měřena posuvným měřítkem (hloubkoměrem).

DETAIL BŘITU



13. Postavení nože řezačky vůči ústnici a detail břitu nože (řez kolmý na ostrí)

Naostření nožů bylo kontrolováno obvyklým subjektivním způsobem (zrakem a dotykem). Ostření konal vždy též pracovník z výrobního podniku se snahou dodržet u všech nožů stejné naostření (pokud nebyl zkoušen vliv jiného naostření). Byl učiněn pokus kontrolovat šířku břitu měřicí lupou. Tou bylo pouze zjištěno, že šířka břitu dodržovaná při měření je bezpečně nižší než 0,1 mm. Z vrypu do hliníkového plechu byla na Zeissově měřicím mikroskopu zjištěna inž. Beyerem šířka břitu pro několik případů v rozmezí 0,02–0,04 mm a úhel břitu.

Můžeme předpokládat, že měření s noži různého typu uvedeným způsobem naostřenými jsou porovnatelná, když považujeme za správné údaje literatury, podle kterých nemá na řezný odpor vliv snižování šířky břitu přibližně pod 0,1 mm. Při výzkumu vlivu naostření, kdy bylo použito též otupených nožů, byla šířka břitu kontrolována měřicí lupou.

Další základní sledovanou veličinou je průchodnost. Zvolená průchodnost byla přibližně dodržována na základě známé rychlosti řetězového transportéru řezačky a dalšího pomocného transportéru, na

které byl na odpovídající délku pečlivě narovnan napřed zvážený materiál. Takto určená hodnota byla považována za skutečnou u krátkodobých (několik desetin vteřiny trvajících) zkoušek. Zde ovšem zcela přesné určení průchodnosti není rozhodující, neboť ve většině případů šlo o porovnání různých typů nožů současně namontovaných na nožovém kole.

Při měření sledujícím střední hodnotu krouťícího momentu za delší dobu byla skutečně dosažená průchodnost kontrolována z pořezaného množství řezanky, za-

chyceného do řídkého pytle za dobu zkoušky, měřenou stopkami. V další části měření nebyl materiál chytán, ale bylo pořezáno vždy celé množství nakládané na transportéry, přičemž počátek a konec řezání na diagramu přesně označovala planžeta sledující výšku řezané vrstvy. Čas mezi počátkem a koncem zkoušky byl odčítán na diagramu.

Podmínky měření:

Měření byla konána s materiály uvedenými v tab. II.

II.

Řezaný materiál	Růstová fáze (stáří)	Střední vlhkost %
Vojtěška (zelená)	před začátkem květu	70,8
Směska (kukuřice, bob, hrách, lebeda)	mladý porost	75,2
Kukuřice silážní	mléčnovosková zralost	80,0
Ječná sláma	1 rok stará	11,6
Ječná sláma	čerstvá	12,1
Vojtěškové seno	—	11,3

Průchodnost řezaného materiálu byla při měření volena podle tab. III.

III.

Řezaný materiál	Průchodnost při měření							
	minimální		střední		maximální		přetížení	
	q/h	kg/s	q/h	kg/s	q/h	kg/s	q/h	kg/s
Ječná sláma	30	0,83	60	1,67	90	2,50	120 150	3,34 4,17
Vojtěškové seno	—	—	60	1,67	—	—	—	—
Vojtěška (zelená)	100	2,78	200	5,55	300	8,35	—	—
Směska	—	—	200	5,55	—	—	—	—
Kukuřice (silážní)	—	—	300	8,35	450	12,5	550 650	15,3 18,0

Srovnáme tyto hodnoty průchodnosti s údaji Agrostroje Pelhřimov pro stacionární řezačku RVM-42 a sklízecí řezačku SRZ-138 a s možnou průchodností sklízecí řezačky, jež vyplýne z odhadnutého výnosu plodiny, pojízdné rychlosti stroje a záběru. Výnosy uvažujeme o něco vyšší než průměrné, čímž respektujeme

možné nerovnoměrnosti ve výnosech, které nesmějí ohrozit plynulou práci stroje. Pojízdnou rychlost pro sklizeň zeleného materiálu uvažujeme 1 m/s (3,6 km/h) a záběr 1,38 m (podle SRZ-138), pro sklizeň obilí za řádkovačem nebo slámy za žací mlátičkou uvažujeme rychlost 1,4 m/s (5 km/h) a záběr 3,2 m (tab. IV).

IV.

Řezaný materiál	Výnos v ha		Průchodnost (kg/s) odpovídající výnosu		Průchodnost udávaná závodem (maximální)			
					ŘVM – 42		SRZ – 138 (SRUZ – 42)	
	střed.	max.	střed.	max.	q/h	kg/s	q/h	kg/s
Ječná sláma	35	50	1,58	2,25	40	1,11	80 suchá píse	2,23
Vojtěška (zelená)	250	400	3,45	5,52	120	3,34	250	6,95
Kukuřice	400	800	5,52	11,05				

V.

Nůž	Úhel (obr. 13)		
	břitu	zábřitu	hřbetu
Přímý (1 v obr. 14)	54° 30'	30° 20'	8° 30'
Křivkový (2 v obr. 14)	33° 45'	17° 50'	5° 30'
Lomený 2. alternativa (4 v obr. 14)	47°	29° 30'	3° 45'

Porovnáním tab. III a tab. IV plyne, že průchodnosti vyskytující se v praxi u sklízecích a stacionárních řezaček jsou zahrnuty v podmínkách zavedených při měření. Vyšší zkoušené průchodnosti odpovídají špičkám, jež vzniknou při ručním nerovnoměrném vkládání. K analogické reprodukci takovýchto extrémních poměrů byl vkládán též materiál v kopcích tak, že průměrná průchodnost odpovídala střední průchodnosti uvedené v tab. III.

Skutečné tvary nožů použitých při měření jsou v měřítku znázorněny na obr. 14. Střední hodnoty úhlů nožů jsou uvedeny v tab. V.

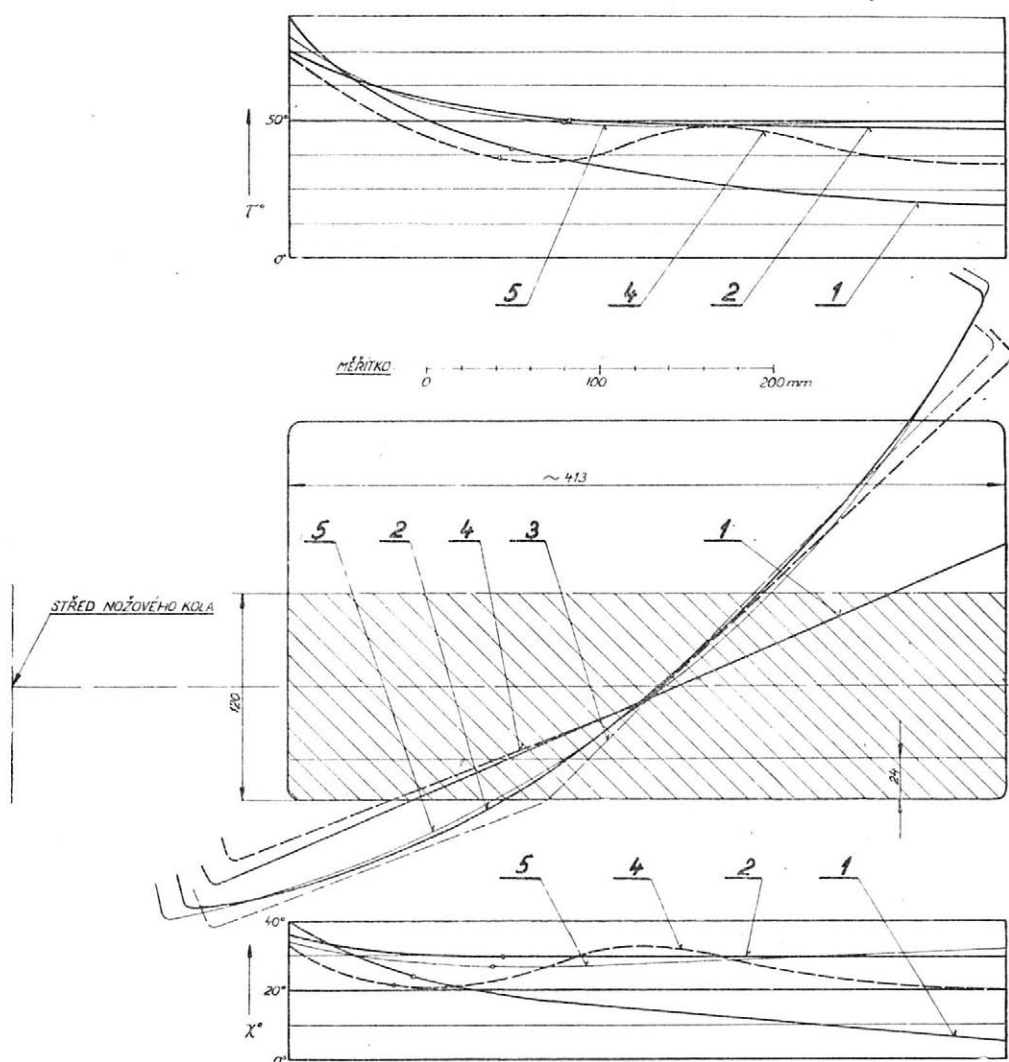
Při měření sledujícím vliv naostření přímých nožů byly na nožovém kole současně namontovány nože se šířkou břitu (obr. 13) 0,1 mm (ostrý nůž), 0,3 mm, 0,6 mm a 0,9 mm. Po změření šířky byly vzniklé hrany mírně zaobleny, aby otupení dostalo přirozený charakter.

Pro měření sledující vliv mezery (obr. 13) přímých nožů byly na nožovém kole současně namontovány nože s mezerou 0,5, 2, 4, 6 mm vůči ústnici.

Pro všechna měření byla na výfuk řezačky namontována kolena, vychylující směr výfuku od svislého směru o 67,5° v rovině bubnu a koncovka ŘVM-42. Při červencových měřeních se slámou tvořila namontovaná kolena odchylku 112,5°

a místo koncovky bylo použito trubky (1 m). To však nesnižuje porovnatelnost měření, jak bylo také ověřeno jednoduchým měřením příkonu naprázdno.

Vliv otáček na zkoumané děje byl rovněž sledován. Byla konána měření při normálním uspořádání řezačky, při kterém má nožové kolo přibližně 550 ot/min, a výměnou řemenice hnacího elektromotoru bylo dosaženo přibližně 300 ot/min. Pro orientaci byly konány zkoušky při nižších otáčkách. Posuv napřed připraveného materiálu byl zapnut při dobíhání řezačky (při vypnutém motoru). Tak bylo dosahováno přibližně 100–200 ot/min.



14. Nože porovnávané při měření řezných sil: 1. přímý, 2. křivkový, 3. lomený první alternativy, 4. lomený druhé alternativy, 5. excentrická kružnice (nahrazující původní zkoušený tvar ostří křivkového nože) a průběh úhlů skluzu τ a sevření χ nožů, 1, 2, 4, 5 (úhly skluzu pro různé polohy nožů jsou uvažovány vždy v průsečíku nože s přímkou rovnoběžnou s řeznou hranou ústnice v 1/5 výšky vrstvy 120 mm

Souhrn

Z teoretického rozboru vyplývá, že celkový příkon nožového kola lze rozdělit na několik složek. Nejdůležitějšími složkami jsou příkony na řezání, na překonání tření řezanky vůči bubnu, na urychlení materiálu a na ventilační účinek a tření v ložiskách.

Příkon na řezání materiálu, kterým se zabývá převážně tato práce, závisí především na naostření charakterizovaném šířkou a úhlem břitu (obr. 1 a 13), úhlu skluzu τ a úhlu sevření κ (obr. 2). Hodnoty úhlu τ a κ v průběhu řezu jsou ovlivňovány tvarem ostří. Ve snaze zjednodušit výrobu nožů je místo křivkových nožů, teoreticky nejvýhodnějších, používáno nožů různých tvarů. V dalších částech práce je porovnáván dosavadní ve výrobě používaný přímý nůž s nožem křivkovým (přibližně křivka $\kappa = \text{konst.}$).

Silové poměry nožového kola byly experimentálně sledovány z krouticího momentu potřebného k pohonu celého nožového kola a ze sil působících při řezání materiálu. Byl zjišťován průmět soustavy vyskytujících se sil do roviny kolmé na osu rotace. K tomu účelu byla oddělená část ústí řezačky, jež zachycuje řezné síly působící na stojící protiostrí, připojena k rámu řezačky přes 3 dynamometry (obr. 8), konstruované na principu elektrických odporových tenzometrů. Přesnost výsledků měření není nedovoleným způsobem snižována dynamickými silami, jež plynou z velké rychlosti sledovaných dějů.

Kromě celkového krouticího momentu nožového kola a tří složek řezných sil byla smyčkovým oscilografem registrována též výška řezané vrstvy materiálu, krouticí moment podávacího ústrojí řezačky, namáhání, patak ložiska nožového kola, časové značky, otáčky nožového kola a značky polohy nožů.

Měření byla konána na upravené stacionární řezačce ŘVM-42, jejíž nožové kolo umožňovalo pro porovnávací měření namontovat střídavě nože různých typů (obr. 14) a zkoumat průběhy řezných sil a energetickou náročnost z řezů následujících po sobě, tedy za stejných podmínek.

Pojednání ukazuje na konkrétním příkladě použití nejmodernější měřicí techniky a s tím související teoretické úvahy k řešení nejzávažnějších problémů mechanizace zemědělství v ČSSR. Výsledky měření a z nich plynoucí úvahy budou obsaženy v části II, která bude uveřejněna v čísle 5. Zemědělské techniky.

Došlo dne 12. 7. 1961

Literatura

1. Šrejtr J.: Technická mechanika I, SNTL, Praha 1954. — 2. Šrejtr J.: Technická mechanika III, SNTL, Praha 1959. — 3. Thomson W. T.: Mechanical Vibrations, USA 1953. — 4. Weigand A.: Einführung in die Berechnung mechanischer Schwingungen, Band I, VT, Berlin 1959. — 5. Gorjačkin V. P.: Sobranije sočiněnij, svaz. V, Moskva 1940. — 6. Gorbunov M. P.: Metod rasčeta diskovoj solomorézki i režuščevo apparata kosilki na osnově rabot V. P. Gorjačkina, Sbornik trudov po zeměděleskoj mechanike, 1952. — 7. Königer R.: Versuch einer Theorie des Scherenschnittes von Halmen. Grundlagen der Landtechnik, Heft 5: 96-97, 1953. — 8. Schulze K. H.: Über den Schneidvorgang an Grashalmen. Grundlagen der Landtechnik, Heft 5: 98-116, 1953. — 9. Richter D. W.: Friction Coefficients of Some Agricultural Materials. Agricultural Engineering, June: 411-413, 1954. —

10. Beiner R.: Principles of Farm Machinery. 346-369, New York 1955. — 11. Blažek J.: Teorie a výpočet řezného ústrojí kolové řezačky. Sborník ČSAZV - Mechanizace a elektrifikace zemědělství, č. 5:303-332, 1955. — 12. Blevins F. Z., Hansen H. J.: Analysis of Forage Harvester Desing. Agricultural Engineering, January: 21-26, 1956. — 13. Sablikov U. V.: Soprotivlěniije rězaniiju v solomo-silosorězkach. Solchozmašina, č. 3:1-3, 1957. — 14. Chancellor W. J.: Energy Requirements for Cutting Forage. Agricultural Engineering, October: 633-639, 1958. — 15. Procházka J.: Energetické měření sklízecí řezačky SRUZ - 42. Zpráva VÚZS, 1959. — 16. Procházka J.: Energetické a pevnostní měření sklízecí řezačky SRZ-100 a srovnávací energetické měření sklízecích řezaček SRZ-100, MF-760 a sběracího nakladače SNpZ-100. Zpráva VÚZS, 1959. — 17. Beyer H.: Metodika zkoušení řezaček. Zpráva VŠZ Brno, 1959. — 18. Procházka J.: Přístroje pro měření krouticích momentů na zemědělských strojích. Sborník prací VÚZS Praha. 53-78, 1960. — 19. Souček Z.: Aplikace odporových tensometrů k měření napětí, sil a krouticích momentů při výzkumu zemědělských strojů ve VÚZS. Sborník prací VÚZS Praha. 7-38, 1960. — 20. Závody J. Švermy n. p. Brno: Zetor 50 Super. Technická zpráva. — 21. Agrostroj Pelhřimov: RVM-42. Pracovní návod a různá výkresová dokumentace. — 22. Segler G.: Der Feldhäcksler - Aussichten und Erfahrungen. Landtechnik č. 3:66-74, 1959. — 23. Koubek S.: Ekonomika samohodného podvozku PKUS-40 se souborem nářadí. Zpráva VÚZS, 1959. — 24. Červinka V.: Výzkum metody předběžného určení hlavních ekonomických parametrů mechanizačních prostředků na základě předepsaných nákladů zemědělské výroby. Zpráva VÚZS, 1959.

Соотношение усилий и энергетический баланс дисковой силосорезки

Из теоретического анализа вытекает, что общую мощность, потребляемую ножевым диском, можно разделить на несколько составных частей. Наиболее важными составными частями являются мощности, потребляемые при резке, при преодолении трения сечки по отношению к барабану, при ускорении материала и при вентилировании и трении в подшипниках.

Мощность, потребляемая при резке материала, которую преимущественно рассматривает данная работа, зависит прежде всего от заточки, характеризуемой шириной и углом лезвия (рис. 1 и 13), углом скольжения τ и углом сжатия κ (рис. 2). Величины углов τ и κ во время резки зависят от формы острия. В интересах упрощения производства ножей вместо криволинейных ножей, теоретически наиболее выгодных, применяются ножи разных форм. В дальнейших частях работы сравнивается применяемый до сих пор в производстве прямой нож с ножом криволинейным (приблизительно кривая $\kappa = \text{const.}$).

Соотношение усилий ножевого диска в экспериментальном порядке изучалось из крутящего момента, необходимого для приведения в движение всего ножевого диска, и из усилий, действующих при резке материала. Была установлена проекция системы действующих усилий на площадь перпендикулярно к оси вращения. Для этой цели была отделенная часть устья силосорезки, которая воспринимает режущие усилия, воздействующие на неподвижную противорежущую кромку, присоединена к раме силосорезки при помощи трех динамометров (рис. 8), работающих на принципе датчиков сопротивления. Точ-

ность результатов измерения недозволённым способом не снижена динамическими усилиями, вытекающими из большой скорости наблюдаемых действий.

Помимо общего крутящего момента ножевого диска и трех составных усилий резки шлейфовым осциллографом была также зарегистрирована высота измельченного слоя материала, крутящий момент подаваемого устройства силосорезки, напряжение оснований подшипников ножевого диска, отметки времени, обороты ножевого диска и отметки положения ножей.

Измерение проводилось на приспособленной стационарной силосорезке RVM-42, ножевой диск которой для сравнительных испытаний дал возможность, чередуя, прикрепить ножи разных типов (рис. 14) и изучить ход усилий резки и энергетическую требовательность друг за другом следующих резок, следовательно, при одинаковых условиях.

Работа на конкретном примере показывает применение самой передовой техники измерения, а тем самым и связанные с ним теоретические взгляды на решение наиболее важных проблем механизации сельского хозяйства в ЧССР. Результаты измерения, и из них вытекающие рассуждения, будут помещены во второй части, которая будет опубликована в № 5, «Сельскохозяйственной техники» (Zemědělská technika).

Kräfte- und Elektroenergie-Verhältnisse beim Messerradhäcksler

Aus einer theoretischen Analyse geht hervor, daß der gesamte Leistungsbedarf des Messerrades auf einige Komponenten aufgegliedert werden kann. Die wichtigsten Komponenten sind die zum Häckseln, zur Überwindung der Reibung des Häcksels gegen die Trommel, zur Beschleunigung des Materials, zur Förderleistung des Bläasers und zur Überwindung der Reibung in den Lagern erforderlichen Kraftbedarfe.

Der Kraftbedarf für das Häckseln des Gutes, mit dem sich die vorliegende Arbeit vorwiegend befaßt, hängt vor allem von der Schärfung ab, die durch die Breite und den Winkel der Schneidekante (Abb. 1 und 13), durch den Rutschwinkel τ und den Einklemmwinkel χ (Abb. 2) charakterisiert wird. In dem Bestreben, die Messerproduktion zu vereinfachen, werden anstatt der bogenförmigen Messer die theoretisch am vorteilhaftesten sind, Messer verschiedener Formen verwendet. In weiteren Teilen der Arbeit wird das bisher in der Produktion angewandte gerade Messer mit dem bogenförmigen Messer (die Kurve χ ist annähernd konst.) verglichen.

Die Kräfteverhältnisse des Messerrades wurden experimentell vom Gesichtspunkt des zum Antrieb des gesamten Messerrades erforderlichen Drehmomentes und vom Gesichtspunkt der beim Häckseln des Gutes einwirkenden Kräfte untersucht. Es wurde die Projektion des Systems der auftretenden Kräfte auf eine zur Rotationsachse senkrechte Ebene ermittelt. Zu diesem Zweck wurde ein Teil des Mundstücks des Häckslers, der die auf die stehende Gegenschneide einwirkenden Schneidekräfte auffängt, abgenommen und auf den Rahmen des Häckslers über drei Dynamometer (Abb. 8), die nach dem Prinzip der elektrischen Dehnungsmeßstreifen konstruiert wurden, aufgesetzt. Die Genauigkeit der Meßergebnisse wird durch die dynamischen Kräfte, die sich aus der großen Geschwindigkeit der untersuchten Vorgänge ergeben, nicht unzulässig verringert.

Neben dem gesamten Drehmoment des Messerrades und den drei Komponenten der Schneidekräfte wurden mittels des Schleifenzillographen auch die Höhe der gehäckselten Schicht des Materials, der Drehmoment des Zubringereinrichtung des Häckslers, die Beanspruchung der Lagerfüsse des Messerrades, die Zeitzeichen, die Drehungen des Messerrades und die Zeichen der Messerlage registriert.

Die Messungen wurden auf der hergerichteten ortsfesten Häckselmaschine RVM-42 durchgeführt, deren Messerrad es ermöglichte, zur Vergleichsmessung abwechselnd Messer verschiedener Typen (Abb. 14) aufzubauen und den Ablauf der Schneidekräfte und die Ansprüche an die Elektroenergie bei aufeinanderfolgenden Schnitten, also in gleichen Bedingungen, zu prüfen.

Die Abhandlung zeigt an einem konkreten Beispiel die Anwendung der modernsten Meßtechnik und enthält die damit in Zusammenhang stehenden theoretischen Erwägungen in bezug auf die Lösung der wichtigsten Probleme der Mechanisierung der Landwirtschaft in der ČSSR. Die Meßergebnisse und die sich daraus ergebenden Erwägungen werden in Teil II, „Zemědělská technika“ No. 5, veröffentlicht werden.

Les conditions énergétiques et celles de forces de la hache-paille à roues

Il ressort de l'examen théorique que l'ensemble des forces actionnant le volant à couteaux peut être divisé en plusieurs constituants. Comme les plus importants de ces constituants doivent être considérés les suivants: la force nécessaire à la coupe, celle pour vaincre le frottement du produit haché contre le cylindre, pour donner plus de vitesse au matériel haché et la force consommée par l'action de ventilation et par le frottement aux roulements.

La force nécessaire à couper le produit, dont s'occupe pour la plus grande partie le présent ouvrage, dépend en premier lieu de l'affûtage, caractérisé par sa largeur et l'angle de coupe (voir la figure 1 et 13), ensuite par l'angle de planement τ et l'angle de serrement α (cf. la figure 2). Les valeurs des angles τ et α sont influencées au cours de la coupe par la forme du tranchant. Dans l'effort de simplifier la production de couteaux, on utilise, au lieu des couteaux incurvés, les plus convenables au point de vue théorique, les couteaux de différentes formes. Dans les parties suivantes du travail, l'auteur compare le couteau actuel droit, utilisé dans l'exploitation, avec le couteau incurvé (incurvation approxim. $\alpha = \text{constante}$).

Les conditions de forces de la roue à couteaux ont été suivies expérimentalement à partir du moment de torsion, nécessaire à l'actionnement de la roue à couteaux et à partir des forces exerçant leur action à la coupe du produit. On vérifiait la projection du système des forces en jeu dans le plan perpendiculaire à l'axe de la rotation. Dans ce but on a ajouté au châssis de la hache-paille, moyennant trois dynamomètres (cf. la figure 8), construits suivant le principe des tensimètres de résistance, la partie séparée de l'embouchure de la hache-paille qui retient les forces de coupe, exerçant leur action sur le contre-tranchant immobile. La précision des résultats provenant des mesurages n'est pas illicitement abaissée par les forces dynamiques qui découlent de la grande vitesse des faits suivis.

En dehors de l'ensemble du moment de torsion de la roue à couteaux et des trois éléments des forces de coupe, on a suivi également, à l'aide d'un oscillographe

à noueds, la hauteur de la couche du produit coupö, le moment de torsion du dispositif de la hache-paille qui fait avancer le produit à couper, la tension du pied de roulement de la roue à couteaux, les marques de temps, les tours de la roue à couteaux et les marques de la position des couteaux.

Les mensurations ont été effectuées sur une hache-paille stationnaire ŘVM-42, aménagée, dont la roue à couteaux permettait, en vue des mesurages comparatifs, de monter alternativement les couteaux de différents types (cf. la figure 14) et d'examiner le cours des forces de coupe et le besoin énergétique des coupes suivant l'une après l'autre, c'est-à-dire effectuées dans des conditions analogues.

Le traité montre, sur un exemple concret, l'utilisation de la technique de mesurage la plus récente et attire l'attention sur les considérations théoriques, qui s'y joignent, dans le but de porter solution aux plus importants problèmes de la mécanisation dans l'agriculture de la République socialiste tchécoslovaque. Les résultats des mensurations et les considérations qui en découlent vont paraître dans la deuxième partie de l'ouvrage qui sera publiée dans le numéro 5 de la Technique agricole (Zemědělská technika).

Využití mechanizace pro snižování potřeby ruční práce u cukrovky

Использование механизации для снижения потребности в ручном труде у сахарной свеклы

Auslastung der Mechanisierung zur Herabsetzung des Handarbeitsbedarfs zu Zuckerrüben

CSc. inž. Jiljí FIEDLER, inž. J. NYPL
Výzkumný ústav řepařský, Semčice

Ředitel ústavu inž. Slavomil Zavadil

Ú v o d

Současný stav mechanizace většiny prací při pěstování cukrovky neodpovídá možnostem našeho socialistického zemědělství. Převzali jsme do velkovýroby malovýrobní způsoby práce, které brzdí zavádění a rychlejší uplatňování nových technologických postupů. Nové formy práce a postupy při pěstování řepy vyžadují poctivější práci přímo na poli a zlepšenou organizaci. Zajistit tyto požadavky je úkolem všech pracovníků v zemědělství. Jde v první řadě o zajištění vysoké úrovně agrotechniky, hlavně při přípravě půdy, hnojení a obdělávání. Připravíme-li kvalitně půdu, pak můžeme bez obav přejít na velkých plochách k přesnému výsevu kalibrovaného osiva s menším počtem klíčků v klubičku, tzv. obrušovaného, a později i vyšlechtěného jednoklíčkového osiva. To je cesta, která v nynější době je uskutečnitelná a přinese při zajištění stejných výnosů podstatnou úsporu ruční práce při jednocení a okopávkách.

Stroje k zajištění této nové technologie byly již v letošním roce k dispozici. Je to šestiřádkový stroj pro přesný výsev cukrovky a šestiřádkový rotační prosekávač (prosvětlovač) řepy.

Předpoklady pro pěstování cukrovky podle nové technologie

Nejdříve je nutno vybrat vhodný pozemek, který je vyhnojený chlévskou mrvou, s dobrou půdní strukturou, malou zapleveleností, na kterém je provedena hluboká zimní orba a je slabý výskyt jarních škůdců mladých řepných rostlin.

U cukrovarů zajistíme obrušované kalibrované osivo v množství 8 kg/ha pro

výsev přesným secím strojem a 12 kg/ha pro výsev lžičkovým secím strojem. Semeno můžeme přípravkem Hermalem L, který je dostatečně účinný proti jarním škůdcům (v dávce 1,5 kg na 100 kg osiva).

Pro přesný výsev cukrovky je k dispozici šestiřádkový stroj, který má průměrnou sezónní výkonnost 50–60 ha a je vyráběn v n. p. Agrostroj, Roudnice n. Labem. V roce 1962 nemohla však být dodávka těchto strojů tak velká, aby mohli být uspokojeni všichni zájemci, ale lze jej částečně nahradit lžičkovým secím strojem, u kterého se ovšem nedosáhne tak pravidelného rozmístění rostlin v řádku, takže úspora ruční práce nebude tak výrazná jako při použití přesného secího stroje.

Šestiřádkový rotační prosekávač, který bude dodáván i jako prosvětlovač s výměnnými pracovními hlavicemi, má průměrnou sezónní výkonnost 50–60 ha. Tyto stroje budou přidělovány v kompletaci s přesnými secími stroji. Jako náhradní řešení v ostatních závodech lze použít plevelových bran ihned po vzejití porostu pro proředění a okopávku porostu.

Agrotechnika a postup prací v jarním období

Zpracování půdy na jaře se koná běžným způsobem podle půdních podmínek a průběhu povětrnosti. Největší pozornost věnujeme zachování půdní vláhly i v horní vrstvě půdy a co největšímu odplevelení. Zbytečně půdu neprokypřujeme do velké hloubky, a před setím, pokud to půdní vlhkost dovolí, povrch co nejlépe urovnáme a utužíme válcem.

Vlastní setí navazuje bezprostředně na jarní přípravu půdy. Důležité je dodržet hloubku setí maximálně do 3 cm s ranou setbou, pokud to půdní poměry a zaplevelenost dovolí. Výsevní množství u přesného secího stroje je dáno konstrukcí, a to 8 kg/ha, při setí lžičkovým secím strojem je optimální norma výsevu obrušovaného semene 10–12 kg/ha. Vyšší výsevek je na úkor úspor ruční práce při jednocení. Pro další následné práce v kultivaci a sklizni je třeba dodržet rovné řádky s meziřádkovou vzdáleností 45 cm, a to i u kolejových řádků.

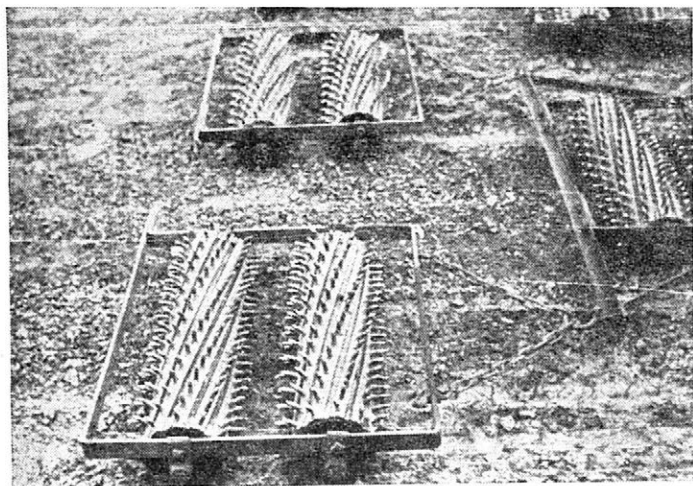
Na půdách s dobrou strukturou se půdní škraloup nemá vyskytnout. V případě vytvoření je třeba ihned jej rozrušit hladkým nebo rýhovaným válcem, silnější pak Zehetmayerovými válečky. Po dobrém vzejití porostu při vyšším výsevu lze pozemek převláčet napříč řádků, čímž rozrušíme slabší půdní škraloup a současně zredukujeme počet řep a plevelů.

Po prvním plečkování nastává důležitý zásah do řepného porostu; je to prosvětlování či prosekávání, kterým můžeme podstatně usnadnit jednocení, a tím snížit potřebu ruční práce.

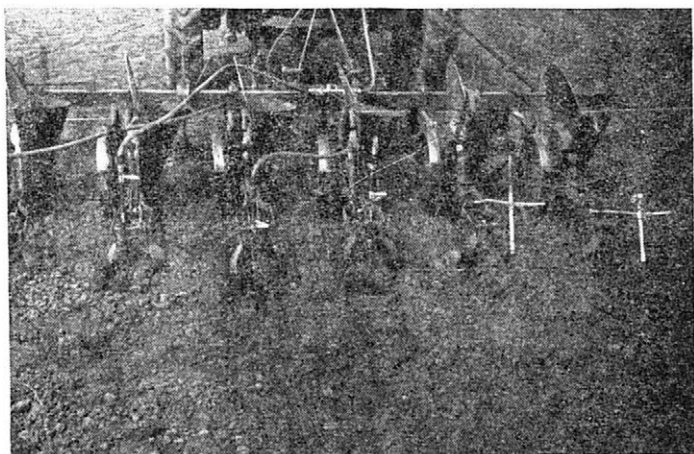
Kritéria pro prosvětlování porostu

Možnost prosvětlování porostu po přesném výsevu nebo po výsevu lžičkovým secím strojem závisí na počtu vzešlých rostlin a procentickém podílu mezer delších než 40 cm. Za základ měření vzešlosti slouží lať dlouhá 220 cm, na níž jsou označeny vzdálenosti po 4 cm. Měření na poli konáme náhodně ve směru úhlopříčky, abychom dostali celkový obraz o vzešlosti a rozmístění řepných rostlin.

Jestliže zjistíme pravidelné rozmístění rostlin podle měřicí latě v počtu nejméně 45 řep a procento mezer nad 40 cm není větší než 5 %, je možno porost s úspěchem prosvětlovat. Je-li však porost řidší a počet mezer nad 40 cm větší



1. Rozrušování půdního
škrálopu Zehetmayero-
vými válečky



2. Postřik řádků herbi-
cidy při setí



3. Prosekávání řádků
cukrovky rotačním pro-
sekávačem před jedno-
cením

než 5 %, pak řepu nelze prosvětlovat, neboť bychom značně snížili počet řep na hektar.

K prosvětlování použijeme rotačního prosekávače (prosvětlovače), popř. na porosty po běžném výsevu plevelové brány, přičemž řepu převlačujeme nakoso nebo napříč řádků. Nejvýhodnější doba k prosvětlování je v době, kdy řepa začíná nasazovat první pár pravých lístků. Je-li povrch půdy kyprý, je třeba před prosvětlováním pozemek utužit válcem.

Jednocení cukrovky následuje za několik dní po prosvětlování. Na těchto porostech je třeba jednotit dlouhou motýčkou a zaměřit pozornost jen na jednocení a ne na okopávku meziřádků, kde tuto práci dobře udělá plečka.

Další práce se již konají normálním postupem (ledkování, plečkování atd.). Druhá okopávka, v pořadí provádění vlastně první, se na většině porostu ještě musí dělat, aby se řepa nezaplevelila vysokými plevely.

Sled pracovních postupů při setí a obdělávání

Základní pracovní operace při nové technologii pěstování cukrovky zůstávají v zásadě nezměněny. Trvá se však na požadavku zlepšené kvality práce při zvyšovaných výkonech traktorové i ruční práce. Agrotechnické lhůty se vcelku nemění, až na sklizeň, kde se klade požadavek dřívějšího zvládnutí sklizně bulev i chrástu včetně odvozu.

Jak vylývá z tab. I a II, vzrůstá celkový počet zvláště speciálních strojů a energetických prostředků, které umožňují značně snížit potřebu ruční práce při obdělávání přibližně o 55 % a při sklizni ca o 80 %.

Kromě nasazení většího počtu mechanizačních prostředků, z nichž většina je nové konstrukce, je nutné zajistit uplatnění nové technologie pěstování a sklizně cukrovky i po organizační stránce.



4. Vliv herbicidů na ničení plevelů

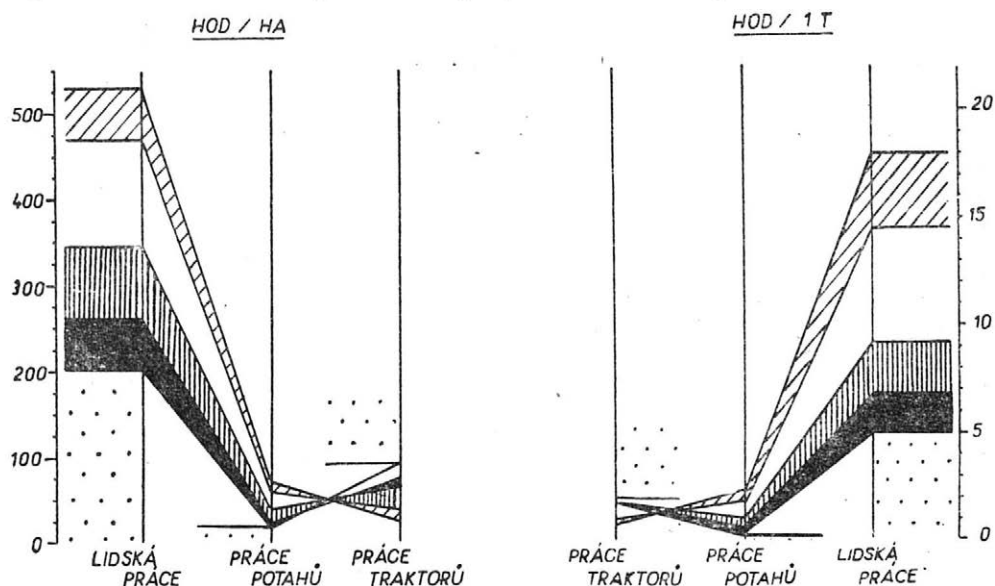
Z celostátního hlediska je třeba sladit jednotlivé typy strojů v komplexu na jednotlivých zemědělských závodech v patřičném množství podle předpokládaných výkonů v souladu s výměrou plochy plánovanou k realizaci nové technologie. Přitom se musí zajistit i potřebné množství obrušovaného osiva kalibrovaného na velikost 3—4 mm, která odpovídá použitému principu secího stroje.

I. Současná technologie setí, obdělávání a sklizně cukrovky (propoččet na 100 ha)

Pracovní operace	Stroj	Energetický prostředek	Výkon agregátu		Agrotech. lhůta ve dnech	Ke splnění objemu práce je potřeba			Potřeba lidské práce hod./ha
			ha/hod.	za den		traktorů (potahů)	strojů	pracovníků	
Setí klubičkového semene	6ř. secí stroj	potah	1,0	8,0	8	2	2	6	3,36
Válení (vláčení) — zasetí	válec (brány)	potah	1,0	8,0	8	2	2	2	0,96
Rozrušování škraloupu	Zehetmayerovy válečky	potah	1,0	8,0	8	2	2	2	1,08
I. plečkování	6ř. plečka	traktor	1,0	8,0	10	1	1	2	2,08
1. okopávka	ručně	—	0,02	0,16	10	—	—	62	50,00
II. plečkování	6ř. plečka	traktor	1,5	12,0	10	1	1	2	1,44
Jednocení	ručně	—	0,01	0,08	10	—	—	125	100,00
Ledkování	ručně	—	0,8	6,4	10	—	—	2	0,64
Močůvkování	6ř. močůvkovač	traktor	0,3	2,5	20	2	2	4	3,20
III. plečkování	6ř. plečka	traktor	1,25	10,0	14	1	1	2	1,60
2. okopávka	ručně	—	0,01	0,11	10	—	—	125	83,33
IV. plečkování	6ř. plečka	traktor	1,25	10,00	14	1	1	2	1,60
Ruční sklizeň	3ř. vyorávač	traktor	0,38	3,00	30	8	1	93	226,3
Potřeba lidské práce v jarním období hod./ha									250,0
Celková potřeba lidské práce na 1 ha									476,3

[illegible]

Důležitá je i správná organizace a zajištění návaznosti prací v celém komplexu v zemědělském závodu. Jde hlavně o nasazení dobře seřízených strojů, ve správném agrotechnickém termínu, podle stavu půdy a růstu cukrovky.



5. Potřeba práce při různé technologii pěstování a sklizně cukrovky

-  současný stav mechanizace
-  1. stupeň použité mechanizace
-  2. stupeň použité mechanizace
-  3. stupeň použité mechanizace
-  4. stupeň použité mechanizace

Jak je patrné z obr. 5, sníží se potřeba ruční práce v komplexu při pěstování a sklizni cukrovky podle rozsahu uplatnění jednotlivých pracovních postupů. V 1. stupni mechanizace je rozdíl proti běžnému způsobu pouze v použití semene s menším počtem klíčků. Ve 2. stupni přichází mechanizovaná sklizeň. Ve 3. a 4. stupni, které jsou zatím nejprogresivnějšími formami technologických postupů cukrovky, počítá se s přesným výsevem kalibrovaného semene s menším počtem klíčků, použitím herbicidů, mechanickým prosvětlováním porostů a plně mechanizovanou sklizní řepnými sklizeři. U ostatních prací vychází se z komplexní mechanizace v přípravě půdy, hnojení a meziřádkovém obdělávání. S lidskou prací se počítá u nejprogresivnějších postupů k obsluze strojů, dojednání porostů po prosvětlování a částečné okopávce po jednání.

Potřeba strojů

V nové technologii pěstování a sklizně cukrovky s minimální potřebou ruční práce se používá některých běžně vyráběných strojů. Z větší části jde o použití nových strojů, které budou do zemědělské výroby dodávány od roku 1962. Většina

práce potažní se nahrazuje prací traktorovou. Použití traktorů je nutné zvláště při výsevu, plečkování, prosvětlování a přihnojování během vegetace a zejména při sklizni. Válení, vláčení, rozrušování půdního škraloupu a popřípadě odvoz chrástu při dělené sklizni je možné potahem nebo traktorem, neboť tyto pracovní operace nejsou výlučně vázány na traktorovou práci. Přehled o potřebě hlavních strojů na 100 ha cukrovky je uveden v tab. III.

III. Potřeba strojů na setí, obdělávání a sklizeň (100 ha)

Současná technologie			Nová technologie		
Stroj		Kusů	Stroj		Kusů
6ř. secí stroj	potah	2	6ř. stroj pro přesný výsev	traktor	2
Válce (souprava)	potah	2	válce (souprava)	traktor	1
Brány (souprava)	potah	2	brány (souprava)	traktor	1
Zehetmayerovy válečky (souprava)	potah	2	Zehetmayerovy válečky (souprava)	traktor	1
6ř. plečka	traktor	1	6ř. plečka	traktor	1
Močůvkovač	traktor	2	6ř. prosvětlovač	traktor	2
			6ř. ledkovač	traktor	1
3ř. vyorávač	traktor	1	2ř. vyorávač	traktor	3
			2ř. vyorávač	traktor	3

Použití různých postupů při jednocení

Sestava pracovních postupů při mechanizaci jednocení se může různit v závislosti na zvolené technologii. Zvláštní význam s ohledem na současný stav i z hlediska perspektivy mají technologie uvedené v tab. IV.

IV. Úspory práce při jednocení

Osivo	Norma výsevu kg/ha	Způsob předjednocení	Úspora práce při jednocení proti běžnému způsobu v %
1. normální	20	—	15
2. normální	20	prosekvání	25
3. obrušované	10	—	25
4. obrušované	10	prosvětlování	35
5. obrušované	přesný výsev 8	—	35–40
6. obrušované	přesný výsev 8	prosvětlování	50–60

Podíl uvedených technologií v jednotlivých zemědělských závodech se řídí pestitelskými podmínkami a použitou mechanizací.

Ve většině případů se okopává řepa v současné době třikrát — po vzejití, při jednocení a po jednocení. Přitom se spotřebuje příliš mnoho ruční práce. Podle průměrných výkonů v úkolové práci pohybuje se potřeba práce na okopávku po vzejití okolo 50 hod/ha a na druhou okopávku po jednocení okolo 80 hod/ha. Při použití nové technologie odpadá okopávka po vzejití použitím herbicidů a tím, že porost se po vzejití převládá plevelovými branami nebo prosvětlí prosvětlovačem,

prostor v řádku se prokypří a odstraní se podstatná část plevelů. Okopávka je až při jednociení motyčkou s dlouhou násadou, čímž se sníží potřeba práce asi o polovinu. Podle potřeby, zvláště s ohledem na zaplevelení, provede se ještě jedna okopávka po jednociení, která je spojena s případnou kontrolou jednociení v době, kdy řepa nezakrývá ještě chrástem půdu.

Dojednociení porostů po přesném výsevu vykonávat motyčkou s dlouhou násadou je důležité nejenom pro dosažení vyšších pracovních výkonů, nýbrž i proto, že práce není tak namáhavá jako s motyčkou běžně používanou na jednociení. Pro tyto účely je vhodné použít speciálních motyček s ostrými hranami.

V. Potřeba práce na jednociení u pracovnic v různé věkové hranici

Věková hranice	Přesný výsev, prosekávání			Přesný výsev, herbicidy, prosekávání		
	na jednociení hod./ha	počet řep/ha	procento dvojáků	na jednociení hod./ha	počet řep/ha	procento dvojáků
50—53 roků	80,3	80 500	2,84	59,5	75 900	5,78
20—25 roků	70,5	71 000	2,19	50,2	62 500	1,77

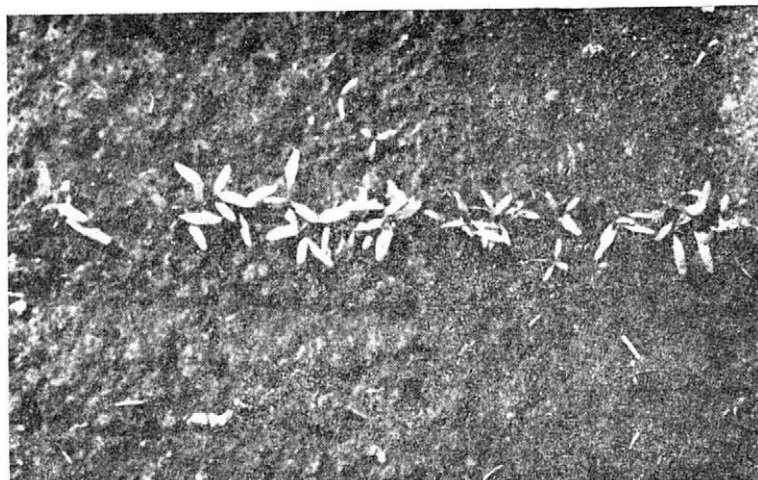
Pokusy sice ukázaly, že nejvýhodnější způsob dojednociení porostů zasetých přesným secím strojem je po prosvětlování motyčkou s dlouhou násadou. Přitom se však narazilo na vžitou tradici jednociení v kleče nebo v ohybu krátkou motyčkou. Zajímavé porovnání uvádí tab. V. Jak vysvítá z této tabulky, vykazují starší pracovnice při jednociení motyčkou s dlouhou násadou zpravidla nižší pracovní výkony při vyšším počtu ponechaných „dvojáků“ i řep při jednociení proti skupině pracovnic věkově mladých. Vysvětlení lze hledat v tom, že u starších žen je více vžitý tradiční způsob jednociení krátkou motyčkou a přizpůsobivost k novému postupu není lehká. Mladší generace naopak lépe přijímá nové prvky, což umožňuje zvyšovat výkony.

Zvyšování výkonů by však nebylo účelné tam, kde není záruka dosažení takových počtů jedinců na hektaru, které zaručují vysoký výnos. Z porovnání v tab. V je sice patrné, že při menší potřebě práce klesl i počet řep, avšak ne tak značně, aby tím došlo i k poklesu výnosů. Počet řep se ve všech případech pohyboval nad 60 000 na hektar, což je nad průměrem dnešní praxe.

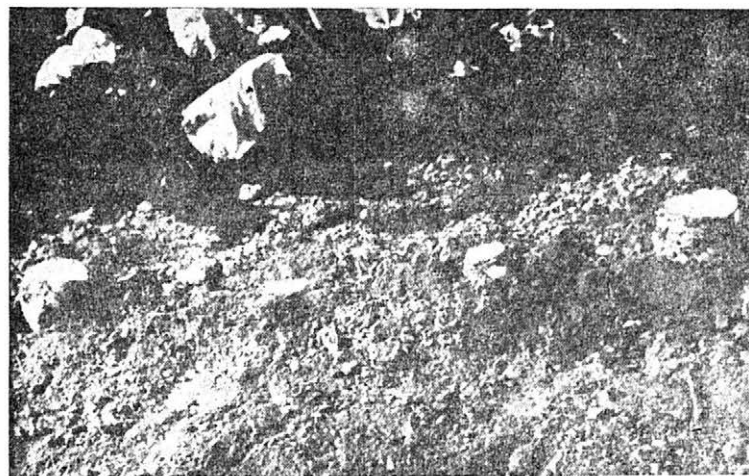
Uvedená zjištění vedou tedy k tomu, aby při jednociení porostů cukrovky (po přesném výsevu) motyčkou s dlouhou násadou byly pracovnice náležitě instruovány o výhodách tohoto postupu a ponechán jim dostatečný čas na zapracování. To znamená přesvědčit je o tom, že pouhých několik hodin práce tímto způsobem nestačí k překonání zvyku jednociení krátkou motyčkou. Překonání tradičně vžitých způsobů jednociení bude jedním z hlavních úkolů.

Progresivní technologie při použití herbicidů

V rámci velkovýrobní technologie pěstování a sklizně cukrovky je třeba věnovat náležitou pozornost i boji chemickými prostředky proti plevelům. S dosavadními agrotechnickými postupy, které jsou základem úspěšného ničení plevelů, ve všech případech nevystačíme. Podle výsledků zkoušek z roku 1960—1961 je výhodným jejich použití především na půdách středně těžkých, ne silně zaplevelených pírem, pcháčem a jinými vytrvalými plevely, neboť tyto plevele zkreslují výsledky dosažené proti jednoletým dvouděložním plevelům.



6. Porost vzešlý z hustého výsevu



8. Osamocené řepy v řádku



7. Porost vzešlý po přesném výsevu obrušovaného osiva



9. Řepy po prosekání bez dojednacení

Postřik specifickými herbicidy u cukrovky se koná ihned po zasetí, nejpozději do dvou dnů. V případě deštivého počasí, které trvá několik dnů po zasetí, nelze postřik herbicidy doporučit, protože by došlo k silnějšímu poškození řepných rostlin, které již v té době intenzívně klíčí.

I když je podle dosavadních výsledků zkoušek účinek herbicidů variabilní podle typu půdy, průběhu povětrnosti a podílu organických látek v půdě, bude třeba věnovat jejich zkoušení náležitou pozornost, zvláště v různých podmínkách.

V pokusech bylo zjištěno, že účinek herbicidů na hubení plevelů může být až 90 %, přičemž při dodržení předepsané koncentrace nedochází k podstatnému ničení řep. V počátečním růstovém stadiu řepy dochází sice někdy k mírnému brzdění růstu, avšak po vyjednání se rozdíl vyrovnají. Brzdící účinek na řepu se však rychle zvyšuje při použití vyšších koncentrací.

Použití herbicidů promítá se nejenom v ničení plevelů, což umožňuje vynechání ruční okopávky po vzejití, ale přispívá podstatně, zvláště pak po mechanickém předjednání, k dalšímu zvýšení produktivity práce při jednání. Příklad uvádí tab. VI.

Tabulka VI uvádí výsledky z roku 1961, kdy byla nová technologie pěstování cukrovky prověřována na účelovém objektu VÚR. K výsevu bylo použito obrušovaného semene kalibrovaného na velikost 3–4 mm, odrůdy Dobrovická A, která v laboratorních zkouškách vykazovala 51,2 % klubiček jednoklíčkových, 44,2 % dvouklíčkových a 4,6 % tříklíčkových. Výsev byl proveden strojem pro přesný výsev při výsevní normě 12 kg/ha s teoretickým rozmístěním klubiček na 2,5 cm. Výsevní norma byla stanovena poněkud vyšší, protože stav pozemku neodpovídal zcela požadavkům pro přesný výsev. Současně při setí se použilo preemergentně herbicidu Alipur (dovoz z NSR) proti plevelům v dávce 300 l roztoku na 1 ha (1 l Alipuru na 100 l vody) při pásovém postřiku řádků v šířce 18 cm. Porost byl před jednáním prosekán rotačním prosekávačem a ručně dojednán motýčkou s dlouhou násadou. Kromě ručního dojednání se jinak žádná ruční práce na porostu nekonala.

VI. Efektivnost použití herbicidů

	Počet řep/ha		Plevelé v %		Počet řep při sklizni/ha	Výnos kořene q/ha	Cukernatost %	Výnos cukru q/ha	Potřeba práce při jednání	
	po vzejití	po prosekání	po vzejití	po prosekání					hod/ha	úspora v %
Kontrola	706 600	213 300	100	100	78 400	472,8	18,86	89,17	75	—
Postřik herbicidem	671 100	173 300	62,1	21,3	77 800	452,4	19,08	86,32	54	28

Jak je zřejmé z tab. VI, projevil se vliv herbicidů, zvláště v kombinaci s prosekáváním, na ničení plevelů velmi výrazně. Celkem bylo zničeno téměř 80 % plevelů. V počtu vzešlých řep se nepromítlo působení herbicidů nijak zvlášť výrazně, o čemž svědčí značná kompletnost porostu a dosažení dobrého počtu řep při sklizni. V redukci počtu rostlin promítá se hlavně prosekávání, které při pravidelném vzejití sníží počet řep max. na trojnásobek ideálního počtu jedinců (70 000–80 000/ha), nutných pro dosažení dobrého výnosu v našich podmínkách.

Jestliže dosavadní výsledky zkoušek ukazují, že přesným setím a prosekáváním nebo prosvětlováním se sníží potřeba ruční práce o 50–60 %, klesá při použití herbicidů potřeba práce na jednocení o dalších 25–30 %.

Výsledky našich pokusů plně potvrdily, že při přesném výsevu, postřiku herbicidy a prosekáváním nebo prosvětlováním porostů před jednocením je možno snížit úspory ruční práce až o 70–80 %.

V příštích letech budou vyhovující druhy herbicidů ověřovány v zemědělském provozu, zatím pouze v omezeném měřítku, protože jde o přípravky dovážené z ciziny.

Sklizeň

V současné době není mechanizace sklizně cukrovky v našich podmínkách ještě vyřešena. V menší míře jsou sice k dispozici jednořádkové kombinované sklizeče SCZ, ale jejich možnosti využití jsou omezené. Jediným mechanizačním prostředkem při sklizni je prakticky třířádkový vyorávač.

Během posledních let byla výzkumně řešena dělená (dvoufázová) sklizeň, která bude zatím hlavním směrem v mechanizaci sklizně. Jde o použití samostatného dvouřádkového seřezávače chrástu, neseného na kultivačním traktoru nebo na nosiči nářadí, a dvouřádkového vyorávače bulev. Chrást je seřezáván z bulev, pokud jsou ještě v zemi, a je dopravován do speciálního dvoukolového návěsu nebo do běžných traktorových přívěsů a odvážen do siláže. Seřezané bulvy jsou vyorávány samostatným vyorávačem, který je částečně očistí a dopravuje do vedle jezdícího vozu.

VII. Potřeba práce na sklizeň

	Potřeba práce hod./ha	Úspora práce %
Současná technologie 3ř. vyorávač	226	—
Dělená sklizeň	44	80

Výhody dělené sklizně spočívají především v tom, že se nepoužívá těžkých strojů, jako je tomu u kombinovaných sklizečů, a zajišťuje se větší mobilnost strojů. Předpokladem je ovšem dobrá organizace práce a dostatečný počet dopravních prostředků. Podle zkoušek VÚZT Řepy je zapotřebí k jedné soupravě strojů pro dělenou sklizeň k odvozu bulev a chrástu 7 traktorů a 8 přívěsů. Potřeba lidské práce v porovnání s dosavadním způsobem vyplývá z tab. VII.

V případě momentálního nedostatku traktorů a přívěsů pro dopravu chrástu je možno ukládat chrást od seřezávače na větší hromady. V tomto případě je ovšem nutno odvézt chrást během několika dnů, aby se nezapařil. Chrást z hromad se pak nakládá drapákovým nakládačem.

Je-li dopravní vzdálenost z pole na skládku cukrovaru větší, je výhodné překládat bulvy přímo na poli pomocí pásových dopravníků na nákladní auta. Tento způsob byl v roce 1961 s úspěchem ověřen na účelovém objektu MZLVH v Žebicích. I v tomto případě záleží mnoho na organizaci práce při řádném využití jak vlastních mechanizačních prostředků, tak dopravních prostředků (traktorů na poli a nákladních vozů v přepravě).

Souhrn

Nová technologie pěstování cukrovky s minimální potřebou ruční práce, která se u nás začne rozvíjet od roku 1962 při použití přesného výsevu obrušovaného

semene s prosvětlováním porostů při mechanizovaném obdělávání a sklizni, si vyžádá značné úsilí všech pracovníků v zemědělských závodech, kde bude uplatňována.

Shrneme-li dosavadní výsledky výzkumu velkovýrobní technologie pěstování a sklizně cukrovky s minimální potřebou ruční práce, konstatujeme, že její rozšíření je podmíněno především řádnými pěstitelskými podmínkami a vyhovujícími typy strojů. Z pěstitelského hlediska jde především o správnou přípravu půdy, techniku setí a obdělávání ve vyhovujících agrotechnických termínech a v náležité kvalitě. Ze strany výrobců bude třeba věnovat největší péči zlepšení konstrukce podle dosavadních zkoušek, zvláště u sklizňových strojů, a dodávkám strojů v nejlepší kvalitě.

Došlo dne 1. 12. 1961

Использование механизации для снижения потребности в ручном труде у сахарной свеклы

Новая технология возделывания сахарной свеклы с минимальной потребностью в ручном труде, которая с 1962 года у нас начнет развиваться при применении точного посева шлифованных семян с прореживанием насаждений при механизированной обработке и уборке, потребует значительного усилия всех работников сельскохозяйственных предприятий, в которых она будет внедряться.

Если обобщить существующие результаты исследования крупнопроизводственной технологии возделывания и уборки сахарной свеклы с минимальной затратой ручного труда, можно констатировать, что ее распространение прежде всего обусловлено соответствующими условиями возделывания и удовлетворяющими типами машин. С точки зрения возделывания прежде всего речь идет о правильной подготовке почвы, технике посева и обработки в удовлетворяющие агротехнические сроки в надлежащем качестве. Со стороны изготовителей необходимо будет уделять максимальное внимание улучшению конструкции согласно до сих пор проведенным испытаниям, в частности уборочных машин и поставкам машин лучшего качества.

Auslastung der Mechanisierung zur Herabsetzung des Handarbeitsbedarfs zu Zuckerrüben

Die neue Technologie des Zuckerrübenbaus mit minimalem Handarbeitsbedarf, die bei uns mit dem Jahre 1962 beginnend immer mehr zur Geltung gebracht werden wird, unter Anwendung der Einzelkornsaat von polierten Rübensamen und unter Auslichtung der Bestände bei mechanisierter Bearbeitung und Ernte, wird von allen Mitarbeitern der Landwirtschaftsbetriebe, wo sie durchgeführt werden wird, große Anstrengungen erfordern.

Wenn wir die bisherigen Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der großbetrieblichen Technologie mit minimalem Handarbeitsbedarf beim Zuckerrübenbau und bei der Zuckerrübenenernte zusammenfassen, so stellen wir fest, daß die Verbreitung dieser Technologie vor allem durch ordnungsgemäße anbauliche Bedingungen und durch

entsprechende Maschinen bedingt wird. Vom pflanzenbaulichen Gesichtspunkt geht es vor allem um die richtige Saatbettvorbereitung, um die Aussaat- und Bearbeitungstechnik in den entsprechenden agrotechnischen Terminen und in der erforderlichen Qualität. Was die Fertigungsbetriebe angeht, so werden diese der auf Grund der bisherigen Prüfungen verbesserten Maschinenkonstruktion, insbesondere bei Erntebegungsmaschinen, und der Lieferung von Maschinen bester Qualität ihre besondere Aufmerksamkeit widmen müssen.

Katodový sledovač jako vstupní obvod měřicích přístrojů jaderné techniky

Катодный повторитель в качестве входного контура
измерительных приборов ядерной техники

Kathodenfolger als Eintrittsbereich von Kerntechnikmeßgeräten

Inž. Josef DOČKAL

Ústřední laboratoř pro využití radioizotopů v zemědělství a lesnictví, Praha-Vokovice

Reditel ústavu prof. dr. Václav Myslivec

Ú v o d

Velmi často se v jaderné technice a též v zemědělské praxi při použití radioizotopů vyskytuje otázka měření kvantity a kvality a spekter jaderného záření. Při těchto měřeních se převádí atomové fyzikální jevy nebo pohyb rychlých částic, respektive kvant, na elektrické impulsy. Zde se však naráží na dosti velké problémy.

K mnoha takovým měřením jsou již vyvinuty speciální aparatury, ale jsou i případy, že se musí aparatura pro měření upravovat; nejčastěji je nutno upravit vstupní obvody přístrojů pro detekci jaderného záření, které jsou v běžné praxi známy jako předzesilovače (katodové sledovače). Ty budou v tomto článku popsány, a poukáží zároveň na několik kritérií a na nástin výpočtu vstupního obvodu (katodového sledovače), nutného jako vstupní obvod ve většině měřicích přístrojů a aparaturách pro jadernou techniku.

Princip vzniku napěťových impulsů v detektoru

Napěťové impulsy vznikají ve fotonásobičích spojené se scintilačními detektory, v G-M počítačích, proporcionálních počítačích, ionizačních komorách a v řadě jiných detektorů jaderného záření. Je však nutno předeslat, že katodové sledovače nemají jen takto omezený obor „jadernou techniku“, nýbrž se hodí všude tam, kde je třeba zapojení tzv. impedančního transformátoru, jak o tom bude ještě dále zmínka.

Z výše vyjmenovaných detektorů vycházejí napěťové impulsy o amplitudě řádově mV až V. Velikost těchto impulsů se dá snadno vypočítat. Pro G - M trubice, ionizační komory, proporcionální počítače platí přibližně podobné vztahy jen

s některými nepatrnými obměnami. Většinou se tyto detektory zhotovují ve tvaru cylindrickém (koaxiální systém). V takovémto systému je intenzita elektrického pole dána tímto vztahem:

$$E = \frac{V}{d \ln \frac{r_1}{r_2}} \quad (1)$$

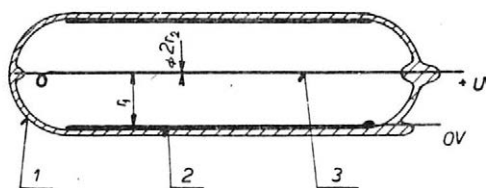
kde:

E = intenzita elektrického pole (V/cm) ve vzdálenosti d od osy počítace,

V = napětí ve (V),

$2r_1$ = průměr pláště počítace,

$2r_2$ = průměr anodového drátu.



1. Schéma detektoru jaderného záření (G-M trubice)

1 — sklo,

2 — kovový plášť (katoda),

3 — anodový drát.

Z tohoto obecného vzorce je vidět, že pro obvyklé hodnoty V , r_1 , r_2 hodnoty elektrického pole jsou řádově velmi vysoké, až 10^4 V/cm . Toto silné elektrické pole v blízkosti anodového drátu udělí elektronům na velmi krátké dráze značně velkou kinetickou energii. Působením elektrického pole v počítaci směřují vzniknuvší pozitivní ionty ke stěně počítace a negativní ionty (elektrony) k anodovému drátu.

Pronikne-li n -elektronů k anodovému drátu (anodě), pak se v tomto okamžiku změní potenciál anody, čili vznikne na výstupu trubice napěťový impuls stejné amplitudy, o jakou se změní potenciál anody. Tento impuls je dán vztahem:

$$dU = \frac{dQ}{C} = 1,602 \cdot 10^{-19} \frac{n}{C} \quad (2)$$

kde:

n = počet elektronů, proniknuvších k anodě,

dQ = změna náboje,

dU = velikost tohoto impulsu,

C = kapacita v (F) počítací trubice.

V tomto případě je uvažováno, že vzniklý elektron proletí pouze od místa svého vzniku k anodě. Jestliže se však stane, že každý elektron při své cestě k anodě vytvoří průměrně A negativních iontů, pak se výraz (2) změní na tvar:

$$dU = 1,602 \cdot 10^{-19} \cdot A \cdot \frac{n}{C} \quad (3)$$

Veličině A říkáme faktor plynového zesílení.

U ionizačních komor $A = 1$,

u proporcionálních trubíc $A = 10^7$,

u G-M trubíc $A = 10^8 - 10^9$.

Vyčíslením těchto rovnic (2) a (3) vychází, že napěťové impulsy jsou řádově zlomky mV až několik V podle hodnot jednotlivých veličin v uvedených vztazích.

Je nutno v elektrotechnických přístrojích zpracovávat napěťové impulsy o velmi malé amplitudě, jak již bylo uvedeno. Nejenže tyto impulsy mají malou amplitudu, ale jejich zdroje jsou velmi měkké, neboť při zatížení jejich amplituda značně klesá. Někdy stačí i to, že jsou impulsy z detektoru vedeny dlouhým kabelem na další přístroje, pak vlivem útlumu elektromagnetických vln v těchto kabelech vznikají dosti značné ztráty, zejména pokles amplitudy impulsu. Přívodní kabel se nám zde jeví jako reakční (pasivní) obvod s dosti značným ohmickým odporem R , indukčností L , kapacitou C .

Pak pro okamžité hodnoty napětí na takovém obvodu platí vztah:

$$\frac{d^2 i}{dt^2} + \frac{R}{L} \frac{di}{dt} + \frac{1}{LC} i = \frac{1}{L} \frac{dU_1}{dt} \quad (4)$$

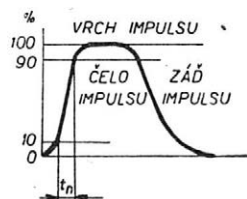
kde:

$$U_1 = U_1(t).$$

Při řešení této rovnice vychází, že rozruch, který zde je reprezentován funkcí $U_1(t)$, se mění s časem, a sice jeho amplituda exponenciálně klesá podle funkce $e^{-\frac{t}{\tau}}$ kde $\tau = \frac{L}{R}$. Je zřejmé, že ztráty takovým přívodním vedením mohou být dosti značné a jsou závislé na rychlosti děje, tedy na tzv. době náběhu impulsu,

2. Tvar impulsu a jeho názvosloví

t_n — náběhová doba impulsu



tj. době, za kterou impuls vzroste z hodnoty 10 % na 90 % (obr. 2). Uvažujeme-li takový případ, že $R^2 \geq \frac{4L}{C}$, což je u běžných kabelů splněno, pak nevzniknou na kabelu kmity a kabel se chová jako aperiodický obvod, jenž má řešení ve tvaru:

$$U_1(t) = A \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} - B e^{-\frac{t}{\tau}} = K e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (5)$$

Kdyby nastal případ, že $R^2 < \frac{4L}{C}$, pak by na kabelu vznikaly kmity a vedlo by to k překmitům na impusech.

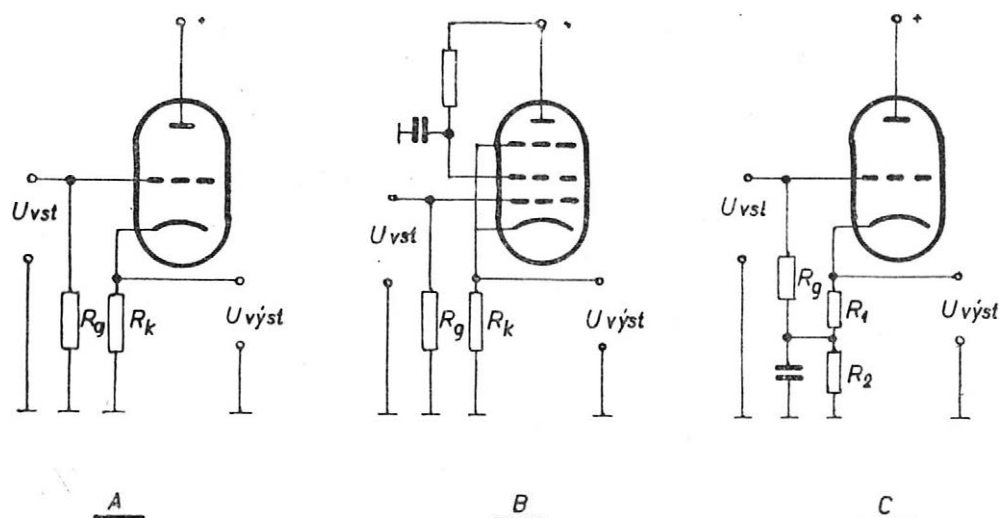
Aby se zamezilo ztrátám, je nutno učinit toto opatření: Hned za detektor umístit takový obvod, který má značnou vstupní impedanci, tudíž velmi málo zatěžuje zdroj impulsů, dále musí mít velmi malou výstupní impedanci, aby jej bylo možno zatížit přívodním kabelem a při tom nevznikaly téměř žádné ztráty signálu.

Obě tyto funkce velmi dobře splňuje právě katodový sledovač.

Běžné typy katodových sledovačů

Běžný typ katodového sledovače je elektronka, která pracuje tak, že zatěžovací odpor není v anodovém obvodu, nýbrž v katodě, jak tomu je na obr. 3 a anodový obvod je bez impedance. Mřížkové předpětí je automatické a bere se z kato-

dového odporu. Obr. 3a ukazuje zapojení katodového sledovače s triodou, obr. 3b ukazuje zapojení katodového sledovače s pentodou, obr. 3c ukazuje zapojení, které se v praxi vyskytuje tehdy, když předpětí na mřížce elektronky pro její správnou činnost má být menší než $R_k \cdot I_{ko}$, kde I_{ko} je klidový katodový proud při pracovním stavu elektronky bez signálu. Pak mřížkový svod R_g se připojuje na část



3. Běžné typy katodových sledovačů

- A — normální katodový sledovač
B — katodový sledovač s pentodou
C — katodový sledovač s děličem v katodě

odporu R_k . Jestliže je odpor zdroje R_G značně menší než R_k , což bývá velmi dobře splněno, pak je záporná zpětná vazba na neblokovaném katodovém odporu opět 100 %. Výraz pro zesílení, bez uvažování zpětné vazby je dán vztahem:

$$A = \frac{n R_k}{R_i + R_k}; R_k = R_1 + R_2 \quad (6)$$

pro zesílení při uvažování zpětné vazby platí tento výraz:

$$A_v = \frac{A}{1 - \beta A} \text{ při } \beta = -1 \quad (7)$$

je-li však $\mu \gg 1$, jak tomu bývá ve většině případů, redukuje se vztah (7) na tvar:

$$A_v = \frac{S R_K}{1 + S R_K} \quad (8)$$

Z výrazu (8) je vidět, že $A_v \leq 1$; uvedené úvahy vedou k závěru, že napětí výstupní má přibližně stejnou amplitudu a je stejné polarity jako napětí vstupní. Pro proudové zesílení platí vztah:

$$A_i = \frac{\mu R_g}{R_i + (\mu + 1) R_K} \quad (9)$$

$$\text{při } \mu \gg 1 \quad A_i = \frac{S R_g}{1 + S R_K} \quad (9a)$$

V běžném zapojení bývá $R_g \gg R_k$ a $S \cdot R_k \gg 1$; pak A je velmi vysoké, tedy katodový sledovač působí jako zdroj proudu.

Pro výstupní impedanci platí následující výraz:

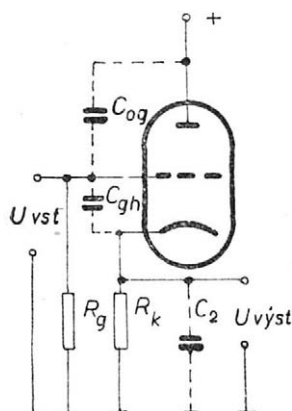
$$R_{vys} = \frac{R_i}{1 + \mu} \quad (10)$$

při $\mu \gg 1$ je $R_{vys} = \frac{1}{S}$. Při běžných hodnotách strmosti S , bývá R_{vys} několik desítek až stovky ohmů.

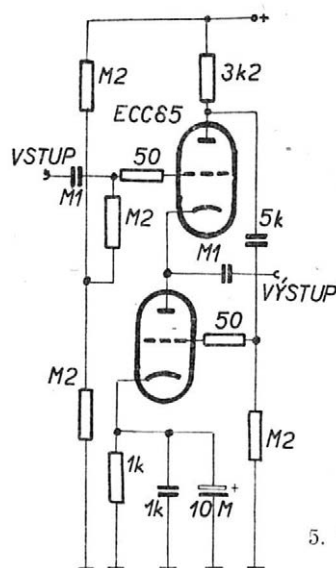
Vstupní impedance bývá velmi velká, až několik desítek $M \Omega$. Její činná složka je rovna svodovému odporu.

Z uvedeného je vidět, že tento obvod může působit jako impedanční transformátor, jak bylo již v úvodu předesláno, neboť transformuje impedance z hodnot vysokých ($M \Omega$) na malé hodnoty až několik desítek (Ω).

Zde jsou však uvažovány vlastnosti jen z hlediska stejnosměrných proudů bez uvažování rozptylových kapacit. Nyní si tentýž zesilovač rozebereme z hlediska všech frekvencí i se všemi rozptylovými kapacitami (obr. 4).



4. Schéma katodového sledovače se všemi rozptylovými kapacitami



5. Wheatův katodový sledovač

Pak zesílení je dáno vztahem:

$$A_v = \frac{SR_K}{1 + SR_K} \cdot \frac{1 + \frac{j \omega C_{gk}}{S}}{1 + \frac{j \omega R_k (C_2 + C_{gk})}{1 + SR_K}} \quad (11)$$

Z tohoto vztahu je vidět, že pro $\omega = 0$ platí vztah (8). Zde je prokázáno to, že zesílení není konstantní, ale mění se s kmitočtem. V praxi se bere jako mezní kmitočet takový, při kterém klesne o 3db, tento kmitočet je dán vztahem:

$$f = \frac{S}{2\pi C_2} \quad (12)$$

kde: S = strmost elektronky, C_2 = výstupní kapacita.

Příklad :

V běžných zapojeních bývá kapacita menší než 25 pF, strmost elektronky podle použití jednotlivých typů kolem 5 mA/V, mezní kmitočet pro tyto případy je $f = 40$ MHz, což je již dosti velký kmitočet, který umožňuje to, že tento katodový sledovač zaznamenává nezkresleně všechny děje až do 40 MHz, což odpovídá v impulsním provozu přenesení náběhové doby až 20 mμsec.

Nové typy katodových sledovačů

V poslední době se jak v praxi, tak i v literatuře vyskytují typy katodových sledovačů kaskádních (Wheatovy, dále jen Wheatovy sledovače — obr. 5). Liší se od běžného zapojení tím, že místo katodového odporu má zapojenu elektronku. Elektronka v katodě působí jako zdroj konstantního katodového proudu pro hořejší elektronku. Často se též volí jako katodová elektronka pentoda, mající větší schopnost vytvářet zdroj proudu. Nejobvyklejší je však zapojení dvojité triody jako Wheatovy katodové sledovače, jak ukazuje obr. 5. Stejně jako u předchozích typů katodových sledovačů i zde působí 100% záporná zpětná vazba, tudíž i pro něj platí vztah (7). Podobně i zde zesílení se velmi blíží 1 a opět je zde velmi velké proudové zesílení, dokonce větší než u běžných typů katodových sledovačů.

Zde u tohoto typu se dosahuje dalších výhodných vlastností, pro které jsou tyto Wheatovy sledovače používány, a o kterých bude dále pojednáno. Především velmi důležitou vlastností je značné snížení vstupní kapacity C_{in} , tvořené:

$$C_{in} = (1 - A_1) \cdot C_{gp} + (1 + A_2) \cdot C_{gk} + C_{ge} \quad (13)$$

kde:

- C_{gp} = kapacita mezi mřížkou a anodou,
- C_{gk} = kapacita mezi mřížkou a katodou,
- C_{ge} = kapacita mezi mřížkou a zemí,
- A_2 = zesílení mezi mřížkou a katodou,
- A_1 = zesílení mezi mřížkou a anodou.

V praktickém zapojení při jednotkovém zesílení, kterého je zde prakticky vždy dosaženo, jsou kapacity C_{gp} , C_{ge} okolo 2 pF. Kapacita mezi mřížkou a stíněním se jeví jako část kapacity C_{gk} , která nebývá též velká.

Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, je horní mezní kmitočet $f \sim \frac{1}{C_{in}}$, proto je vždy snahou, aby tyto kapacity byly co nejmenší.

Další velmi výhodnou vlastností je, že tento zesilovač ještě více zvyšuje vstupní impedanci. Znamená to, že Wheatův katodový sledovač téměř vůbec nezatěžuje zdroj impulsního napětí.

Také na druhé straně snižuje velmi výstupní impedanci. Jeho výstupní impedance je dána výrazem:

$$R_{vys} = \frac{1}{S_1(1 + S_2 R_a)} \quad (14)$$

kde:

- S_1 = strmost horní elektronky,
- S_2 = strmost spodní elektronky,
- R_a = anodový odpor horní elektronky.

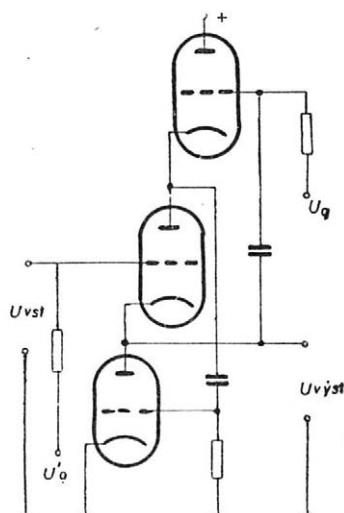
Zde probíhá následující proces: když se horní elektronka více otvírá, pak spodní elektronka se přivírá. Dá se to vysvětlit takto: předpokládáme, že přichází

na sledovač kladný impuls, který je veden na horní elektronku, již více otevírá, a na anodě se vytvoří záporný impuls, který je veden na mřížku spodní elektronky a přivírá ji. To je princip, jak se dá dosáhnout velmi malých vnitřních impedancí.

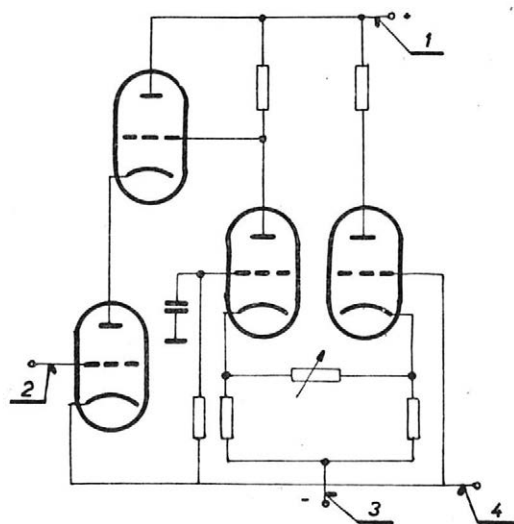
Modifikace Wheitova katodového sledovače

Tento Wheitův sledovač byl přepracován a několika autory modifikován s malými nebo velkými změnami. Nyní se o takových typech zmíníme a uvedeme si jejich vlastnosti.

V některých zapojeních má Wheitův sledovač místo anodového odporu opět zapojenu elektronku (obr. 6). Zapojením této další elektronky se snižuje vstupní kapacita.



6. Katodový sledovač s elektronkou v katodě a anodě



7. Katodový sledovač s diferenciálním zesilovačem

1 — 200 V, 3 — 180 V,
2 — vstup, 4 — výstup.

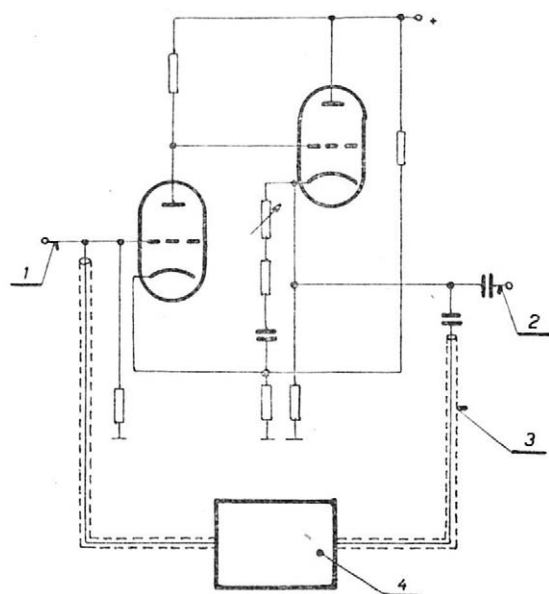
Dalším z modifikovaných typů je zapojení podle obr. 7. Zde se dá dosáhnout toho, že tento obvod má nulovou vstupní kapacitu. K tomu je třeba splnit některé požadavky, které se týkají velikosti zesílení jednotlivých elektronek.

Málo známou modifikací je takový obvod zapojený na obr. 8. První elektronka je napěťový zesilovač a druhá polovina je katodový sledovač. Kladná zpětná vazba je vedena mezi katodou napěťového zesilovače a katodou katodového sledovače. Záporná zpětná vazba je vedena z výstupu na vstup přes měnič, který je proveden z polarizované měnitelné kapacity. Tím je dosaženo dobrých frekvenčních vlastností až do vysokých frekvencí a dokonce i pro nízké frekvence.

Pomocí tohoto zapojení se dá dosáhnout velmi vysokých vstupních impedancí až několik desítek MΩ. Nevýhodou je dosti značná složitost. V praktickém zapojení bylo dosaženo těchto hodnot: Vstupní impedance 1500 MΩ, paralelní vstupní kapacita mřížky 5 pF. Jeho složitost spočívá v tom, že je nutno použít

mechanického elektrického měniče, který má za úkol napětí z výstupních svorek superponovat na napětí měnitelné od 40 Hz až do 10 kHz střídavé, to pak zesílit a přivést na vstupní svorky obvodu. Měníč je z oscilátoru, který má proměnnou kapacitu, a tím se mění jeho frekvence; proměnná kapacita kolísá kolem 50 pF.

Další výhodou tohoto zapojení je, že je možno dosáhnout zesílení většího než 1 při všech vlastnostech katodových sledovačů. Používá se zejména při zesilování signálů velmi nízkých úrovní.



8. Katodový sledovač s měničem

- 1 — vstup,
- 2 — výstup,
- 3 — stínění,
- 4 — měnič.

Přehled vlastností a použití katodových sledovačů

V závěru shrnujeme některé významné vlastnosti katodových sledovačů, pro které se jich používá:

Ponechávají velikost signálu beze změny amplitudy, neboť zesílení je ve většině případů blízké 1. Katodové sledovače ponechávají impuls ve stejné fázi.

Pokud jde o pásmo propustnosti, jsou schopny propouštět impulsy až do vysokých frekvencí a jen velmi málo zkreslují tvar impulsu.

Jsou důležitým členem tam, kde jde o to, aby obvod měl velkou vstupní impedanci. Dávají též možnost zapojení jako děliče impulsů. Navíc mají ještě velmi malou vstupní kapacitu.

Je u nich malá vstupní impedance, která umožňuje zapojit za katodový sledovač i dosti dlouhý kabel a bez jakéhokoli přizpůsobování.

Jak již je uvedeno v úvodu, používá se jich jako impedančního transformátoru z velkých impedancí na malé.

Další nespornou výhodou je, že vstupní napětí odebíráme z katody elektronky, a tudíž můžeme jednu stranu zátěže přímo uzemnit. Používá se jich hlavně jako vstupních obvodů v přístrojích v jaderné technice, kde bývají většinou zapojeny přímo v sondě detektoru. Takový obvod je zpravidla zapojen i na vstupu a výstupu zesilovačů, impulsních generátorů, analyzátorů, koincidenčí, antikoincidenčí apod. Používá se jich též v měřicí technice, kde slouží jako ohmmetry, voltmetry apod.

Souhrn

Tento článek měl za úkol popsat a uvést použití katodových sledovačů v jaderné technice, jejíž použití se značně rozšiřuje i do zemědělství. Článek má být vodítkem pro řešení uvedených problémů v praxi podle požadavků, které jsou na katodový sledovač kladeny. Nutnost zapojení katodového sledovače se vyskytuje zejména při měření jaderného záření, když není přímo na aparatuře a máme přivádět impulsy z velké vzdálenosti do detektoru; tehdy nastává nutnost zhotovit si takový katodový sledovač, který se umísťuje do měřicí sondy. V tomto článku je pro stručnost uveden jen nástin návrhu a výpočtu; všechny ostatní potřebné vztahy a odvození vzorců lze nalézt v uvedené literatuře.

Literatura

1. Bonč, Brujčevič: Použití elektronek v experimentální fyzice, SNTL, Praha 1959. — 2. Bubeník V.: Impulsová technika, SNTL, Praha 1960. — 3. Fassebender H.: Úvod do měřicí techniky záření a využití radioizotopů, SNTL, Praha 1960. — 4. Hogue E. W.: High Input Impedance Preamplifier Circuit. Electronics, XXVI, 11:184, New York 1953. — 5. Gärtner: Linear-Verstärker. Nachrichtentechnik, XI, 1:31, Berlin 1961. — 6. Cottiny, Gatti and Zaglie: A non overload linear amplifier for scintillation and proportional counters. Energia nucleare, VI, 9, Roma 1959. — 7. Fairstein E.: Line-Linear-Pulse Amplifier. Review of Scientific Instruments, XXVII, 7, New York 1956.

Катодный повторитель в качестве входного контура измерительных приборов ядерной техники

Эта статья имела целью описать и показать использование катодных повторителей в ядерной технике, применение которых значительно распространяется и в сельском хозяйстве. Статья должна быть руководством при решении указанных проблем на практике согласно требованиям, возлагаемым на катодный повторитель. Необходимость включения катодного повторителя встречается главным образом при измерении ядерного излучения, когда мы располагаем аппаратурой без него и должны подавать импульсы с большого расстояния от детектора; тогда возникает необходимость сконструировать такой катодный повторитель; как правило, он помещается в измерительных зондах. В этой статье в сжатом виде приводится только набросок проекта и расчета. Все остальные необходимые зависимости и выведение формул можно найти в приведенной литературе.

Kathodenfolger als Eintrittsbereich von Kerntechnikmeßgeräten

Die Aufgabe des vorliegenden Artikels bestand darin, die Anwendung von Kathodenfolgern in der Kerntechnik zu beschreiben, die sich auch in der Landwirtschaft immer stärker verbreitet. Der Artikel soll bei der Lösung der genannten Probleme in der Praxis als Richtschnur dienen, je nach den Anforderungen, die an

die Kathodenfolger gestellt werden. Die Notwendigkeit der Einschaltung der Kathodenfolger ergibt sich insbesondere bei der Messung der Kernstrahlung, wenn wir eine Apparatur ohne Kathodenfolger besitzen und Impulse aus weiter Ferne vom Detektor herbeiführen sollen; dann ist es notwendig, einen solchen Kathodenfolger anzufertigen, der in der Regel in der Meßsonde angebracht wird. In dem vorliegenden Artikel wird der Entwurf und die Kalkulation der Kürze halber nur umrissen. Alle übrigen erforderlichen Beziehungen und die Ableitung der Formeln können in dem aufgeführten Literaturnachweis nachgeschlagen werden.

ODMĚNĚNÉ VÝZKUMNÉ ÚKOLY ŘEŠENÉ VE VÝZKUMNÉM ÚSTAVU ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY V ŘEPÍCH U PRAHY

Tak jako v předcházejících letech, udělilo i v r. 1961 předsednictvo ČSAZV mimořádné odměny za vyřešené vědeckovýzkumné úkoly, které jsou přínosem pro zemědělskou praxi. O odměněných úkolech z oboru zemědělské techniky přinášíme stručné výtahy.

„Výzkum technologie dvoufázové sklizně cukrovky“ řešil kolektiv pracovníků VÚZT pod vedením inž. K. Medka. V tomto úkolu byla vyřešena technologie rozdělené sklizně cukrovky a současně koncepce seřezávače chrástu a sklízecího bulev pro tuto technologii. Tato koncepce byla provozně odzkoušena a doporučena do sériové výroby, která byla zahájena v r. 1961. Rozdělená sklizeň snižuje potřebu ruční práce proti dosavadním způsobům sklizně o 63–82 % a celkové náklady o 28 až 51 %.

Rozdělená sklizeň cukrovky podle koncepce VÚZT umožňuje stavbu jednoduchých, lehkých, mobilních a výkonných mechanizačních prostředků, které je možno nasazovat především v těžkých podmínkách, ve kterých již nemůže pracovat kombinovaný sklízec. Celý proces sklizně je zmechanizován, takže odpadá potřeba ruční práce.

Doporučuje se zavádět rozdělenou sklizeň především do oblastí, kde jsou zkušenosti s pomrnickým způsobem sklizně — ve Východočeském a Severomoravském kraji.

Pro technologii rozdělené sklizně se doporučuje vyrobit v roce 1961 ověřovací

sérii odpovídajících mechanizačních prostředků, a to:

a) dvouřádkový seřezávač chrástu s vysokozdvíhým zásobníkem, nesený na nosiči RS-09,

b) dvouřádkový sklízec bulev, vybavený nakládacím transportérem pro přímé nakládání sklizených bulev do vedle jezdícího vozu.

Vzhledem k tomu, že seřezávač chrástu je stavěn na nosič nářadí RS-09 a jeho výroba je podmíněna dodávkami těchto nosičů z NDR, doporučuje se při dalším vývoji seřezávače orientace na naše traktory unifikované řady. V úvahu by přicházela náprava s motorem řady 20 k.

Zpráva o výzkumném úkolu „Výzkum přepravy velkoobjemových hmot v zemědělství“, řešeném pod vedením V. Sladkého, obsahuje konkrétní rozbor problematiky dopravy velkoobjemových hmot, návrhy na řešení, výsledky rozsáhlých zkoušek v zemědělském provozu a agrotechnické požadavky a jiný podkladový materiál pro vývoj a výrobu dopravních prostředků (přívěsů, návěsů, sklízecích řezaček, vzduchových a mechanických dopravníků) pro komplexně mechanizované linky manipulující s lehkými hmotami v zemědělství.

Navrhovaná technologie umožní snížit náklady na dopravu obilovin o 80 až 100 Kčs na 1 ha, zvýšit produktivitu práce až čtyř- i pětinasobně a snížit potřebu dopravních prostředků. Podobně je tomu i při sklizni píce. Realizace návrhů přinese 200 až 250 miliónů ročních úspor našemu zemědělství.

Prívěsem PzS 50, který je již řešen na základě agrotechnických požadavků, je možno dosáhnout roční úspory asi 5000 Kčs proti dosavadním přívěsům.

Z dosažených výsledků vyplynuly tyto návrhy na opatření:

1. Byly vypracovány agrotechnické požadavky na univerzální zemědělský přívěs o nosnosti 5 t. Tento přívěs bude vyráběn v Brandýsských strojárnách a slévárnách jako přestavitelný s možností připojení velkoobjemové nástavby o obsahu 45 m³, která bude snímatelná, takže tento přívěs bude moci vykonávat i běžné dopravní úkoly.

2. Pro potřeby zemědělské praxe byly zhotoveny ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky výrobní výkresy snímatelné nástavby pro přívěsy T-5-P o obsahu 33 m³.

3. Výrobní výkresy na vozy T-3, 5-S byly rovněž zhotoveny ve VÚZT a předány MZLVH.

4. Vzhledem k roztržitosti výkresové dokumentace a výroby nástaveb bylo MZLVH doporučeno vydat soubor výkresů s návodem na stavbu velkoobjemových nástaveb tiskem.

Pod vedením inž. L. Domanského byl vyřešen výzkumný úkol „Výzkum úsporného podestýlání ve volných stájích pro skot“. Úspora podestýlky je jedním ze základních předpokladů podmiňujících rozvoj volného ustájení skotu. Z řešení úkolu vyplývají závěry, jejichž uplatnění v praxi znamená snížení spotřeby steliva až na 2 kg na kus a den, tedy průměrně pětikrát

proti dosavadnímu stavu. Závěry jsou návodem pro praxi, jakými materiály a za jakých podmínek podestýlat, dále jsou doporučovány optimální pracovní postupy při podestýlání a manipulaci se stelivem, osvědčené v průběhu dvouletých zkoušek na pokusném objektu jako nejúspornější s ohledem na spotřebu steliva. Rovněž bylo vyřešeno a realizováno technické provedení úsporné lehárny u volné stáje včetně zařízení pro odklizení hnoje z roštového prostoru. Technické podklady zařízení byly předány k realizaci zainteresovaným složkám (např. odboru pro zemědělskou výstavbu při KNV v Českých Budějovicích atd.). Mimoto slouží jako podklad při vývoji roštových volných stájí umožňujících úplné odstranění podestýlky, což je nutnou podmínkou pro uplatnění volných stájí v horských oblastech.

Všechna zařízení byla ověřena v provozu, navržené stroje zařazeny do soustavy strojů pro čs. zemědělství a výsledky předány ihned v průběhu řešení úkolu výrobním závodům (Agrostroj Pelhřimov, Agrostroj Prostějov), stavebním složkám (Státní ústav pro typizaci a vývoj zemědělských a lesnických staveb) a přímo do praxe (instruktáže, přednášky, přímá pomoc JZD a státním statkům při zavádění nové technologie).

V r. 1959 byl z celého souboru „Nová technologie chovu skotu“ řešených ve VÚZT odměněn cenou ČSAZV úkol „Výzkum mechanizace prací při volném ustájení skotu“, řešící způsob odstraňování hnoje z volných stájí, samostatné napájecí zařízení pro volné stáje a první etapa řešení dojírů (spotřeba práce).

Dále byli odměněni koordinátoři celého komplexu úkolů zabývajících se novými technologiemi chovu skotu.

Úkol „Rozbor fyzikálních vlastností mrvy z hlediska

mechanického zpracování“ pod vedením inž. J. Fialy byl dokončen v části týkající se chlěvské mrvy. Jde o úkol řešený na základě teoretických úvah a praktických pokusů. Byla zjištěna závislost slámy na elektrické vodivosti v chlěvské mrvě a stanoveny závislosti slamnati na objemové váze a pevnosti.

Tato zjištění umožňují konstrukci jednoduchého přístroje, jímž je možno hnůj charakterizovat a zjišťovat i různé agro-technické údaje, neboť např. slamnati také udává stupeň zetlelosti slámy na polním hnojišti apod.

Výsledků bylo dosaženo měřením speciálními původními přístroji, zvlášť k tomu účelu konstruovanými.

Problematika byla zpracovávána zcela samostatně, neboť nejsou známy ani výsledky ze zahraničí, ani žádná literatura.

Výsledky jsou bezprostředně použitelné v praxi při konstrukci zemědělských strojů, popř. při návrhu nových technologií souvisejících se zpracováním chlěvské mrvy. Byly a budou publikovány v odborném tisku. Ekonomický efekt lze těžko vyčíslit.

V úkolu „Výzkum technologie hnojení amoniakáty“ pod vedením inž. K. Mikeše byl vyřešen stroj pro hnojení kapalnými hnojivy, který je podkladem k sériové výrobě strojů v r. 1962 a dále byla vyřešena doprava a skladování kapalných hnojiv gumovými vaky.

Podle podrobného ekonomického rozboru přináší hnojení amoniakáty ve srovnání s tuhými hnojivy tento ekonomický efekt: při plošném hnojení jsou celkové přímé náklady na 1 ha nižší o 32 % a při meziřádkovém přihnojování o 13 %.

Zároveň s ekonomickým hodnocením amoniakátů byl proveden ekonomický rozbor hnojení bezvodým čpavkem: při plošném hnojení činí úspora nákladů na

1 ha 40 % a při meziřádkovém přihnojování 30 %.

Pro využití výsledků výzkumu v praxi se navrhuje:

a) Podle provozních zkušeností s funkčními modely strojů z r. 1960 vyrobit v KOVO Cheb vývojový typ stroje na kapalná hnojiva v r. 1961.

b) Funkční a dlouhodobé prověření navržených gumových vaků o obsahu 5 m³, 10 m³ a 25 m³, z nichž vak o obsahu 5 m³ je určen pro přepravu kapalných hnojiv a ostatní dva pro skladování kapalných hnojiv na zemědělském závodě.

c) Instruktáže o používání a technice hnojení kapalnými hnojivy na vybraném zemědělském závodě, kde budou prováděny v r. 1961 provozní pokusy ca na 300 ha.

„Výzkum energetických parametrů stávajících strojů s elektrickým pohonem“ — řešitel inž. S. Haš a kolektiv. Cílem úkolu bylo objasnit podmínky, za kterých pracují elektromotory na zemědělských strojích, určit energetické parametry těchto strojů, zjistit příčiny poruchovosti a navrhnout opatření pro zvýšení životnosti elektromotorů. Průzkumem se totiž zjistilo, že elektromotory v zemědělství mají asi 15% životnost při srovnání s údaji udávanými výrobcí elektromotorů. To vede k tomu, že ročně je nutné opravovat v zemědělském sektoru ca 25 000 motorů (podle průzkumu za rok 1957). Přitom průměrná cena na jednu opravu byla v uvedeném roce 560 Kčs.

Uskutečněním návrhů uvedených v závěrečné zprávě se velmi značně sníží poruchovost elektromotorů. Nový způsob jištění a spouštění zvýší samozřejmě cenu stroje. Toto zvýšení nebude větší než 200—300 Kčs. S ohledem na průměrnou

cenu opravy elektromotoru se tato částka zaplatí ušetřením provozních nákladů za 4 roky. Po této době ušetří pak každý elektromotor zemědělskému podniku průměrně 50 Kčs; v celostátním měřítku bude tato roční úspora činit nejméně 10 mil. Kčs.

Jako příloha zprávy jsou zařazeny „Pokyny pro volbu jednotlivých prvků elektrického pohonu“, které budou pro výrobce zemědělských strojů závaznými směrnici pro volbu elektrického pohonu.

Kromě výše uvedených úkolů byl odměněn i úkol „K o m b i n o v a n ý s k l í-

z e č p í c n i n“, který byl řešen mimo plán v rámci komplexní brigády ve spolupráci s Agrostrojem Pelhřimov, a jehož vedoucím byl inž. J. Mikulík. Byly vyvinuty dva alternativní funkční modely, které se ukázaly jako funkčně vhodné a provozně velmi spolehlivé. Dílčí výsledky naznačují, že po dokončení vývoje tohoto stroje se kombinovaný cepový sklízeč může stát univerzálním strojem pro sklizeň píce a obilovin (při třířázové sklizni). Je velmi jednoduchý a jeho poruchovost je nepatrná. Při jeho případné výrobě místo silážních řezaček by se ušetřilo zhruba asi 150 mil. Kčs.

Podepsáno k tisku dne 11. 8. 1962.

SLOVNÍČEK ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY

MLÁTIČKY

Jednoduchá mlátička
(nesprávně výtraska)
Простая молотилка
Single dressing thresher

Čistící mlátička
(nesprávně čistička)
Сложная молотилка
Finishing thresher

Automatická mlátička
(nesprávně automat)

Mlátička na pořezané obilí

Mlátička parcelní

Mlátička kontrolní
(nesprávně vyhodnocovací)

Širokomlátička

Bezvytrásadlová mlátička

Sklízecí mlátička
(nesprávně obilní kombajn)
Зерновой комбайн
Combine harvester

Žací mlátička

Sběrací mlátička

Sklízecí mlátička přímotoká

Sklízecí mlátička typu „L“

Sklízecí mlátička typu „T“
(nesprávně frontální, čelní)

Mlátička, která omlat nerozdružuje, zrno nečistí a netřídí. Zpravidla jen oddělí slámu od zbývajících složek omlatu

Mlátička, která rozdruží omlat, vyčistí a roztřídí zrno.

Čistící mlátička, vybavená automatickým vkládačem snopů a pneumatickými dopravníky na různé složky omlatu.

Mlátička, jejíž konstrukce je přizpůsobena na zpracování napřed pořezaného obilí.

Mlátička speciálně konstruovaná na výmlat malých množství obilí z pokusných parcel.

Mlátička, jež slouží k zjišťování ztrát při srovnávacích zkouškách mlátiček

Mlátička, do které se obilí vkládá rovnoběžně s osou bubnu.

Mlátička, u které jsou vytrásadla nahrazena jiným rozdrůžovacím zařízením.

Kombinovaný sklízec, který seče, event. sbírá posečenou plodinu a zpracuje ji dále jako mlátička.

Sklízecí mlátička, konstruovaná pouze na sečení stojícího obilí a jeho další zpracování, nikoli i na sbírání z řádků.

Sklízecí mlátička upravená pouze na sbírání a další zpracování napřed posečeného obilí.

Sklízecí mlátička, v níž zpracovávaná plodina postupuje beze změny směru, a to buď podélně nebo kolmo na směr jízdy.

Sklízecí mlátička, v níž zpracovávaná plodina mění směr postupu o 90° (obvykle ze směru příčného na podélný vzhledem k směru jízdy).

Sklízecí mlátička, v níž část obilí postupuje přímo, jiná část (obvykle větší) je dopravována nejprve zprava i zleva ke středu žacího stolu, tam mění směr o 90° z příčného na podélný a postupuje pak již podélně.



Polní mlat
(méně vhodně polní úpravna obilí)
Mechanizovaný polní mlat
Механизированный полевой ток

Prostor na poli upravený pro mlácení, popř. další manipulaci s obilím.
Polní mlat, zpravidla krytý, vybavený všemi stroji potřebnými k mlácení obilí a jeho dalšímu zpracování včetně přehazování při dosoušení.

Doplňková zařízení k mlátičkám

Vylušťovač jetele
Клеверотерка
Clover huller
Stohovač
СтогOMETATEL
Stacker

Doplňkové zařízení k čistící nebo automatické mlátičce na vylušťování a čištění jetelového semene.
Pneumatické nebo mechanické zařízení dopravující slámu, popř. slámu a úhrabky na stoh.

Hlavní orgány mlátiček

Mlátičí buben
Барабан
Drum
Mlatkový buben
Бильный барабан
Beater bar drum
Hřebový buben
Штифтовый барабан
Peg drum
Mlátičí koš
Дека, подбарабанье
Concave

Rotační orgán mlátičky uvolňující rázovým a třecím účinkem zrna z klasů, tobolek atd.

Buben působící na zpracovávanou plodinu rýhovanými listami, tzv. mlatkami.

Buben působící na zpracovávanou plodinu vystupujícími kolmými hřebíky (nesprávně zuby).

Ocelový rošt obloukového tvaru obepínající část bubnu. Slouží jako opěrný povrch při uvolňování zrn bubnem.

Vytřásadla
Соломотряс
Straw walkers
Úhrabečné síto
Грохот
Cavings riddle

Ústrojí rozdužující omlat na slámu a složky rozměrově menší, jež propadávají na další orgány.

Ústrojí rozdužující omlat zbylý po vytřásadlech na úhrabky (krátkou slámu) a další složky postupující do dalších orgánů.

Ústrojí zbavující — zpravidla třením — zrna osin.

Klasňovač
Шасалка
Awner
První čištění
Первая очистка
Lower shoe
Druhé čištění
Вторая очистка
Second dresser

Kmitající soustava sít oddělujících plevy, klasy a drobná plevelová semena z omlatu.

Soustava kmitajících sít dokončujících rozdužování v materiálu zpracovaném v prvním čištění.

Vědecký časopis Zemědělská technika uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědecko-technických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází jako dvouměsíčník. Celoroční předplatné 60 Kčs. — Redakce: Praha 2, Slezská 7, telefon 2544-51, 2575-41. Rozšiřuje Poštovní novinová služba, objednávky a předplatné přijímá Poštovní novinový úřad, ústřední administrace PNS, třída Obránců míru 2, Brno. Lze také objednat u každého poštovního úřadu nebo doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje Poštovní novinový úřad - vývoz tisku, Jindřišská 14, Praha 1. — Vytiskl Mír, novinářské závody, n. p., závod 2, provozovna 22, Legerova 22, Praha 2. A-02*21396