

7/9
VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Práce Výzkumného ústavu
zemědělské techniky

✓
10-11

ROČNÍK 15 (XLII)
PRAHA,
ŘÍJEN-LISTOPAD 1969
CENA 20 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1969

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

Научный журнал ЗЕМЕДѢЛЬСКАЯ ТЕХНИКА публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезка 7.

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Slezská 7.

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

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

Vědeckovýzkumné práce VÚZT

V posledním období se stalo již téměř pravidlem, že každý ročník časopisu *Zemědělská technika* obsahuje tématické číslo, věnované pracím Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze — Řepích.

Je velmi obtížné, aby obsah jednoho čísla představoval reprezentativní výběr z poměrně velmi rozsáhlé činnosti tak, jak je zakotvena v náplni ústavu. Jelikož značná část vědeckovýzkumných úkolů končí v roce 1969, a proto se závěrečné výsledky teprve zpracovávají, byl výběr podřízen nutnosti publikovat řešení dílčích uzavřených problémů.

Proto tedy jsou příspěvky *Anderta* a *Grunda* součástí celého komplexu řešení problematiky sklizně a konzervace zavadlé píce. *Andert* se zabývá vztahy mezi energetickou náročností a maximální výkonností soupravy, *Grund* opotřebením ostří nožů řezačky. Podobně i *Mikulíkova* práce je ze stejné oblasti a byla motivována snahou o urychlení zavadání píce v průběhu sklizně.

Fišer zveřejňuje výsledky použití mechanických dopravníků při plnění věží a dokazuje možnost úspěšné náhrady běžně používaných dopravníků pneumatických.

Sladký a *Souhrada* hledají širší uplatnění pro nový mechanizační prostředek posledních let — sběrací vůz. Nacházejí ho v použití technologie sklizně píce, postavené na použití sběracího vozu i v produkčních oblastech. I ve srovnání s lisem a řezačkou prokazuje sběrací vůz některé nesporné výhody.

Kolářova práce je z oblasti teoretických prací, jejichž výsledky mají největší uplatnění v dalším výzkumu, vývoji, resp. zkušebnictví. To platí i o návrhu generátoru pulsů pro výzkum strojního dojení.

Posléze *Višinský* a *Urban* uvádějí faktografickou studii o uplatnění mechanizace v československém zemědělství. Na základě rozboru dosavadního vývoje a údajů charakterizujících současný stav docházejí znovu k potvrzení názory, že další rozvoj zemědělské výroby závisí na rozvoji mechanizace, a to zejména energetické základny.

Závěrem je třeba znovu konstatovat, že tématické číslo nemůže obsáhnout celou náplň VÚZT. V průběhu let si však může čtenář, sledující pravidelně časopis *Zemědělská technika*, učinit objektivní úsudek o rozsahu a trendu činnosti ústavu.

Ing. Evžen Pick, CSc., vědecký redaktor tématického čísla

■ Poznatky z výzkumu i provozu s agregáty určenými pro sklizeň píce (píce se v různém stavu vlhkosti sbíráči seče, řeže na různou délku řezanky a nakládá do velkoobjemového vozu, často zapojeného do agregátu) nám ukazují na cykličnost a velmi proměnnou potřebu příkonu pro pohon agregátu (Andert 1969).

Tento příkon pro pohon agregátu je zapotřebí ke dvěma účelům, a to k pojezdu agregátu a k pohonu řezačky. Naší snahou má vždy být, aby výkonnost agregátu byla co největší při optimální měrné spotřebě energie na jednotku zpracovaného materiálu. Proto je třeba, abychom v rámci provozních možností organizovali a upravovali pracovní postup při sklizni píce tak, aby materiál byl pokud možno sklizen ve stavu, kdy je optimální měrná spotřeba energie na jednotku sklizené píce. Za druhé, aby se snížil vliv některých činitelů, které zvyšují nerovnoměrnosti příkonu pro pohon agregátu. Dále pak, aby byl příkon pro pojezd co nejmenší, a tím co největší část výkonu motoru (tj. zdroje mechanické práce — energie — pro pohon agregátu) byla přenechána k pohonu řezačky, která pak může zvýšit svou výkonnost.

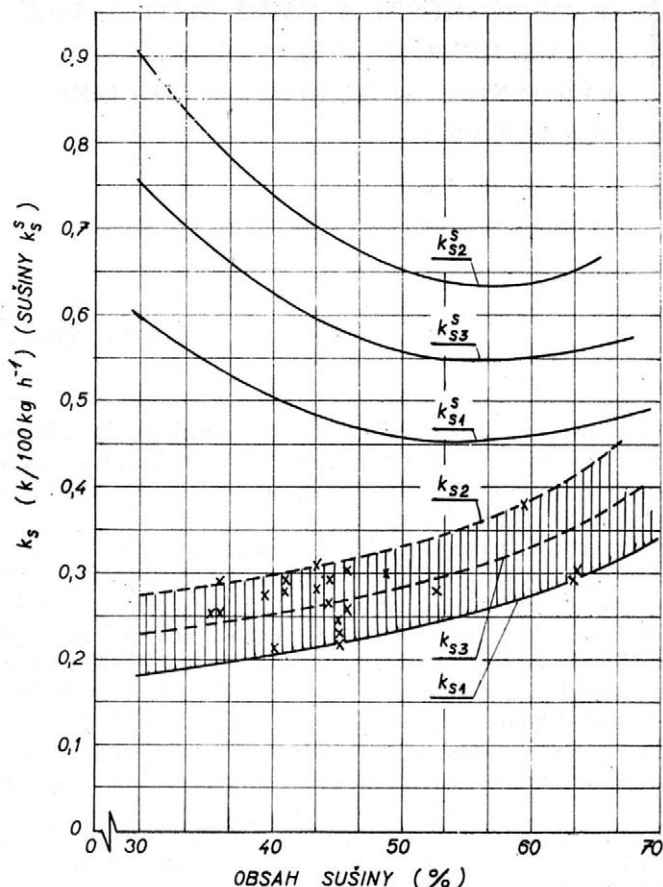
Proto budou v tomto pojednání blíže uvedeny poznatky o vlivu vlhkosti sklizené píce na spotřebu energie při jejím řezání, o vlivu nerovnoměrnosti hmotnosti shrnutého řádku na nerovnoměrnost příkonu, i o tom, jak tato nerovnoměrnost příkonu ovlivňuje maximální výkonnost daného agregátu.

METODICKÝ POSTUP

Při řešení této problematiky jsme vycházeli z laboratorně provozních poznatků zjištěných při sklizni podle metodického postupu uvedeného v článku Andertem (1969). Zároveň jsme navazovali na získané charakteristiky příkonu v závislosti na jezdové rychlosti, i na určené matematické vztahy mezi příkonem pro pohon agregátu a jeho výkonností, pracovními podmínkami a technickými parametry agregátu. Tyto poznatky, jakož i zjištěná spektra variability četnosti různého příkonu pro pohon agregátu, zejména při různé hmotnosti řádku, nám pak umožňují určit matematickou cestou optimální hmotnost řádku k dosažení maximální výkonnosti. Teoretické poznatky jsme pak prověřili v provozně laboratorních pokusech.

VLIV VLHKOSTI PÍCE PŘI JEJÍM ŘEZÁNÍ NA SPOTŘEBU ENERGIE

Píce sklízíme v různém stupni vlhkosti. Proto jsme při sklizni jetele a vojtěšky zjišťovali velikost příkonu pro pohon agregátu, a to v širokém rozmezí od 35 do 70 % obsahu sušiny sklizeného materiálu. Ze získaných hodnot jsme pak sestavili charakteristiky



1. Charakteristiky měrného příkonu k řezání u bubnové řezačky KS 69 v závislosti na obsahu sušiny pro:

ostré ostří (k_{s1}^s); jednotku výkonnosti v sušině (k_{s1}^s);

ostří na hranici maximálního příslušného otupení (k_{s2}^s ; k_{s2}^s);

střední otupení (k_{s3}^s ; k_{s3}^s);

zvýš. otupení nad přípustnou hranici (k_{s4}^s)

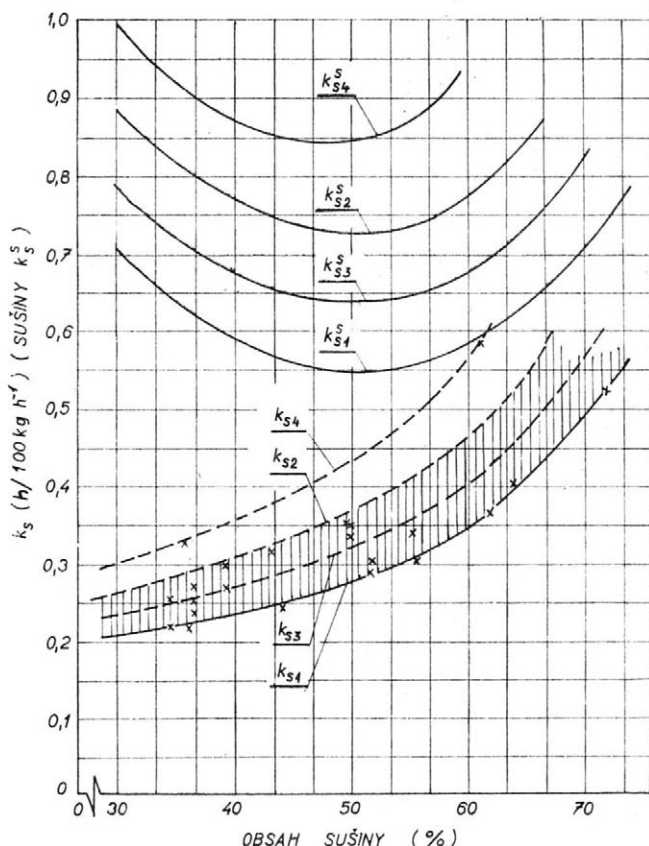
minimálního, středního a maximálně přípustného měrného příkonu na zpracování 100 kg materiálu za 1 hodinu, a to v závislosti na obsahu sušiny. Charakteristiky pro agregát Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 jsou uvedeny na obrázku 1 a pro agregát Z 50 Super + KB Star na obrázku 2.

Na obrázcích jsou též uvedeny charakteristiky měrného příkonu na rozřezání 100 kg h⁻¹ materiálu, udávaného v sušině v závislosti na obsahu sušiny. Se stoupajícím procentem sušiny stoupá příkon na jednotku množství zpracovaného materiálu za hodinu. Uvažujeme-li však měrný příkon vztažený na hmotnost samotné sušiny, pak shledáváme, že u bubnové řezačky KS-69 z počátku klesá až do obsahu sušiny cca 50 % a od této hodnoty opět se stoupajícím podílem sušiny stoupá. U řezačky kolové je minimum měrné spotřeby příkonu při obsahu sušiny asi 55 až 58 %.

Z těchto poznatků vyplývá, že spotřeba energie na jednotku hmotnosti píce je nižší u vlhčího materiálu a stoupá se stoupajícím obsahem sušiny (s klesající vlhkostí). Při hodnocení spotřeby energie ve vztahu k jednotce hmotnosti sklizené sušiny je naopak větší měrná spotřeba energie u vlhčího materiálu a se stoupajícím obsahem sušiny v materiálu spotřeba energie klesá až do cca 50 % obsahu sušiny; od tohoto minima opět stoupá.

2. Charakteristiky měrného příkonu k řezání u kolové řezačky Ködel v závislosti na obsahu sušiny pro:

ostré ostří (k_{s1}^s); pro jednotku výkonnosti v sušině (k_{s1}^s); ostří na hranici maximálního příslušného otupení (k_{s2}^s ; k_{s2}^s); střední otupení (k_{s3}^s ; k_{s3}^s) a zvýšené otupení nad přípustnou hranici (k_{s4}^s).



NEROVNOMĚRNOST SPOTŘEBY PŘÍKONU PRO POHON AGREGÁTU A VLIV HMOTNOSTI ŘÁDKU NA JEJÍ ZMĚNU

Na základě dříve uvedených poznatků o energetice agregátu pro sklizeň píce, sestaveného z kolového traktoru + sklízecí řezačky + velkoobjemového vozu (Andert 1969), byl určen následující matematický vztah pro určení středního příkonu z výkonnostních a technických parametrů agregátů pracujících v různých podmínkách:

$$P_{sP} = P_o + (k_1 + k_2 + k_3) W + rW + o'Wa + p(e^{bW} - 1)$$

popřípadě zjednodušený vztah

$$P_{sP} = F_G W \frac{f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + P_o + rW + o'Wa'$$

Při podrobnějším rozboru průběhu nerovnoměrného odběru příkonu pro pohon agregátu při dané pracovní rychlosti sledujeme, že k zjištění určité výkonnosti agregátu (W) je třeba, aby motor pro pohon agregátu byl konstruován na podstatně vyšší hodnotu, než je hodnota středního příkonu (P_{sP}), která vyplývá z předpokládané výkonnosti W . Toto zvýšení výkonu proti hodnotě středního příkonu je označováno jako rezerva a je potřebné ke krytí zvýšené potřeby příkonu, neboť okamžitá hodnota příkonu kolísá okolo střední hodnoty příkonu (P_{sP}).

Samotné kolísání příkonu je způsobeno proměnnými pracovními podmínkami. Je to zejména proměnná průchodnost materiálu řezačkou, a tím i okamžitá výkonnost agregátu, dále změna valivého odporu, jak změnou hmotnosti agregátu, tak i změnou svahovitosti terénu, ve kterém agregát pracuje. Za konstantní potřebu příkonu lze proto považovat jen tu jeho část, která odpovídá pohonu řezačky na prázdno. Proto se výkon motoru pro pohon agregátu určí ze středního příkonu podle vztahu

$$P_e = P_{sp} \cdot \varepsilon_o$$

kde: P_e — jmenovitý výkon motoru pro pohon agregátu

P_{sp} — střední příkon odpovídající výkonnosti daného agregátu a daným pracovními podmínkami

ε_o — střední stupeň rezervy příkonu pro daný agregát a pracovní podmínky

Bereme-li v úvahu jednotlivé faktory ovlivňující potřebu příkonu pro pohon agregátu, lze určit výkon motoru pro tento agregát podle vztahu

$$P_e = (P_o + (k_1 + k_2 + k_3) W + rW + oW^a + p(e^{bW} - 1)) \varepsilon_o$$

Běžně lze však používat zjednodušeného vztahu

$$P_e = \left(F_G W \frac{f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + P_o + rW + o'W^a \right) \varepsilon_o$$

Potřebný stupeň rezervy výkonu motoru pro jednotlivé typy agregátů a pracovní podmínky je patrný ze zjištěných spekter variability četnosti různého příkonu pro pohon agregátu, které jsou ovlivněny výkonností, pracovními podmínkami a parametry agregátu.

Kolísání průchodnosti materiálu řezačkou, a tím i kolísání její výkonnosti, která má nejčastěji největší vliv na rychlé kolísání potřebného příkonu, je ovlivněno hlavně dvěma příčinami: nestejnou hmotností řádku a nestejným podáváním materiálu do řezačky způsobeným nestejnou hmotností řádku.

Nestejná hmotnost řádku je způsobena jednak proměnným porostem na jednom pozemku, jednak sklízecími stroji.

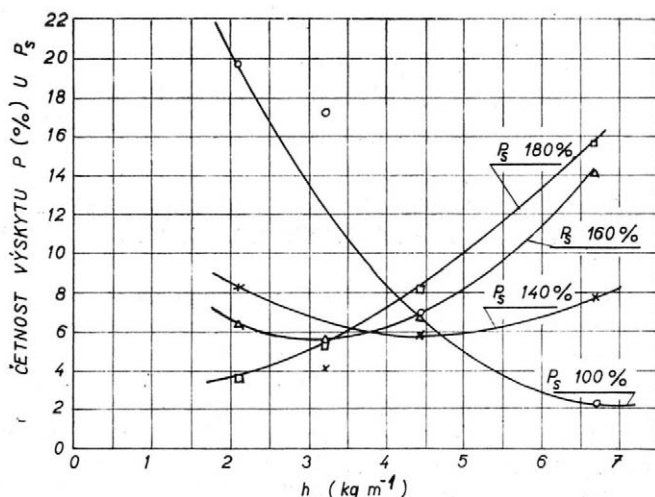
Jestliže shrnujeme několik řádků s určitou nestejnou hmotností (která vznikla za žací lištou) a vytváříme tak hmotnější řádky, pak jejich nerovnoměrnost hmotnosti bude v absolutních hodnotách výchylek větší než ta, která byla u jednotlivých řádků, které jsme shrnovali k sobě. Proto z čím větší šíře shrnujeme řádek, tj. čím jej děláme hmotnější, tím je větší absolutní hodnota jejich nerovnoměrnosti hmotnosti. Samotná výše nerovnoměrnosti je však pro stejnou výslednou střední hmotnost řádku ovlivněna jakostí porostu.

Nestejně podávání materiálu do řezačky (které je způsobeno jinými jevy než nestejnou hmotností řádku) bývá způsobeno tím, že podávací ústrojí řezačky vtahuje píci do řezačky větší rychlostí, než je pojezdová rychlost agregátu. Jestliže pak vtahovaná píce drží pevně s určitou další částí řádku (hrstí), vtáhne ji do řezačky rychleji, než odpovídá střední výkonnosti sklízecího agregátu. Po tomto zvýšeném dávkování následuje pak pokles dodávky píce do řezačky pod střední hodnotu výkonnosti, a tím poklesne i potřeba příkonu pod jeho střední hodnotu. Toto spojování píce v určité „hrsti“ je tím intenzivnější, čím větší hmotnost řádku vznikla shrnováním z větší šíře pole, čím delší je shrnovaný materiál a čím nepravidelněji byl již složen při sečení a dalším zpracování. Toto „hrstování“, a jím ovlivněné nepravidelné vkládání materiálu do řezačky, má základní vliv na stoupání nerovnoměrnosti potřeby příkonu (s rostoucí hmotností shrnutého řádku), a to nejen co do absolutní hodnoty nerovnoměrnosti příkonu, ale i co do relativní výše odchylek příkonu vůči jeho střední hodnotě.

Podle poznatků s tímto typem sklízecího agregátu doporučujeme, aby střední stupeň rezervy příkonu (ε_0), a tím příslušná rezerva výkonu motoru vůči potřebnému střednímu příkonu pro pohon agregátu (P_{sP}), byl volen podle té hodnoty výkonu, která se během jednoho pracovního cyklu (naplnění vozu) vyskytuje ve čtyř až šestiprocentní četnosti, ovšem je-li rozsah výkonu motoru rozdělen do 7 klasifikačních polí.

Pro pracovní podmínky uvedené v obrázku 3 by střední stupeň rezervy výkonu odpovídal hodnotě $\varepsilon = 1,8$ pro hmotnost řádku cca $h = 2 \text{ kg m}^{-1}$.

3. Charakteristiky průběhu četnosti výskytu středního příkonu (P_s) a vyšších výkonů v závislosti na hmotnosti řádků pro agregát Z 50 Super + KS 69 + PzO 35



Vzhledem k tomu, že vyšší hmotností řádku stoupá nerovnoměrnost příkonu pro pohon řezačky, jeví se proto jako potřebné, aby pro větší hmotnost shrnutého řádku byl stupeň rezervy pro pohon řezačky zvýšen podle vztahu

$$\varepsilon_x = \varepsilon_0 (1 + \varphi(h_x - h_0))$$

- kde: h_0 — hmotnost řádku, pro kterou byl určen střední stupeň rezervy příkonu ε_0
 h_x — hmotnost řádku, pro kterou má být určeno zvýšení stupně rezervy příkonu pro pohon řezačky ε_x
 ε_0 — střední stupeň rezervy příkonu pro pohon agregátu při sběru řádku o hmotnosti h_0
 ε_x — zvýšený stupeň rezervy příkonu pro pohon řezačky
 φ — koeficient stoupání nerovnoměrnosti příkonu pro pohon řezačky, zvýšený vlivem stoupající nerovnoměrnosti hmotnosti shrnutého řádku

Doporučujeme jej určit podle stoupající četnosti výskytu toho příkonu, který odpovídá svou výší střední hodnotě stupně rezervy příkonu. Jeho hodnotu je pak třeba určit z několika opakovaných měření podle vztahu

$$\varphi = \frac{\xi_2 - \xi_0}{h_2 - h_0}$$

V našem případě

$$\varphi = \frac{0,132 - 0,038}{6 - 2} = 0,03$$

kde: ξ_2 — četnost výskytu příkonu, který byl zajištěn při sklizni řádku o hmotnosti h_2 , a to pro hodnotu příkonu získanou součinem středního příkonu při sklizni řádku o hmotnosti řádku h_0 a středního stupně rezervy příkonu ε_0

ξ_0 — četnost výskytu příkonu, který byl zjištěn při sklizni řádku o hmotnosti h_0 , a to pro hodnotu příkonu, která odpovídá součinu ze středního příkonu pro sklizeň řádku o hmotnosti h_0 a středního stupně rezervy příkonu ε_0 (v našem případě $\varepsilon_0 = 1,8$)

Tyto vlivy hmotnosti řádku lze pak vyjádřit i v celkovém matematickém výrazu pro určení výkonu motoru pro pohyb agregátu:

$$P_e = W F_G \frac{f_{vs} \varepsilon_0 (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + P_0 \varepsilon_0 + r W \varepsilon_0 (1 + \xi(h_x - h_0)) + \sigma' W a' [(1 + \xi(h - h_0))]$$

kde: a' — součinitel strmosti stoupání exponenciálního přírůstku příkonu
 r — výkon motoru k zajištění jednotkové výkonnosti (W) agregátu — měrný příkon
 σ' — součinitel významu exponenciálního přírůstku příkonu
 F_G — síla od hmotnosti celého agregátu

MAXIMÁLNÍ VÝKONNOST SKLÍZECÍHO AGREGÁTU VE VZTAHU K RŮZNÉ HMOTNOSTI SHRNUTEHO ŘÁDKU PÍCNIN

Všeobecně se dříve předpokládalo, že při největší hmotnosti řádku lze dosáhnout při daném výkonu motoru největší výkonnosti sklizňového agregátu. Bylo to zdůvodněno úvahami, že čím větší hmotnost řádku, tím nižší pojezdová rychlost agregátu a tím menší potřeba energie pro pohyb agregátu. V důsledku nižší potřeby energie pro pohyb může být použito větší části výkonu motoru k pohonu řezačky, což má zvýšit její výkonnost, a tím i výkonnost sklizňového agregátu. Z hlediska spotřeby mechanické práce na jednotku zpracovaného materiálu je tato úvaha správná, avšak se vzrůstající hmotností řádku vzrůstá nerovnoměrnost dodávek materiálu, která ovlivňuje nepříznivě koeficient využití výkonu motoru. Toto snižování koeficientu využití maximálního výkonu motoru jde podstatně rychleji než nastává zlepšení (zvýšení) využití výkonu motoru v důsledku snížení rychlosti pohybu agregátu, a tím i zmírnění vlivu nerovnoměrnosti příkonu pro pojezd na celkovou příkonovou bilanci pro pohon agregátu.

Protože můžeme měnit hmotnost řádku, která ovlivňuje maximální výkonnost, snažíme se určit, při jaké hmotnosti řádku lze dosáhnout maximální výkonnosti agregátu při zachování ostatních parametrů jak agregátu, tak pracovních podmínek.

Vycházíme-li ze složitých vztahů, které jsou uvedeny v předcházejících statích pro určení středního příkonu (P_{sp}) potřebného pro pohon sklízecího agregátu (s přihlédnutím k výkonnostním a technickým parametrům agregátu, jakož i k pracovním podmínkám, ve kterých agregát sklízí), obdržíme i značně složitý vztah pro určení maximální výkonnosti agregátu v daných pracovních podmínkách.

K určení významu hmotnosti shrnutého řádku na výkonnost agregátu však postačí, použijeme-li nejjednoduššího výrazu k určení výkonu motoru, a to

$$P_e = W F_G \frac{f_{vs} \varepsilon_0 (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + P_0 \varepsilon_0 + r_0 W \varepsilon_0 [1 + \varphi(h - h_0)]$$

Uvedený vztah je rovněž vhodný pro malý rozsah výkonnosti (W) a jí odpovídající měrný příkon r_0 . Z tohoto výrazu lze pak určit výraz pro výkonnost agregátu

$$W = \frac{Ah}{B + hC + h^2D}$$

kde: $A - (P_e - P_0 \varepsilon_0) 2700 \eta_m (1 - \delta_s)$
 $B - F_G f_{vs} \varepsilon_0 (\cos \alpha \pm \sin \alpha)$
 $C - 2700 \eta_m (1 - \delta_s) r_0 \varepsilon_0 (1 - \varphi h_0)$
 $D - 2700 \eta_m (1 - \delta_s) r_0 \varepsilon_0 \varphi$

Vycházíme-li ze vztahu mezi výkonností agregátu a hmotností řádku, pak určíme maximum této funkce ze vztahu

$$dW/dh = 0$$

Z této závislosti pak lze určit i optimální hmotnost řádku po dosažení maximální výkonnosti

$$h_{opt} = \sqrt{\frac{B}{D}} = \frac{F_G \cdot f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 \eta_m (1 - \delta_s) r_o \varphi}$$

Jelikož jsme k tomuto výpočtu optimální hmotnosti, případně maximální výkonnosti daného agregátu, použili zjednodušeného vztahu mezi potřebou výkonu motoru a určitou výkonností agregátu (W), je třeba měrný příkon (r_o) na jednotku výkonnosti stanovit z příslušné charakteristiky (středního příkonu pro pohon agregátu v závislosti na výkonnosti) jako střední hodnotu pro určitou výkonnost, kterou jsme předpokládali, že se blíží maximální výkonnosti.

Pro základní informaci o průběhu maximální výkonnosti agregátu ve vztahu ke změnám hmotnosti řádku však plně postačí, provedeme-li celý propočtení pro jednu hodnotu měrného příkonu nutného k pohonu řezačky na řezání a dopravu ($r_o = r_s$), a to pro odpovídající hranici optimální výkonnosti sklízecího agregátu, kdy je minimální měrná spotřeba mechanické práce na hmotnou jednotku sklizené píce.

Podle přesnosti požadovaného výpočtu můžeme uvedený propočtení několikrát opakovat, až se vypočtená maximální výkonnost blíží té hodnotě, pro kterou jsme stanovili měrný příkon r_o .

PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ MATEMATICKÉHO VZTAHU PRO URČENÍ MAXIMÁLNÍ VÝKONNOSTI AGREGÁTU A OPTIMÁLNÍ HMOTNOSTI ŘÁDKU

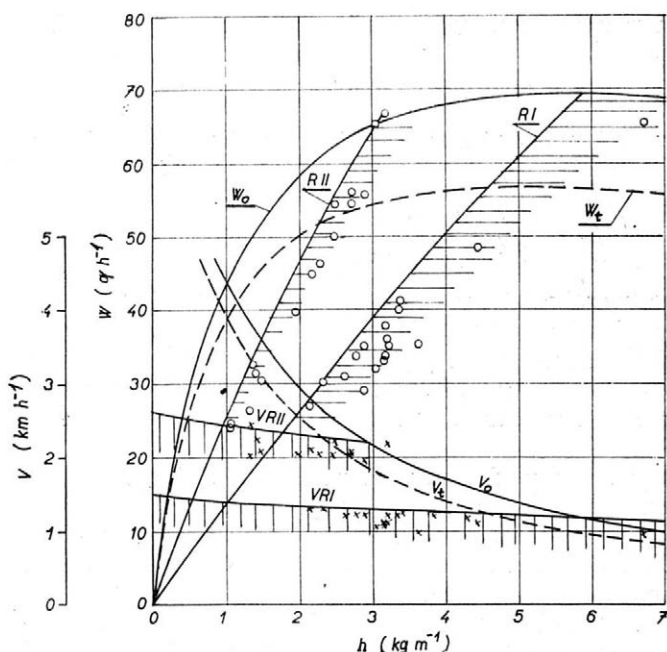
Na základě rozpracovaného matematického vztahu pro určení maximální výkonnosti sklízecího agregátu v určitých pracovních podmínkách a na základě změřených hodnot pro agregát Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 byla vypracována charakteristika výkonnosti agregátu v závislosti na hmotnosti řádku. Tato charakteristika je pro sklizeň zavadlé píce (vojtěška, jetel) o obsahu sušiny 45 až 50 % a pracovní podmínky, odpovídající mírně členitému terénu (do svahu 5°). Protože ostří nožů řezačky má velký vliv na výkonnost, byla vypracována jak pro ostré, tak pro tupé ostří. Tyto charakteristiky jsou pak uvedeny na obrázku 4.

Z uvedených charakteristik výkonnosti agregátu v závislosti na hmotnosti řádku vyplývá, že optimální hmotnost řádku je asi $h = 5,6 \text{ kg m}^{-1}$.

Rozdíly ve výkonnosti agregátu při změně hmotnosti řádku v rozmezí 3 až 6 kg m^{-1} nejsou velké a pohybují se v rozmezí 7 %.

Údaje a poznatky získané během provozních zkoušek jsou uvedeny jako jednotlivá měření do pole charakteristik na obrázku 4 a potvrzují správnost výpočtu optimálních podmínek pro dosažení maximální výkonnosti sklízecího agregátu. Charakteristiky výkonnosti R I a R II odpovídají při práci agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 39 zařazení prvního (R I) nebo druhého (R II) redukováného převodového stupně u traktoru Z 50 Super. Pokud jsou jednotlivá měření, uvedená u těchto charakteristik, od nich odchýlena, je toto odchýlení způsobeno rozsahem vypínání spojky pro pojezd, a tím i zpomalování pojezdové rychlosti agregátu.

Z těchto charakteristik výkonnosti pro jednotlivé převodové stupně vyplývá požadavek na nejvýhodnější hmotnost řádku, při níž by agregát Z 50 Super + KS 69 +



4. Porovnání charakteristik maximální výkonosti agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 při ostrém (W) a tupém (W_t) ostří s charakteristikami výkonosti agregátu při jízdě na prvý ($R1$) a druhý ($R2$) redukovaný stupeň v závislosti na hmotnosti řádku, sestavené podle proočtu a porovnané s naměřenými hodnotami

+ PzO 35 dosáhl vyšší, popřípadě maximální výkonosti, kterou je agregát schopen plnit. Tak například při zařazení druhého redukovaného převodového stupně má být střední hmotnost řádku cca 3 kg m^{-1} (popřípadě méně podle pracovních podmínek). Při překročení hmotnosti zhruba nad $3,2 \text{ kg m}^{-1}$ je již tato hmotnost příliš velká, takže musí být použito prvního redukovaného převodového stupně. To se však pro tuto hmotnost projeví podstatným klesnutím výkonosti agregátu vzhledem k maximální, které by se mohlo tímto agregátem dosáhnout, pokud by traktor měl jinak upravený převodový stupeň odpovídající této rychlosti, popřípadě by měl možnost plynule měnit pojezdovou rychlost. Obdobně je tomu při používání prvního redukovaného stupně, avšak zde již může být volena vhodná hmotnost řádku v širším rozsahu $4,5$ až 6 kg m^{-1} , aniž by to způsobilo pokles výkonosti agregátu v takové míře, jako u druhého redukovaného stupně při poklesu hmotnosti řádku ze 3 na $2,3 \text{ kg m}^{-1}$.

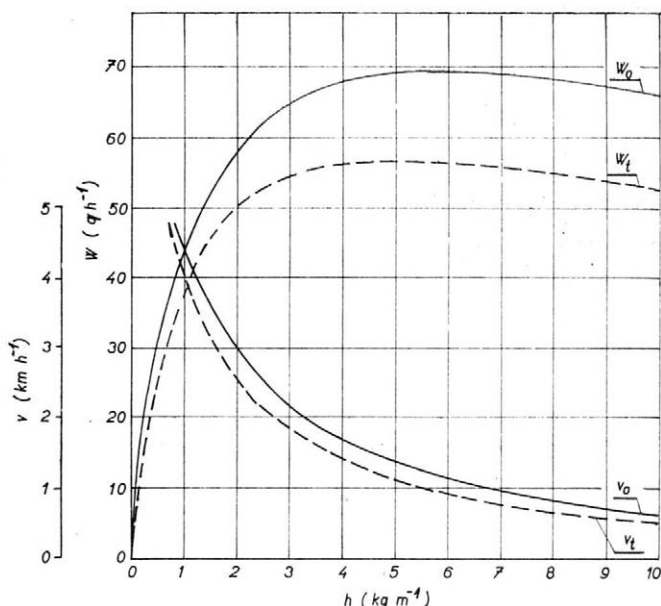
Porovnáním charakteristik výkonosti agregátu, jehož řezačka je vybavena ostrým ostřím (W_o) s charakteristikou agregátu, jehož řezačka má tupé ostří (W_t), shledáváme opět, jak velký vliv má na snížení výkonosti vzrůstající otupení nožů řezačky (obr. 5).

VLIV ZVÝŠENÍ VÝKONU MOTORU, POPŘÍPADĚ PLNĚNÍ ŘEZAČKY DO VEDLE PŘIPOJENÉHO VOZU NA VÝKONNOST AGREGÁTU

Ke zjištění rozsahu vlivu připojeného velkoobjemového vozu na výkonost sklizňového agregátu, popřípadě k porovnání výkonosti agregátu na počátku práce, kdy je připojený velkoobjemový vůz prázdný, s dobou, kdy je plný, byly vypracovány příslušné charakteristiky změn výkonosti (obr. 6).

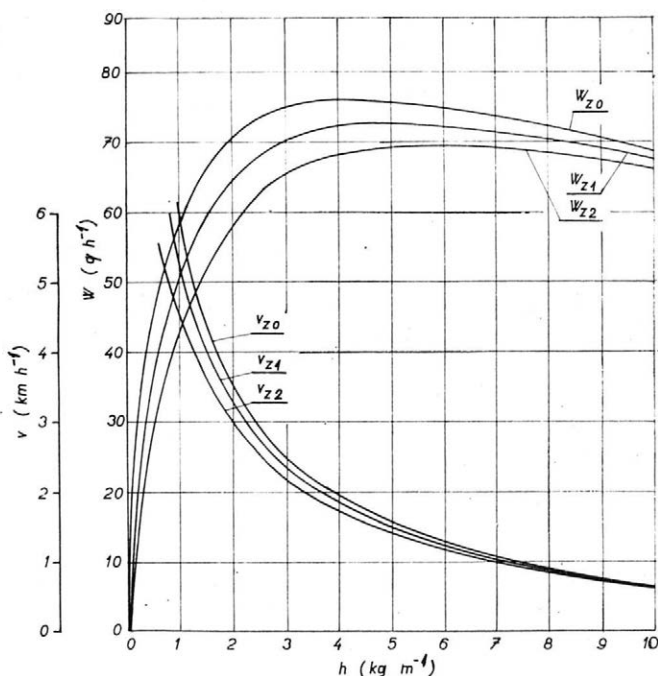
Z těchto charakteristik je patrné, že nejnepríznivější vliv vozu na výkonost agregátu je při vyšších rychlostech, kdy agregát pracuje v rozmezí pojezdových rychlostí

5. Vliv otupení ostří na změnu charakteristiky maximální výkonnosti a optimální pracovní rychlosti agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 při sklizni zavadlého jetele a vojtěšky (45–50 % sušiny) v závislosti na hmotnosti řádku



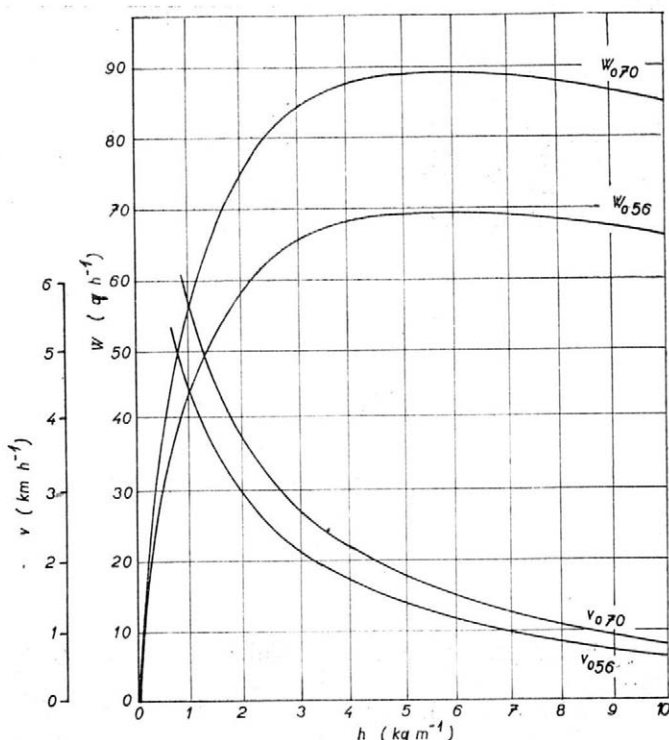
2,5 až 5 km h^{-1} , a to při hmotnosti řádku cca 1,3 až 3 kg m^{-1} . Při vyšších hmotnostech řádku nepříznivý vliv vozu na výkonnost agregátu postupně klesá.

K posouzení, do jaké míry by přispělo, kdyby traktor Z 50 Super měl výkon motoru cca 70 k (tak bylo již dříve požadováno), byla vypracována pro tentýž agregát Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 výkonová charakteristika jak pro výkon motoru 56 k, tak i pro výkon



6. Porovnání charakteristik maximální výkonnosti (a odpovídající pojízdné rychlosti v) agregátu Z 50 Super + KS 69 bez vozu (W_{z0}) s prázdným PzO 35 (W_{z1}) a s naplněným PzO 35 (W_{z2}) v závislosti na hmotnosti řádku

7. Porovnání charakteristik maximální výkonnosti a optimální pojízdové rychlosti agregátu kolového traktoru s KS 69 a PzO 35 motoru v závislosti na hmotnosti řádku, kdy výkon motoru kolového traktoru je 56k (W_{056}) a 70k (W_{070}) a řezačka má ostré ostří



motoru 70 k (obr. 7). Z tohoto obrázku je patrné, jak velmi příznivý vliv by mělo použití výkonnějšího motoru u traktoru Z 50 Super, protože by mohla maximální výkonnost stoupat z cca 70 q ha^{-1} asi na 90 q ha^{-1} , vyšší výkon motoru by mohl být plně využit ke zvýšení výkonnosti agregátů, neboť příkon pro pojezd agregátu se v podstatě pro oba dva způsoby nezměnil. Stoupl by jen měrný příkon (k'_s) pro řezání a dopravu.

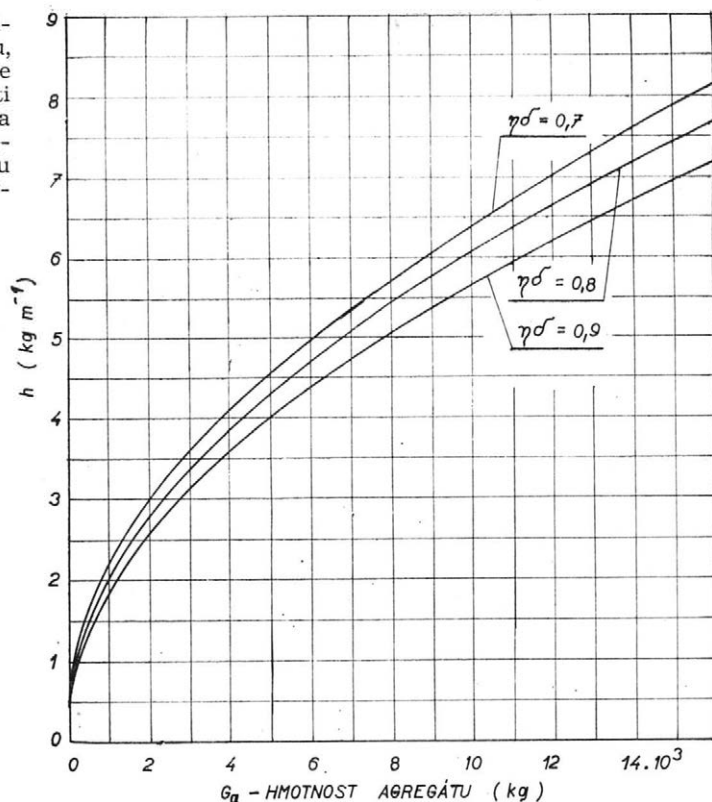
VLIV OSTATNÍCH PARAMETRŮ AGREGÁTU A PRACOVNÍCH PODMÍNEK NA OPTIMÁLNÍ HMOTNOST ŘÁDKU

Jelikož optimální hmotnost řádku je závislá i na dalších proměnných veličinách, jako je hmotnost agregátu, koeficient valivého odporu, účinnost prokluzu a vypínání spojky, měrný příkon, byly pro tyto činitele (faktory) vypracovány zvláštní charakteristiky o jejich vlivu na volbu optimální hmotnosti řádku.

Vliv hmotnosti agregátu na volbu optimální hmotnosti řádku je patrný z charakteristik uvedených na obr. 8.

Vliv součinitele valivého odporu na volbu optimální hmotnosti řádku, a to jak při jízdě po rovině, tak i při jízdě do svahu 5° , je uveden na obrázku 9. Z těchto charakteristik je patrné, že svah má velký vliv na volbu hmotnosti řádku. Jedná se o ten případ, kdy velikost svahu není zahrnuta (pro jízdu kolem pole během jednoho cyklu) v součiniteli využití výkonu motoru. Tyto charakteristiky slouží k posuzování vhodnosti řádku pro rozsáhlé pozemky, kdy jeden cyklus pro naplnění vozu je kratší nebo rovný délce pole.

8. Charakteristika velikosti hmotnosti řádku, při které se dosahuje maximální výkonnosti agregátu v závislosti na hmotnosti celého agregátu, a to pro různou účinnost prokluzu a vypínání

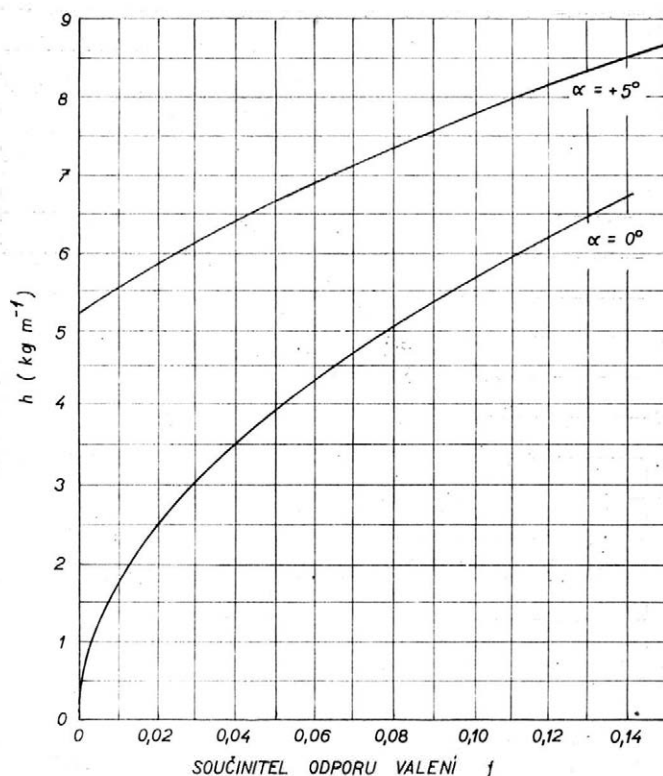


Do jaké míry ovlivňuje volbu optimální hmotnosti řádku různá činnost prokluzu a vypínání pojezdového ústrojí, které brání přetížení drážky, ukazuje charakteristika optimální hmotnosti řádku v závislosti na účinnosti prokluzu a vypínání (obr. 10).

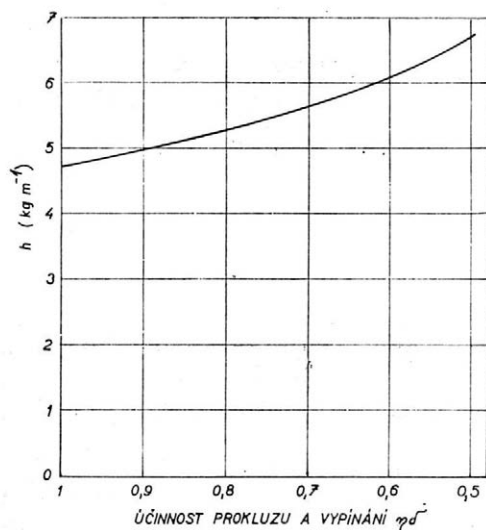
ZÁVĚR

Dosažené výsledky umožňují:

- určit z charakteristiky středního příkonu pro pohon agregátu v závislosti na pojezdové rychlosti agregátu, jakož i podle variability spektra četností různého příkonu pro pohon agregátu příslušný stupeň rezervy výkonu motoru pro pohon tohoto agregátu;
- vypočítat maximální dosažitelnou výkonnost agregátu při současném určení optimální hmotnosti řádků, kterou je třeba zajistit při shrnování píce do řádků;
- u daného traktoru volit nejvhodnější převodový stupeň, aby pro zajištěnou hmotnost řádku (mírně se lišící od vypočtené optimální) bylo dosaženo i maximálně dosažitelné výkonnosti;
- konstruovat traktory (ale i ostatní členy agregátu), hlavně jejich motory a převodovky tak, aby svými parametry (nejen co do výkonu nebo stupně převodu, byly lépe přizpůsobeny proměnnému charakteru zatížení.



9. Charakteristika velikosti hmotnosti řádku, při které dosahuje agregát maximální výkonnosti v závislosti na součiniteli valivého odporu, a to pro jízdu na rovině a do svahu 5 stupňů



10. Charakteristika velikosti hmotnosti řádku, při které se dosahuje maximální výkonnosti agregátu v závislosti na účinnosti prokluzu a vypínání pojezdového ústrojí traktoru

Literatura

ANDERT A., BOHATA F., 1963, Metoda a přístroj pro automatickou klasifikaci, registraci a signalizaci průběhu vztahu dvou proměnných veličin. Zemědělská technika 2 : 107-122.

- ANDERT A., 1969, Energetika agregátu z kolového traktoru, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu. Zemědělská technika 5 : 241-260.
- Výzkum energetické potřeby a návrh energetických zdrojů při výrobě pícnin. Zpráva VÚZT č. 652.

Došlo dne 30. 9. 1969

Влияние влажности и веса валка на энергетику и максимальную производительность агрегата для уборки измельченного корма

Полученные данные исследования и работы с агрегатами, предназначенными для уборки кормовых культур (когда корм собирается и косится в разном состоянии влажности, далее измельчается на разную длину резки и затем погружается на крупногабаритный прицеп, часто включенный в этот агрегат), показывают цикличность и весьма изменчивую потребность в мощности для привода этого агрегата. (См. статью «Энергетика агрегата колесного трактора, подборщика-измельчителя и крупногабаритного прицепа» этого журнала, № 5, 1969 г.).

Дальнейшими более подробными анализами из установленных данных об энергетике этих уборочных агрегатов были получены материалы, каким образом избежать их неравномерные производительности и с этим связанные явления.

Это дает возможность:

- по характеристике средней потребляемой мощности для привода агрегата в зависимости от его скорости передвижения, а также по изменчивости спектра частоты разной потребляемой мощности для привода агрегата определить соответствующую степень резерва мощности двигателя для привода этого агрегата;
- вычислить максимальную достижимую производительность агрегата при одновременном определении оптимального веса валка, которому необходимо обеспечить при сгребании кормовых в валки;
- у данного трактора выбирать наиболее подходящие ступени передач, чтобы для выбранного веса валка (несколько отличается от вычисленного оптимального значения) достигнуть максимально возможной производительности;
- конструировать тракторы (а также и другие звенья агрегата), главным образом двигатели и передачи, чтобы своими параметрами, что касается мощности и ступени передач, они лучше были приспособлены к этому переменному характеру загрузки.

The Effect of the Humidity and Thickness of Rows on the Energetics and Maximum Performance of the Chopped Forage Harvesting Aggregate

Experience with the research and operation of the aggregates for the harvesting of fodder crops (where forage is picked or cut at different humidities, then chopped to different-size chaff, and loaded to large-capacity wagons, often included in the aggregate) show some cyclic nature, and a highly variable need for the input to drive the aggregate. (See the article "The Energetics of the Wheel-Tractor — Picker-Chopper — Large-Capacity Wagon Aggregate" in No. 5/1969 of the same magazine.)

Further detailed analyses of the data concerning the energetics of these harvesting aggregates have provided a basis for tackling the variability of their performance and other associated phenomena.

This allows for:

- determining a necessary reserve in the performance of the motor driving the aggregate. The determination is derived from the characteristics of a mean input as depending on the speed of the aggregate, and from the variability of the frequency spectrum of different inputs to drive;
- calculating a maximum attainable performance of the aggregate, and simultaneously determining an optimum thickness of rows, which must be assured during the putting of forage in rows;
- choosing the most suitable gear in a given tractor, to reach a maximum performance for the thickness of rows as prepared before (slightly different from the calculated optimum).

- producing tractors (and other items of the aggregate), particularly their motors and gear-boxes, so that their parameters (in performance or gear) are better equipped for the variability in load.

Der Einfluß der Feuchtigkeit und Massendichte der Reihe auf die Energetik und maximale Kapazität des Aggregates für die Häckselfutterernte

Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Erforschung und dem Betrieb mit den Aggregaten, die für die Futterplanzenernte (wo das Futter in verschiedenartigem Feuchtigkeitzzustand gesammelt oder gemäht wird, fernerhin auf eine verschiedene Länge des Häckels geschnitten und nachher in einem Großvolumenwagen, der oft in diesen Aggregat angegliedert ist, geladen wird), bestimmt werden, weisen einen Zyklus und einen sehr veränderlichen Verbrauch des Leistungsbedarfes zum Antrieb dieses Aggregates auf.

(Siehe die Arbeit „Die Energetik des Aggregates aus dem Radschlepper, Mähhäcksler und Großvolumenwagen“ Nr. 5/1969 derselben Zeitschrift.)

Durch die ausführlicheren Analysen aus den ermittelten Angaben über die Energetik dieser Mähaggregaten wurden Grundlagen erreicht, wie man ihre ungleichmäßige Leistung und die damit zusammenhängenden Erscheinungen bekämpfen soll.

Das ermöglicht dann:

- aus der Charakteristik des mittleren Leistungsbedarfes zum Aggregatantrieb in Abhängigkeit von seiner Fahrgeschwindigkeit, als auch nach der Variabilität des Spektrums der Häufigkeiten verschiedener Leistung zum Aggregatantrieb eine zugehörige Reservenstufe der Motorleistung zum Antrieb dieses Aggregates zu bestimmen;
- die maximal erreichbare Kapazität des Aggregates bei gleichzeitiger Bestimmung der optimalen Massendichte der Reihen, die man beim Zusammenrechnen in Reihen sichern muß, auszurechnen;
- beim gegebenen Schlepper die geeignetste Geschwindigkeitsstufe des Getriebes zu wählen, um für die gesicherte Massendichte der Reihen (die sich von der ausgerechneten optimalen Massendichte mäßig unterscheiden) eine maximal mögliche Leistung zu erreichen;
- Schlepper konstruieren (jedoch auch die sonstigen Glieder des Aggregates), besonders ihre Motoren und Getriebekasten, damit sie durch ihre Parameter — was die Leistung und Geschwindigkeitsstufe des Getriebes betrifft — besser diesem veränderlichen Charakter der Belastung angepaßt werden können.

Adresa autora:

Ing. Antonín Andert, Výzkumný ústav zemědělské techniky.
Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

633.2/.3:631.552/.554 631.432.2 631.352/.353

1. ÚVODNÍ ČÁST

■ Úspěšné výsledky nasazení sběracích návěsů při sklizni a dopravě objemných hmot na svazích, zejména jejich vysoká nakládací a přepravní výkonnost, šetrnější zacházení s materiálem při nakládání a větší provozuschopnost proti jiným technologiím vedly k jejich ověření při sklizni pícnin i v aridních rovinných oblastech. V těchto oblastech převládá dosud při sklizni pícnin zhruba takovýto pracovní postup: usušená nebo na řádku zavazlá píce je nakládána závěsným nakladačem na přívěsy běžného provedení, na plošinové návěsy, nebo do zvětšených kopkovačů, na vozech se ručně dorovnává a na místě skladování je zpravidla ukládána do stohů pomocí stohovačů se značnou potřebou ruční práce.

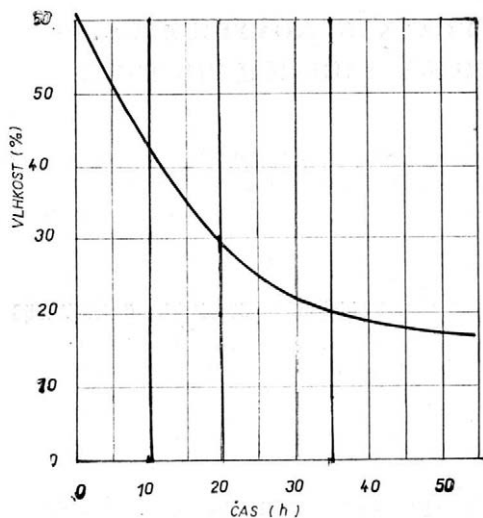
Od zavedení nové technologie sklizně sena z orné půdy, založené buď na běžných sběracích návěsech nebo na sběracích paletizačních návěsech na balíky, se očekává zvýšená výkonnost, nižší pracnost a snížení potřeby ruční práce.

2. CHARAKTERISTIKA PODMÍNEK SKLIZNĚ PÍCE V ARIDNÍCH OBLASTECH

Při řešení mechanizace celé linky sklizně pícnin v aridních oblastech je nutno brát v úvahu řadu faktorů, jimiž se tyto oblasti liší od ostatních; jsou to zejména:

- nižší srážky (od 350 do 500 mm ročně);
- nižší relativní vlhkost vzduchu a rychlejší vadnutí pícnin na pokosu a řadu (při ověřovacích zkouškách v r. 1967 na státním statku Hrušovany nad Jevišovkou, oddělení Velký Karlov, byla zaznamenána velmi nízká vlhkost materiálu na stogato — 61,3 % — a velmi rychlý proces zasychání na řádku, jak uvádí graf na obr. 1);
- podstatně větší přepravní vzdálenosti v polní dopravě, pohybující se v rozmezí 1,8 — 2,5 km (až o 100 % více proti celostátnímu průměru), které jsou dány menší hustotou sídel a rovinatějším charakterem terénu;
- nedostatek skladovacích prostorů objemných hmot;
- tradice stohování pícnin i slámy přímo u místa sklizně.

Tyto podmínky vytvořily předpoklady k ověření technologií, které se poněkud liší od technologií zaváděných v ostatních výrobních oblastech.



1. Změna vlhkosti **vojtěšky** na řádku v závislosti na čase

3. VÝSLEDKY OVĚŘOVÁNÍ NOVÝCH SKLIZŇOVÝCH LINEK

V tabulce I jsou schématicky uvedeny operace pracovních postupů, zajišťované ověřovanými sklizňovými linkami. Předchozí operace (sečení, obracení a shrnování) jsou přitom shodné, a nejsou proto v rozboru uváděny.

V lince 1 byly ověřovány tyto stroje:

- sběrací návěs Steyr Hamster + traktor Z 4011 (obr. 2);
- sběrací návěs Kemper Ladomat S + traktor Z 4011;

I. Schéma pracovních postupů ověřovaných linek

Linka	Operace				
	lisování	sběr	odvoz	skládání	uložení do stohu
1	—	sběrací návěs			stohovací nakladač
2	exaktní lis	sběrací paletizační návěs	—	—	sběrací paletizační návěs

- sběrací návěs Pöttinger Pionier + traktor Z 4011;
- stohovací nakladač SNU 05 + traktor Belorus MZ 5 (obr. 3);
- pojízdné stohovací formy.

V lince 2 byly ověřovány stroje:

- sběrací vysokotlaký exaktní lis Hayliner 268 (New-Holland) + traktor Z 4011;
- sběrací paletizační návěs Stackliner 1030 (New Holland) + traktor Z 4011.

Technické údaje sběracích návěsů jsou uvedeny v dřívější práci (Sladký — Syrový 1967). Stohovací nakladač měl zdvih drapákových vidlí 7000 mm, nosnost 500 kp. Stohovací formy byly umístěny na čtyřkolových podvozcích z vlečných vozů. Jejich délka byla 8000 mm a výška 6500 mm.

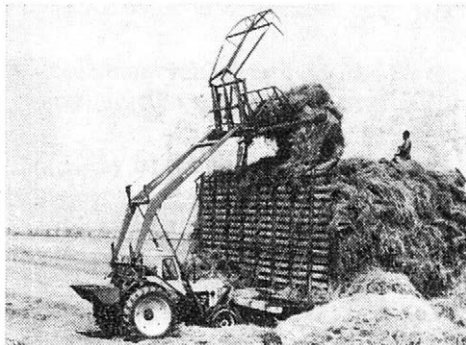
ZPŮSOB PRÁCE OVĚŘOVANÝCH ZAŘÍZENÍ

Sběrací velkoobjemové vozy pracovaly stejným způsobem jako při jiných druzích materiálu. Rovinný povrch polí umožňoval jejich vyšší pracovní rychlost, která však byla na druhé straně snižována vyšším odporem materiálu (silně zavadlá až suchá vojtěška), zejména u vozu s jednočinným plnicím ústrojím (Kemper LS), vybaveným noži.

Dovezený materiál byl u stohu vyhrnut podlahovým dopravníkem na hromadu, nebo vypuštěn na hromadu roštovým dnem (vůz Pöttinger P), ze které byl stohovacím nakla-



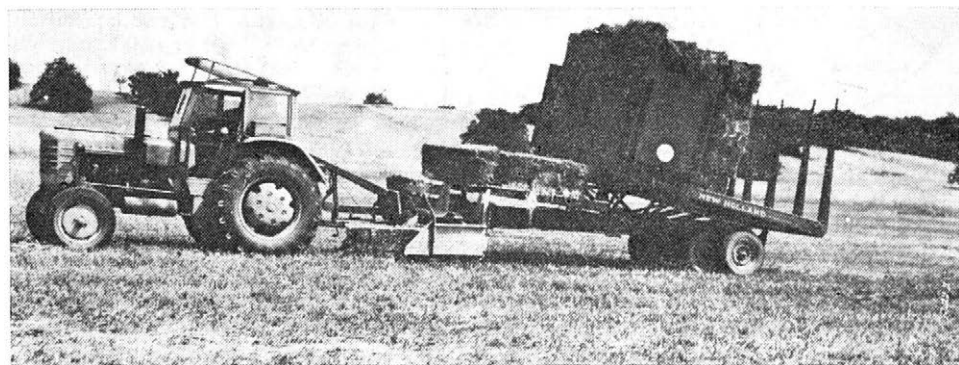
2. Sběrací návěs Steyr Hamster s nákladem zavadlé vojtěšky. Na obrázku je patrna zachovalá struktura materiálu po naložení



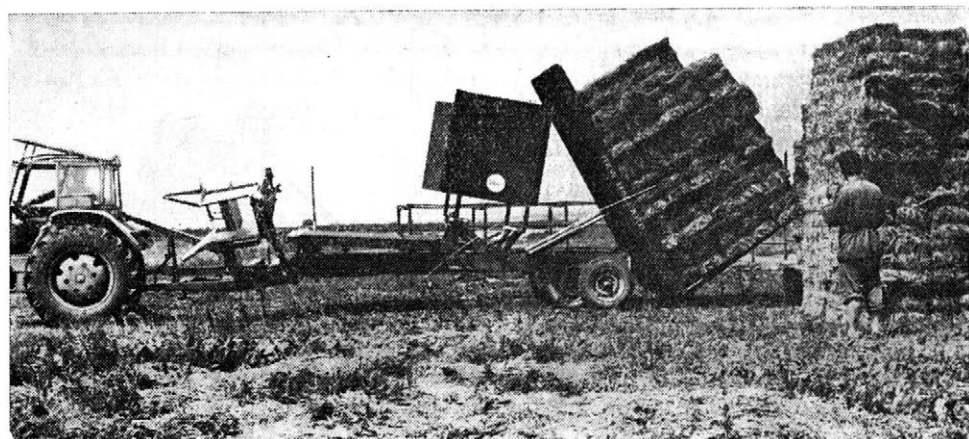
3. Způsob stohování píce do stohovacích forem nakladačem SNU 05

dačem odnímán a ukládán mezi pojízdné formy. Na stohu pracovali dva až tři pracovníci, kteří materiál urovnávali a ušlapávali. Po zaplnění formy a vytvoření stohového vrcholu ve tvaru střechy byly formy posunuty cca o 4000—5000 mm a v ukládání píce se pokračovalo.

Sběrací exaktní lis Hayliner se vyznačuje tím, že vytváří balíky o ustáleném rozměru, které ukládá na povrchu pole na užší stranu ve směru jízdy. Tyto rozměrově přesné a současně na přesném místě uložené balíky jsou potom sbírány a odváženy sběracím návěsem Stackliner. Použití této linky zcela odstraňuje ruční práci v celém pracovním postupu až po uložení balíků do stohu nebo skladu. Práce řidiče paletizačního návěsu spočívá pouze v řízení traktoru; činnost všech mechanismů paletizačního návěsu probíhá samočinně: sběrací ústrojí sbírá jednotlivé balíky, ukládá je na sklopnou desku, která vždy desítku balíků postaví na ložnou plochu vozu. Po naložení sedmdesáti balíků odjede návěs na místo skladování a sklopením ložné plochy uloží srovnané balíky do stohu o výšce přibližně 3,20 m. Najížděním s dalšími náklady vytváří pak traktorista stoh o určité délce a šířce. Po dokončení je třeba stoh ručně zakrýt.

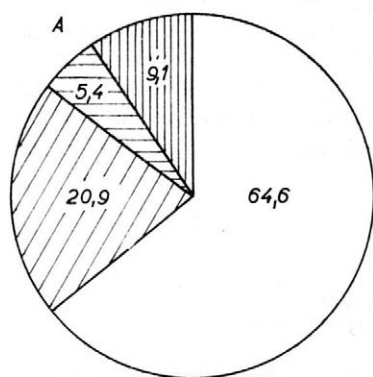


4. Způsob nakládání balíků zavadlé vojtěšky sběracím paletizačním návěsem Stackliner 1030



5. Způsob stohování balíků zvadlé vojtěšky paletizačním návěsem Stackliner

Základním předpokladem k použití tohoto způsobu, proti sklizni běžnými sběracími návěsy, je naprosto rovné pole, neboť balíky musí přesně zachovávat svoji polohu na užší straně. Na svahovitých pozemcích není proto tato metoda dobře použitelná. Kromě toho nakládání balíků vyžaduje přesnou práci a pečlivé navádění sběracího zařízení na řádek balíků. Přesto bylo při zkouškách dosahováno až 8 km h^{-1} pracovní rychlosti paletizačního vozu.



STOHOVÁNÍ

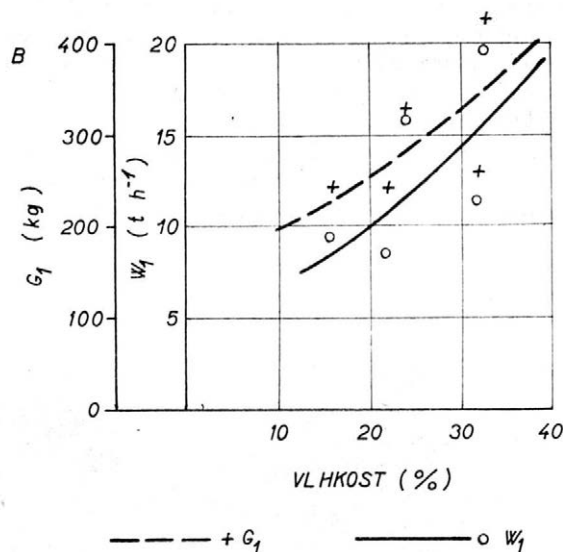
PŘÍPRAVA
PŘESUNY



PORUCHY



PROSTOJE



6. Rozbor činnosti stohovacího nakladače SNU 05 při stohování zavadlé vojtěšky
A – struktura pracovního času

B – závislosti hmotnosti náběru G_1 a výkonnosti W_1 při změně vlhkosti vojtěšky

Předností uvedených ověřovaných technologických linek je nezávislost obou jejich částí:

U první technologie, používající sběracích velkoobjemových návěsů, dochází k určité akumulaci skládaného materiálu u stohu a práce stohovacího nakladače je nezávislá na prvním úseku sklizně, tj. provozu vozů a naopak.

V druhé technologii tvoří vyrovnávací zásobu řádky balíků na poli.

V obou případech dochází před vlastním uskladněním materiálu do stohu k dalšímu dosoušení, a to jak v hromadách za sběracími velkoobjemovými návěsy u stohu, tak v balících na poli. Tímto způsobem je zajištěno jak u sběracích vozů, tak u sběracího lisu určité snížení ztrát odrolem, neboť materiál je ze řádků nakládán v zavadlém stavu. Akumulace materiálu vyrovnává také nerovnosti výkonnosti částí linek, které vyplývají z rozdílného výnosu, velikosti pozemku, vzdálenosti dopravy, rozdílné doby zahájení sklizně a stohování během dne, z poruch apod.

VÝKONNOST OVĚŘOVANÝCH TECHNOLOGIÍ

Při sledování provozu sběracích velkoobjemových vozů byla u jednotlivých typů zjišťována výkonnost v nakládce (W_n), výkonnost základní (W_z) a výkonnost celková (W_c) včetně přepravy, a to podle vztahů:

$$W_n = \frac{G_n \cdot 60}{t_n} \quad (\text{t h}^{-1})$$

$$W_z = \frac{G_n \cdot 60}{t_n + t_{sc}} \quad (\text{t h}^{-1})$$

$$W_c = \frac{G_n \cdot 60}{t_n + t_{sc} + t_j} \quad (\text{t h}^{-1})$$

kde: G_n — hmotnost nákladu (t)

t_n — čas nakládky (min)

t_{sc} — celkový čas skládky včetně prostoje (min)

t_j — čas jízdy s nákladem a bez nákladu (min)

Dosažené výkonnosti (zjišťované za produktivní čas) jsou uvedeny v tabulce II

Výkonnosti dosažené sběracím paletizačním návěsem jsou podstatně nižší než výkonnosti velkoobjemových sběracích návěsů. Rozsah vykonávaných operací, jak vyplývá z tabulky I, je však různý. Vhodným ukazatelem může být potřeba práce lidí a traktorů na 1 tunu sklizené píce. Porovnání potřeby práce uvádí tabulka III.

II. Přehled výkonností sběracích návěsů a paletizačního návěsu (při vlhkosti sbírané píce 16–33 ‰)

Typ návěsu	Výkonnost (t h ⁻¹)		
	nakládky (W_n)	základní (W_z)	celková (W_c)
Pöttinger Pionier	9,0	6,0	5,7
Kemper LS	8,0	4,6	4,2
Steyr Hamster	14,0	8,8	8,2
Stackliner	3,6	2,9	2,5

III. Porovnání potřeby práce lidí a traktorů ověřovaných technologií

Linka	Úsek sklizně	Potřeba práce (h t ⁻¹)	
		lidí	traktorů
1	sběr a odvoz	0,26	0,26
	stohování	0,52	0,13
	celkem	0,78	0,39
2	lisování	0,53	0,53
	sběr a uložení	0,40	0,40
	celkem	0,93	0,93

Linka sběracích návěsů se stohováním do pojízdných forem vykazuje v porovnání s linkou lisu a paletizačního návěsu nižší potřebu lidské práce i práce traktorů. Nutno však počítat s tím, že lis a paletizační vůz práce při sklizni píce komplexně mechanizují, zatímco v lince sběracích návěsů se stohováním do pojízdných forem je sice komplexně mechanizován úsek sklizně a dopravy, avšak ukládání, resp. rovnání píce do forem, je spojeno s velmi namáhavou ruční prací. Úroveň potřeby práce tedy nemůže být jediným kritériem k hodnocení těchto linek z hlediska úspory práce.

INVESTIČNÍ A PŘÍMÉ PROVOZNÍ NÁKLADY OVĚŘOVANÝCH TECHNOLOGIÍ

Porovnání investičních a přímých nákladů linek pro sklizeň píce uvádí tabulka IV. S hodnocenými dvěma linkami je navíc porovnávána linka řezačková. Aby se dosáhlo přibližně vyrovnané směnové výkonnosti, byly pro jednotlivé linky zvoleny tyto počty základních strojů:

a) Sklizeň řezačkami:

2 řezačky, 4 velkoobjemové sklápěcí přívěsy.

b) Sklizeň lisy:

2 vysokotlaké lisy, 2 paletizační vozy.

c) Sklizeň sběracími návěsy:

2 sběrací návěsy, 1 stohovací nakladač.

Všechny tři linky zajišťují provoz od sklizně až po uložení píce na místo skladování. Relace investičních a přímých nákladů jsou přibližné, především proto, že paletizační vůz se u nás nevyrábí a jeho cena je stanovena odhadem.

Z porovnání nákladů vychází nejpříznivěji linka se sběracími návěsy a stohovacím nakladačem, a to zvláště v relaci k řezačkové sklizni.

IV. Nákladovost jednotlivých linek pro sklizeň píce

Technologická linka	Náklady			
	investiční		přímé	
	Kčs na linku	index	Kčs t ⁻¹	index
Řezačková	535 000	100	70	100
Lis se sběracím paletizačním vozem	329 000	62	61	87
Sběrací návěs, stohovací nakladač, pojízdné formy	300 000	56	40	57

4. ZÁVĚR

Pro sklizeň pícnin v aridních oblastech bude výhodné využít k dosavadnímu způsobu skladování a dosoušení píce ve stozích sběracích návěšů a pojezdných stohovacích forem. Další ověřovaná sklizňová technologie, a to sklizeň lisy a paletizačními vozy, je výhodná především komplexní mechanizací celého pracovního postupu. Jejím nedostatkem však je určitá nevýhoda sběracích lisů při sklizni vojteřsky a jetele, a to z hlediska nebezpečí ztrát odrolem lístků při sklizni píce o vyšší sušiny, a vyšší investiční náklady proti technologii sběracích návěšů a pojezdných stohovacích forem.

Došlo dne 30 .9. 1969

Literatura

- SLADKÝ V., SYROVÝ O., 1967, Výsledky zhodnocení velkoobjemových návěšů se sběracím a nakládacím zařízením v podmínkách horských a svahovitých oblastí ČSSR. Zemědělská technika 9 : 543-558.
- SLADKÝ V. a kol., 1968, Ověření sběracích návěšů v technologických linkách. Zpráva VÚZT Z-735.
- SOUHRADA J., 1967, Zkoušky mechanizačních prostředků pro sklizeň pícnin na hospodářství Velký Karlov, Státní statek Hrušovany. Interní materiál VÚZT.

Вопросы внедрения новых способов уборки кормов в засушливых областях

В одной из засушливых областей ЧССР проверялись следующие два новых способа уборки кормовых на сено:

- a) уборка при помощи подборщиков-полуприцепов большой вместимости (с укладкой кормов стогометателем в транспортный вид);
- б) уборка прессом с перевозкой на поддонах.

Для испытаний брались подборщики-полуприцепы, стогометатели, пресс высокого давления и поддонные тележки заграничного производства. Максимальную производительность и низкую затрату труда показала линия с подборщиками и стогометателем; линия прессы и поддонной тележки достигает высшего уровня механизации. С точки зрения капитальных и прямых затрат обе вышеприведенные технологии более выгодны по сравнению с уборкой при помощи измельчителей; самые низкие затраты были получены при линии с подборщиками-прицепами и стогометателем, укладывающим корм в транспортный вид.

The Problems of the Application of New Methods of Harvesting in Arid Regions

In one of the arid regions in Czechoslovakia, these two new methods of the harvesting of hay crops were checked:

- a) harvesting by means of large-capacity collecting trailers (forage being loaded by means of a hay stacker to a movable form).
- b) the application of press combined with pelletizing wagon.

The items used for the checking were: collecting trailers, a stacker, a high-pressure press, and a foreign-made pelletizing wagon. The collecting wagon — hay stacker line proved more effective and less work-consuming; the press-pelletizing wagon showed a higher level of mechanization. In comparison with the chopper method of harvesting, the investments and the direct costs are more advantageous; the lowest costs are required by the line consisting of the collecting trailers and hay stacker, putting forage in movable forms.

Die Fragen der Geltendmachung der neuen Arten der Futterpflanzen- ernte in den ariden Gebieten

In einem der ariden Gebieten der ČSSR wurden zwei folgende neue Verfahren für die Heuwerbung bestimmter Futterpflanzen nachgeprüft, und zwar:

a) die Ernte mit Hilfe der Ladewagen (mit Einlagerung des Futters mittels eines Schoberladers in die fahrbaren Formen),

b) die Ernte durch Pressen und Palettisierungswagen.

Zu den Prüfungen hat man die Ladewagen, den Schoberlader, die Hochdruckpresse und den Palettisierungswagen ausländischer Erzeugung benützt. Eine höhere kapazität und einen niedrigeren Arbeitsbedarf hat die Kette mit Ladewagen und Schoberlader erwiesen; die Kette der Presse und des Palettisierungswagens erreicht ein höheres Mechanisierungsniveau. Im Vergleich mit der Häckselernte vom Standpunkt der Investitions- und Direktkosten weist die Kette mit den Ladewagen und dem Schoberlader, der das Futter in die fahrbaren Formen einlagert, auf.

Adresa autorů:

Ing. Václav Sladký, ing. Josef Souhrada, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

■ V závěrečných hodnoceních předcházejících výzkumných etap bylo prokázáno, že nelze považovat zařazení vzduchového dopravníku — metače za jediné a konečné řešení problematiky dopravy materiálu do senážní věže. Bylo konstatováno, že tento způsob je v současné době jediným vhodným řešením, avšak že je nutno s ohledem na vysokou energetickou náročnost metačů píce — vzduchových dopravníků a k současným možnostem jednotlivých zemědělských závodů v odběru elektrické energie (výkon transformátoru, soudobost odběru) zkoumat i jiné způsoby dopravy materiálu do věžových skladovacích prostorů, event. jiné druhy pohonu dopravních zařízení.

Jedním z vhodných řešení může být použití mechanických dopravníků. Dále bylo doporučeno zabývat se řešením jiných technologických způsobů plnění senážních věží, eventuálně řešením jiných pohonů vzduchových dopravníků. Konečně poslední problematika, již je nutno se zabývat, je rozrovnávání materiálu v senážních věžích.

S výsledky řešení problematiky první, tj. použití mechanických dopravníků při plnění senážních věží, seznamuje tento příspěvek.

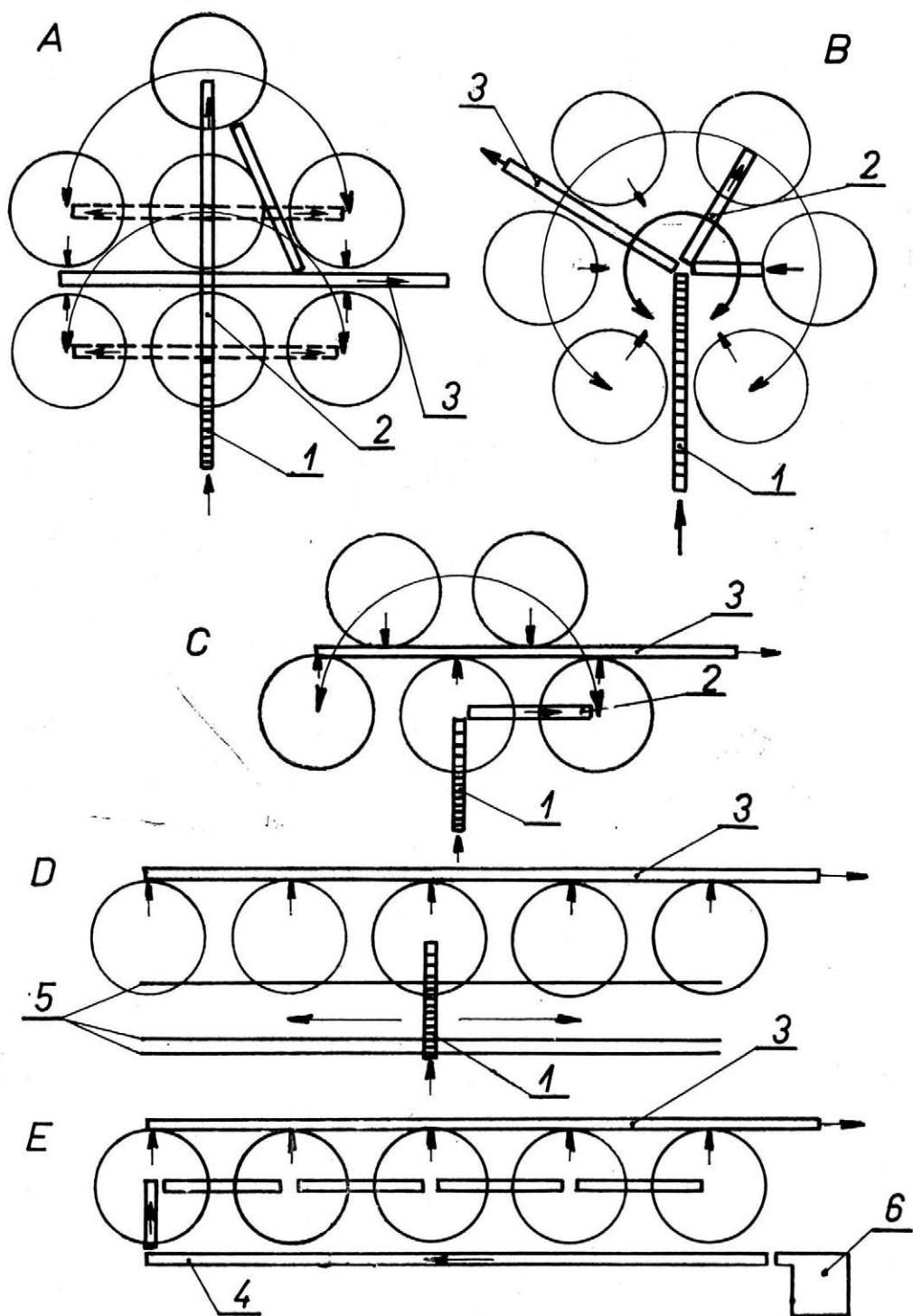
OVĚŘENÍ VHODNOSTI POUŽITÍ MECHANICKÝCH DOPRAVNÍKŮ PŘI PLNĚNÍ SENÁŽNÍCH VĚŽÍ A POROVNÁNÍ S DOPRAVOU VZDUCHOVOU (METAČI)

Z hlediska nutné dopravní výšky se pokládá za výhodnější použití řetězových hrabičkových dopravníků, ať již klasického typu (šikmý), nebo typu elevátorového. Konstrukce řetězových hrabičkových dopravníků umožňuje maximální sklon, a tím i minimální celkovou délku pro danou dopravní výšku.

U mechanických dopravníků jsou možné dvě alternativy:

- mechanický dopravník je stabilním příslušenstvím senážní věže nebo soustavy věží, které se plní z jednoho místa;
- mechanický dopravník je mobilní (nebo stavebnicový) a lze jej použít i při jiných pracovních příležitostech. Při změně plnění věže přepravuje se i dopravník.

Pro úspěšné zařazení mechanické dopravy je velice důležité rozmístění (sestava) věží. Několik variant jejich rozmístění, plnění a vyprazdňování je schématicky znázorněno na obrázku 1.



Sestava A: Pro plnění je možno použít jak sklápěcí přívěsy a dávkovací stůl, tak přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku. Pro vlastní plnění je zařazen řetězový hrabičkový dopravník — šikmý nebo elevátorového typu (1), a soustava pásových dopravníků (2) pro plnění jednotlivých věží.

Sestava B: Jiné půdorysné uspořádání soustavy A. Z hlediska potřeby plnicích dopravníků (pro plnění jednotlivých věží) je výhodnější než u sestavy A. Opět je možno použít pro plnění (dopravu) sklápěcí přívěsy a dávkovací stůl, i přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku.

Sestava C: Alternativní uspořádání sestavy A, resp. B pro pět věžových sil. Pro plnění se použije šikmý hrabičkový dopravník s odkloněnou vrchní částí (1), pro vlastní plnění dalších věží jeden otočný pásový dopravník. Vyprazdňování — dopravu krmiva do krmírny — zajišťuje jeden pásový dopravník (3). Z hlediska počtu plnicích zařízení se jeví tato sestava jako velice výhodná.

Sestava D: Tohoto způsobu je možno použít pouze při lince s přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku. Šikmý řetězový dopravník 1 (jehož vrchní část je odkloněna) je instalován na kolejnicích 5 a přesouván podle potřeby plnění.

Sestava E: Představuje plnicí linku, jak ji doporučuje dánská fa LBN. Této sestavy je možno použít jak při dopravě sklápěcími přívěsy a dávkovacím stolem 6, tak i přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku; z hlediska celkové délky dopravní cesty a počtu potřebných dopravních zařízení se jeví toto uspořádání jako nejméně vhodné.

Volba mezi uvedenými způsoby aplikace mechanické dopravy (nebo jejich kombinace) je závislá na místních podmínkách zemědělských závodů (počet věží, členění terénu, nová výstavba, adaptace). V současné době není možno vyhodnotit uvedené způsoby aplikace na základě praktického ověřování. Jedná se však ve všech případech o neověřené návrhy. Je sice známo několik aplikací mechanických dopravníků do senážních věží (NSR, Švédsko, Francie), ve všech případech se však jedná vždy o menší počet věží (obr. 2, 3 a 4).

Při úvahách o možnostech zařazení mechanických dopravníků je třeba sledovat tato hlediska:

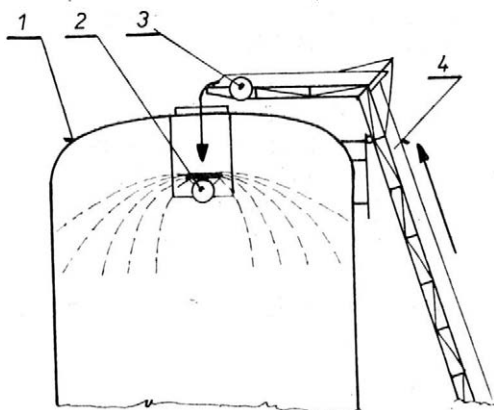
- výkonost a energetickou náročnost zařízení,
- náročnost na předchozí zpracování materiálu — rovnoměrnost vkládání,
- investiční náročnost zařízení,
- přímé provozní náklady zařízení,
- provozní spolehlivost zařízení,
- provozní vhodnost zařazení mechanických dopravníků.

1. Schéma možných sestav senážních věží při plnění mechanickým dopravníkem
Popis zařízení:

- 1 — mechanický dopravník hrabičkový
- 2 — plnicí mechanický dopravník pásový (soustava mechanických dopravníků)
- 3 — vynášecí mechanický dopravník pásový — pro vybírání (soustava dopravníků)
- 4 — mechanický dopravník pásový nebo hrabičkový
- 5 — kolejničky pro posuv mechanického dopravníku
- 6 — dávkovací stůl



2. Plnění silážní věže Esterer mechanickým dopravníkem



3. Schéma plnění mechanickým dopravníkem a rozrovnávání materiálu ve věži Esterer

VÝKONNOST A ENERGETICKÁ NÁROČNOST MECHANICKÉ DOPRAVY PŘI PLNĚNÍ SENÁŽNÍCH VĚŽÍ

V současné době se sériově nevyrábějí žádné mechanické dopravníky, jejichž parametry by splňovaly požadavky pro plnění senážních věží (dopravní délka, šířka, výkonost). Proto bylo nutno k technologickému a funkčnímu ověření vyrobít funkční model mechanického dopravníku. Toto zařízení bylo potom ověřováno z hlediska funkce, technologické vhodnosti i stanovení výchozích parametrů pro případnou sériovou výrobu. Stručná technická charakteristika funkčního zařízení je uvedena v tab. I, řez dopravníkem na obr. 5, celkový pohled instalovaného zařízení na obr. 6. Dopravník je řetězový (kalibrovaný řetězy) hrabičkový. Řetězy jsou kryty gumo-textilní vložkou, takže nepříjdou do styku s dopravovaným materiálem. Vrchní část dopravníku je odkloněna o 40° , max. sklon dopravníku 60° , hnací buben ve vrchní části. Ve spodní části je násypka. V prvním období je koryto dopravníku otevřené, v dalším uzavřené (zamezení úletu materiálu).

I. Stručná technická charakteristika funkčního modelu mechanického dopravníku

	Jednotky	1967	1968
Délka (celková)	mm	21500	21500
Šířka dopravníku	mm	760	760
Účinná šířka dopravníku	mm	420	420
Rychlost dopravníku (dopr. pásu)	m. s ⁻¹	0,61	0,78
Výška koryta dopravníku	mm	180	370
Výška hrabiček dopravníku	mm	150	150
Výkon elektromotoru	kW	5,5	12
Délka odkloněné části	mm	3500	3500
Maximální sklon	stup.	60	60
Sklon odkloněné části (od osy dopravníku)	stup.	40	40

VLASTNÍ OVĚŘOVÁNÍ

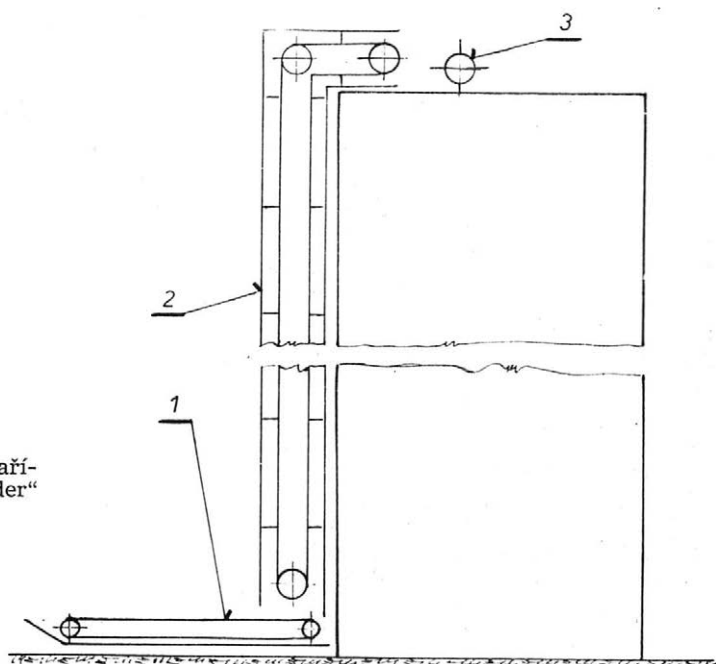
I. etapa

Charakteristika ověřování:

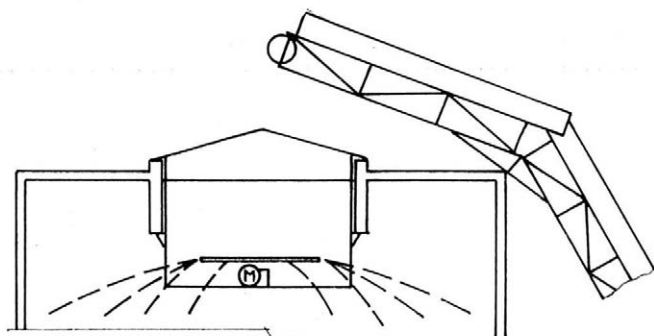
Termín: 26. 7. — 2. 8. 1967

Místo: účelové hospodářství VÚZT Řepy

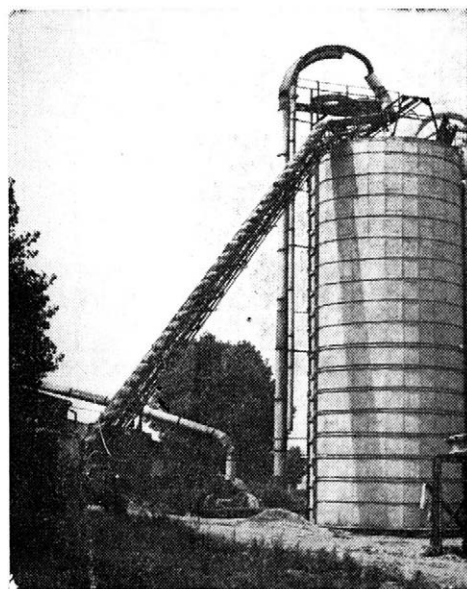
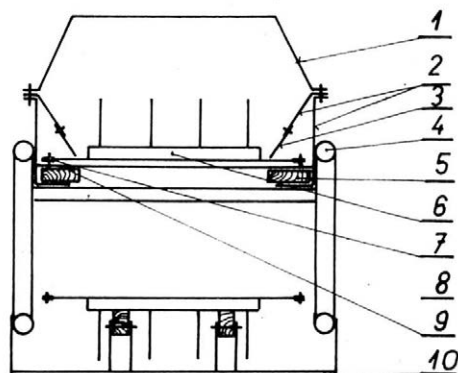
Dopravovaný materiál: oves, vojtěška, jetel



4. Schéma plynícího zařízení „Ogela-Osterrieder“



5. Řez a funkční schéma použitého mechanického dopravníku: 1 — kryt, 2 — dopravní žlab s postranicemi, 3 — kryt dopravních řetězů, 4 — rám dopravníku, 5 — kluzná lišta, 6 — dopravní hrabíčky, 7 — dopravní řetěz, 8 — dno žlabu, 9 — skluz zpětné větve dopravního řetězu, 10 — nosník skluzu spodní větve dopravního řetězu



6. Funkční model mechanického dopravníku

Dopravní výška: 17 m

Sušina materiálu: 38—67 %

Délka řezanky v rozmezí 28,8—46,5 mm

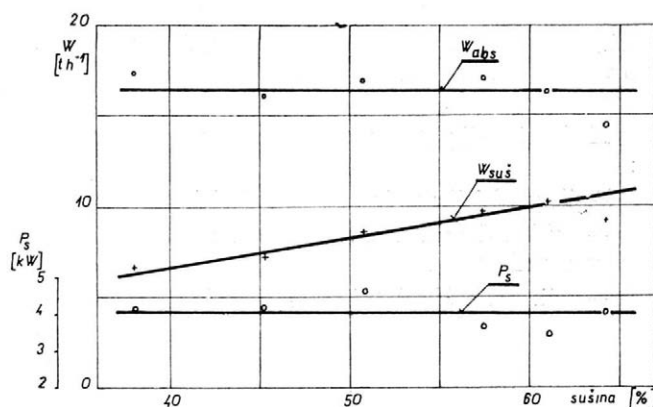
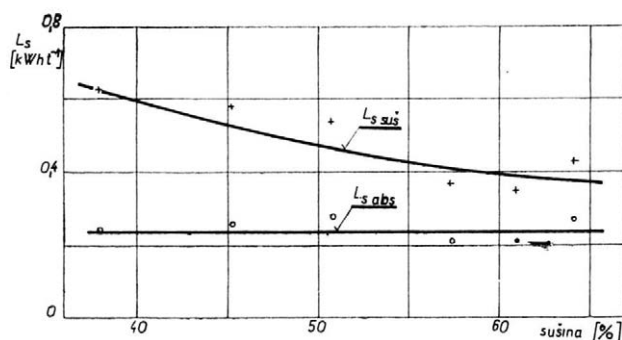
Dopravní sestava: dva přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku, přímé plnění do násypky mechanického dopravníku

Charakteristika dopravníku: viz tab. I

Při ověřování byly zjišťovány a zaznamenávány výchozí hodnoty pro stanovení průběhu výkonnosti zařízení v závislosti na sušině dopravovaného materiálu, středního příkonu, střední měrné spotřeby, příkonu naprázdno a maximálního okamžitého odběru elektrické energie. Pro celkové hodnocení zařízení byly sledovány poruchy dopravníku, vliv nerovnoměrnosti dávkování a požadavky na údržbu. Veškeré naměřené hodnoty byly zpracovány graficky nebo tabelárně. Hlavní zjištěné parametry jsou uvedeny v tabulce II, graficky potom v grafech na obrázku 7 (střední el. příkon P_s , střední měrná spotřeba

II. Hlavní zjištěné parametry mechanického dopravníku — I. etapa

Výkonnost (W) (při sušině 38—67 %)	absolutní v sušině	th^{-1} th^{-1}	16,4 6,3 — 10,7
Střední el. příkon (P_s)	—	kW	4,1
Střední měrná spotřeba el. energie (L_s)	absolutní v sušině	kWh^{-1} kWh^{-1}	0,25 0,65 — 0,38
Střední el. příkon (P_s) při výkonnosti	14 th^{-1} 18 th^{-1}	kW	3,75 4,4
Střední měrná spotřeba el. energie (L_s) při výkonnosti	14 th^{-1} 18 th^{-1}	kWh^{-1}	0,275 0,245
Střední měrná spotřeba el. energie (L_{s1}) bez spotřeby naprázdno	14 th^{-1} 18 th^{-1}	kWh^{-1}	0,162
Střední příkon zařízení naprázdno (P_{s1})		kW	1,5
Sušina dopraveného materiálu		%	38 — 65

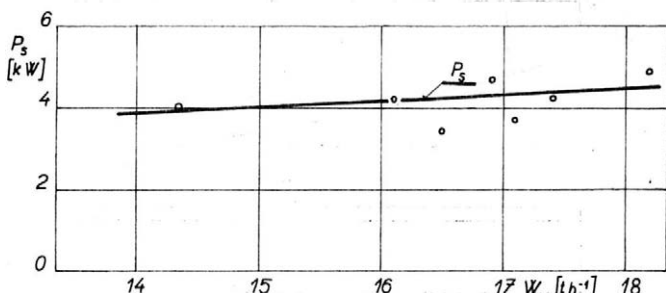
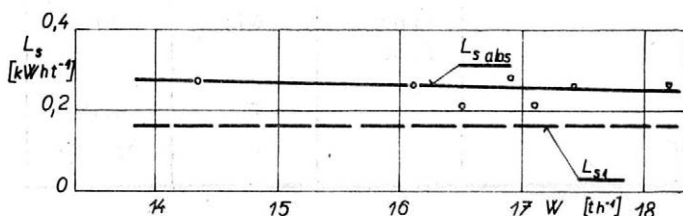


7. Střední el. příkon P_s , střední měrná spotřeba el. energie L_s a výkonost W mechanického dopravníku v závislosti na sušině dopravovaného materiálu

el. energie L_s a výkonnost W mechanického dopravníku v závislosti na sušině dopravovaného materiálu) a na obrázku 8 (střední el. příkon P_s a střední měrná spotřeba el. energie L_s v závislosti na výkonnosti mechanického dopravníku). Průběh měrné spotřeby el. energie L_s a výkonnosti W je zaznamenán jednak v absolutní hodnotě, jednak v přepočtu na přepravenou sušinu. V grafu na obrázku 8 je dále zaznamenán průběh měrné spotřeby elektrické energie bez spotřeby na pohon naprázdno L_{s1} v závislosti na výkonnosti zařízení. Tento průběh byl stanoven podle vztahu:

$$L_{s1} = \frac{P_s - P_{s1}}{W} \quad (\text{kW ht}^{-1})$$

kde: P_s — střední elektrický příkon při dané výkonnosti (kW)
 P_{s1} — střední elektrický příkon zařízení naprázdno (kW)
 W — výkonnost zařízení (th^{-1})



8. Střední el. příkon P_s , střední měrná spotřeba el. energie L_s a střední měrná spotřeba pro čistou dopravu materiálu L_{s1} (bez pohonu naprázdno) v závislosti na výkonnosti W mechanického dopravníku

Hodnotu potřebného středního elektrického příkonu P_{s1} pro pohon naprázdno považujeme v celém rozsahu výkonnosti za konstantní. Je pravda, že tento předpoklad není teoreticky správný (příkon P_{s1} na pasívní odpory bude se vzrůstající výkonností růst), avšak domníváme se, že pro naše záměry, tj. zjistit měrnou energii jako výchozí ukazatel pro stanovení konstrukčních parametrů energetického zdroje mechanického dopravníku, je možno jej použít.

Hodnotíme-li potom zjištěné průběhy jednotlivých závislostí, můžeme konstatovat, že:

Podle grafického znázornění na obrázku 7

- sušina dopravovaného materiálu nemá vliv na absolutní výkonnost W_{abs} zařízení,
- výkonnost absolutní W_{abs} je v celém rozsahu sušiny (38–67 %) dopravovaného materiálu konstantní a dosahovala hodnoty kolem $16,4 \text{ th}^{-1}$,
- střední el. příkon P_s je konstantní v celém rozsahu sušiny dopravovaného materiálu; hodnota $4,1 \text{ kW}$,

- logicky potom i střední měrná spotřeba el. energie $L_{s\ abs}$ je v celém rozsahu konstantní a dosahuje hodnoty $0,25\ \text{kW}\ \text{ht}^{-1}$,
- výkonnost zařízení přepočtená na dopravenou sušinu $W_{suš}$ stoupá úměrně se vzrůstem sušiny v dopraveném materiálu,
- měrná spotřeba el. energie přepočtená na dopravenou sušinu $L_{s\ suš}$ klesá se vzrůstající sušinou.

Podle grafického znázornění na obrázku 8

- střední el. příkon P_s vzrůstá lineárně se vzrůstem výkonností,
- při vzrůstu výkonnosti W o $1\ \text{th}^{-1}$ vzroste střední el. příkon P_s o $0,15\ \text{kW}$,
- střední měrná el. energie $L_{s\ abs}$ klesá se vzrůstající výkonností lineárně v ověřované oblasti,
- střední měrná el. energie bez příkonu naprázdno L_{s1} je v celém rozsahu výkonnosti konstantní a dosahuje hodnoty $0,162\ \text{kW}\ \text{ht}^{-1}$.

II. etapa

Charakteristika ověřování:

Termín: 15., 17., 18., 19. a 24. 6. 1968

Místo ověřování: účelové hospodářství VÚZT Řepy

Dopravovaný materiál: jetel

Sušina materiálu: 45—75 %

Dopravní výška: 17 m

Délka řezanky v rozmezí 31,6—36,7 mm

Charakteristika dopravníku: viz tabulka I

Dopravní sestava: dva přívěsy se zařízením pro plynulou vykládku, přímé plnění do násypky mechanického dopravníku

V průběhu I. etapy bylo zjištěno několik funkčních nedostatků:

- úlet dopravovaného materiálu z nezakrytého koryta dopravníku,
- energetický zdroj při špičkové výkonnosti nedostatečný (el. motor 5,5 kW)

Tyto závady byly odstraněny — namontován el. motor 12 kW, zvýšena dopravní rychlost na $0,78\ \text{m}\ \text{s}^{-1}$ a zakrytováno koryto dopravníku. S takto upraveným funkčním zařízením došlo ke II. etapě ověřování. Hodnoty jsou zpracovány v tabulce III a grafech na obrázku 9 (střední el. příkon P_s , výkonnost zařízení absolutní W_{abs} a výkonnost přepočtená na dopravenou sušinu $W_{suš}$ v závislosti na sušině dopravovaného materiálu) a na obrázku 10 (střední el. příkon P_s , potřebný teoretický výkon P_{teor} , střední měrná spotřeba el. energie L_s , střední měrná spotřeba el. energie bez spotřeby na pohon naprázdno L_{s1} a účinnost zařízení η v závislosti na výkonnosti mechanického dopravníku).

Průběh potřebný pro teoretickou výkonnost N_{teor} je stanoven ze vztahu (zanedbáván potřebný příkon na překonání pasivních odporů včetně příkonu na pohon naprázdno).

$$P_{teor} = \frac{W \cdot g \cdot h}{3600} = W \cdot 0,0464 \quad (\text{kW})$$

kde: W — výkonnost zařízení (th^{-1})

g — tíhové zrychlení ($\text{m}\ \text{s}^{-2}$)

h — dopravní výška (m)

Sušina dopraveného materiálu		%	45 – 75
Výkonnost (W)	absolutní	th ⁻¹	16,1
	v sušině	th ⁻¹	7,2 – 12
Střední el. příkon (P_s)	—	kW	4,65
Střední měrná spotřeba el. energie (L_s)	absolutní	kWh ⁻¹	0,29
	v sušině	kWh ⁻¹	0,65 – 0,39
Střední el. příkon (P_s) (při výkonnosti)	7 th ⁻¹	kW	3,15
	22 th ⁻¹	kW	5,60
Střední měrná spotřeba el. energie (L_s) (při výkonnosti)	7 th ⁻¹	kWh ⁻¹	0,450
	22 th ⁻¹	kWh ⁻¹	0,255
Střední měrná spotřeba el. energie bez spotřeby naprázdno (L_{s1}) (při výkonnosti)	7 th ⁻¹	kWh ⁻¹	0,165
	22 th ⁻¹	kWh ⁻¹	0,165
Střední příkon zařízení naprázdno	—	kW	2,000
Potřebný teor. výkon při dopravě do výšky 17 m P_{teor} (při výkonnosti)	7 th ⁻¹	kW	0,325
	22 th ⁻¹	kW	1,020
Účinnost zařízení (při výkonnosti)	7 th ⁻¹	%	10,4
	22 th ⁻¹	%	18,2

Pokládáme-li potřebu příkonu na pohon naprázdno (P_{s1}) v celém průběhu výkonnosti mechanického dopravníku za konstantní (dopravní rychlost je také konstantní) a příkon na překonání pasivních odporů (P_η) za proměnný v závislosti na výkonnosti zařízení, pak předcházející vztah nabude tvaru

$$P_{teor} = \frac{W \cdot g \cdot h}{3600} + P_\eta + P_{s1} \quad (\text{kW})$$

kde: P_η – výkon potřebný na překonání pasivních odporů a lze jej s dostatečnou přesností vyjádřit vztahem

$$P_\eta = \frac{F \cdot v}{102} \quad (\text{kW})$$

kde: F – třecí síla (kp)
 v – dopravní rychlost pásu (m s⁻¹)

a dále

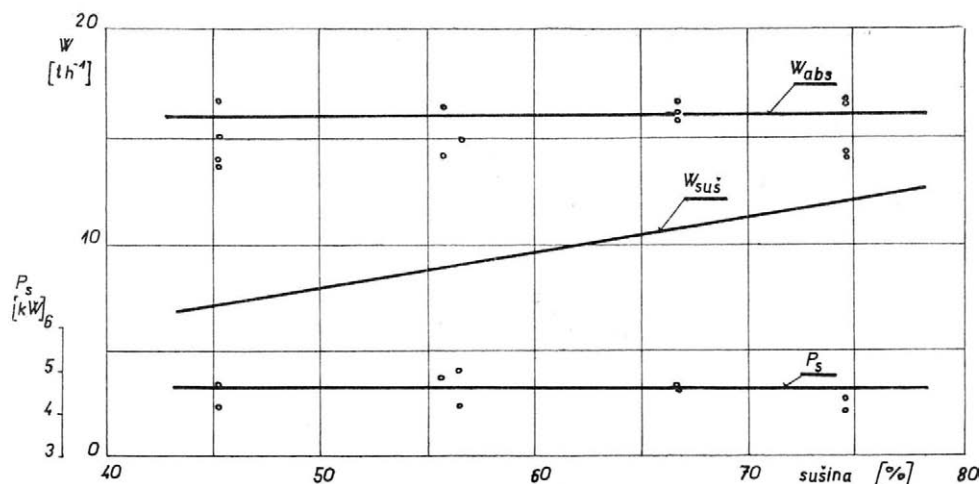
$$P_{s1} = \text{konst.}$$

Průběh potřebného teoretického výkonu P_{teor} byl vypočten pro možnost vyjádření průběhu účinnosti η ověřovaného zařízení.

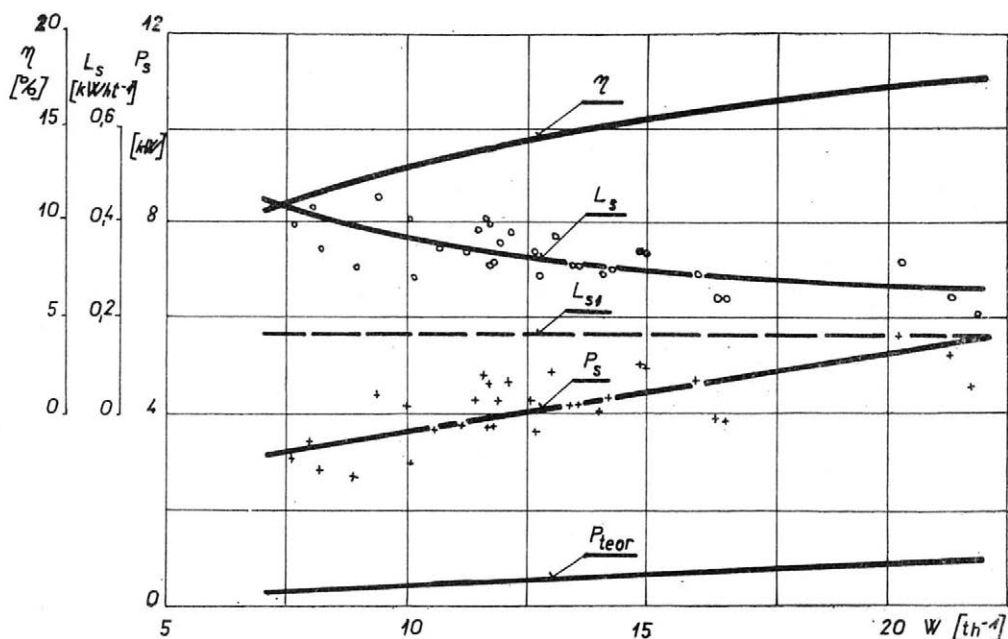
Hodnotíme-li potom zjištěné průběhy jednotlivých závislostí, můžeme konstatovat:

Podle grafického znázornění na obrázku 9

— sušina dopravovaného materiálu nemá vliv na absolutní výkonnost W_{abs} zařízení,



9. Střední el. příkon P_s , výkonnost absolutní W_{abs} a výkonnost přepočtená na dopravenou sušinu W_{sus} v závislosti na sušině dopravovaného materiálu



10. Střední el. příkon P_s , potřebný teoretický výkon P_{teor} , střední měrná spotřeba el. energie L_s , střední měrná spotřeba el. energie bez spotřeby na pohon naprázdno L_{s1} a účinnost zařízení v závislosti na výkonnosti W mechanického dopravníku

- výkonnost absolutní W_{abs} je v celém rozsahu sušiny (45–75 %) dopravovaného materiálu konstantní a dosahuje hodnoty kolem $16,1 \text{ th}^{-1}$,
- střední el. příkon P_s je konstantní v celém rozsahu sušiny dopravovaného materiálu, dosahuje hodnoty 4,65 kW. Zvýšení oproti ověřování v etapě I. je způsobeno zvýšením potřebného příkonu naprázdno (viz tab. I, II a III a popis úprav pro ukončení I. etapy),

- výkonnost zařízení přepočtená na dopravenou sušinu $W_{suš}$ stoupá úměrně se vzrůstem sušiny v dopraveném materiálu.

Podle grafického znázornění na obrázku 10

- střední el. příkon P_s vzrůstá lineárně se vzrůstající výkonností W ,
- při vzrůstu výkonnosti W o 1 th^{-1} vzroste střední el. příkon P_s o $0,16 \text{ kW}$,
- potřebný teoretický výkon zařízení P_{teor} je lineární a vzrůstá úměrně se vzrůstající výkonností; jeho hodnoty se pohybují v rozmezí $0,325$ až $1,02 \text{ kW}$ v ověřovaném rozsahu výkonnosti,
- střední měrná el. energie L_s klesá se vzrůstající výkonností zařízení,
- hodnoty spotřeby střední měrné el. energie L_s se pohybují v rozmezí $0,45$ – $0,255 \text{ kW ht}^{-1}$ v ověřovaném rozsahu výkonnosti,
- průběh střední měrné spotřeby při vyloučení spotřeby na pohon naprázdno L_{s1} je v celém ověřovaném rozsahu konstantní a dosahuje hodnoty $0,165 \text{ kW ht}^{-1}$,
- křivka účinnosti zařízení η stoupá ve vzrůstající výkonnosti,
- hodnoty účinnosti η se pohybují v rozmezí $10,4$ až $18,2 \%$ v ověřovaném rozsahu výkonnosti.

NÁROČNOST NA PŘEDCHOZÍ ZPRACOVÁNÍ, ROVNOMĚRNOST VKLÁDÁNÍ A VLASTNOSTI MATERIÁLU

V průběhu ověřování (I. a II. etapa) jsme sledovali současně vliv vlastností materiálu (sušina) na výkonnost zařízení a energetické náročnosti (obr. 7 a 9). Bylo zjištěno, že sušina dopravovaného materiálu nemá ani na výkonnost, ani na energetickou náročnost zařízení vliv. Ověřování probíhalo při konstantní výkonnosti $W = 16,4 \text{ th}^{-1}$, resp. $W = 16,1 \text{ th}^{-1}$, rozmezí sušiny 38 – 65% , resp. 45 – 75% . Vliv fyzikálně-mechanických vlastností nebyl zaznamenán, není jej při úrovni měření možno zjistit.

Vliv různé délky řezanky na výkonnost a energetickou náročnost nebyl podrobně sledován. Vycházelo se z předpokladu, že musí být zachován technologický požadavek na délku řezanky s ohledem na funkci vybíracích zařízení. Tento požadavek je: délka řezanky v rozmezí 20 až 50 mm . Při ověřování se pohybovala průměrná délka řezanky v rozmezí $28,8$ až $46,5 \text{ mm}$, resp. $31,6$ až $36,7 \text{ mm}$, i když část materiálu byla v rozmezí 80 až 200 mm (asi 5%). Z hlediska provozu při plnění nebyla ani tato délka materiálu příčinou závad.

Rovnoměrnost vkládání. Vliv nerovnoměrnosti vkládání materiálu byl podrobně sledován. Vkládání množství materiálu bylo měněno v rozmezí průtoku $4,0$ až $10,0 \text{ kg s}^{-1}$. Změna průtoku byla řízena změnou rychlosti vykládacího dopravníku dávkovacího přívěsu. Časové intervaly změny průtoku byly voleny neuspořádaně, aby bylo dosaženo průměrných provozních podmínek.

Délka intervalů pro jednotlivé změny se pohybovala v rozmezí 5 až 25 s . Bylo zjištěno, že ani tato maximální nerovnoměrnost dávkování nemá na vlastní funkci zařízení vliv. Pochopitelně snahou je dosáhnout rovnoměrného dávkování, blížíícího se horní hranici, a tím i nejvyšší výkonnosti zařízení. V žádném případě jsme nezaznamenali ucpání (přerušování funkce dopravníku) z titulu nerovnoměrnosti dávkování.

INVESTIČNÍ NÁROČNOST ZAŘÍZENÍ

Při stanovení předpokládané investiční náročnosti zařízení musíme vycházet z cen obdobných strojů. Přehledná charakteristika obdobných zařízení, včetně vypočtení cen za 1 kg stroje, je uvedena v tabulce IV. Počítáme-li, že požadovaný dopravník musí mít

dopravní výšku 16 000 mm, lze odhadnout jeho hmotnost v rozmezí 1500 až 1800 kg. Výpočtem z nákladů na 1 kg uvedených obdobných mechanismů získáme průměrnou hodnotu ceny 1 kg zařízení, která je 11,3 Kčs kg⁻¹. Při uvažované hmotnosti v rozmezí 1500 až 1800 kg bude se pohybovat předpokládaná cena zařízení od 17 000 do 20 000 Kčs. Pro porovnání uvádíme v tabulce V ceny současně dodávaných a používaných metačů píce — vzduchových dopravníků.

Porovnáme-li potom celkové investiční náklady při zařazení vzduchové dopravy (viz tab. V) s předpokládanými investičními náklady na dopravník mechanický, můžeme konstatovat, že jsou téměř souhlasné.

IV. Charakteristika různých mechanických dopravníků

Název stroje	Označení	Výška (mm)	Délka (mm)	Cena (Kčs)	Hmotnost (kg)	Cena 1 kg zařízení (Kčs)
Univerzální dopravník	T-223/1	10 000	13 700	13 124	1160	11,30
Univerzální dopravník	T-224/1	12 000	16 200	15 224	1300	11,70
Pásový dopravník	DoP-8	—	9 000	9 260	700	13,20
Dopravník balíků, sena a slámy	DoBS-62	15 000	16 200	11 400	800	14,20
Stohovací dopravník	S-1300	7 460	9 800	8 000	1315	6,10
Navržený dopravník (uvažovaný)	—	16 000	asi 21 500	Ø 18500	1500 1800	Ø 11,30

V. Investiční náklady současně používaných vzduchových dopravníků — metačů

Označení stroje	Cena stroje (Kčs)	Cena dopravního potrubí (20 m) (Kčs)	Investice celkem (Kčs)	Poznámka
Žralok 501 (s násypkou)	20 500	2120	22 620	bez rozrovnáv. konc.
SMPU-80	14 200	2120	16 320	cena potrubí převzata od typu Žralok 501
MP-15	16 800	2750	19 550	bez rozrov. koncovky cena koncovky 970 Kčs

V kalkulacích jsou zahrnuty náklady pouze na jedno dopravní potrubí k jednomu vzduchovému dopravníku. Je však nutno konstatovat, že dopravní potrubí je součástí senážní věže a tudíž je instalováno trvale. Vzhledem k tomuto faktu by bylo potřebné při přesném výpočtu počítat s tolika náklady na dopravní potrubí, pro kolik věží bude metač používán. Touto úpravou bude potom mechanický dopravník zvýhodněn.

PŘÍME PROVOZNÍ NÁKLADY

Při stanovení přímých provozních nákladů se vychází z následujících předpokladů a úvah:

procento odpisů — 12,5 %

životnost — 8 roků, asi 1000 hodin chodu

roční využití — 125 hodin

koef. oprav — 0,5 (vzhledem k odpisům)

náklady na energii — střední el. příkon P_s při výkonnosti

$$16,1 \text{ th}^{-1} = 4,65 \text{ kW}$$

S náklady na mzdu obsluhy a na nár. pojištění není počítáno. Lze předpokládat, že budou stejné jak při použití mechanických dopravníků, tak při použití dopravníků vzduchových.

Předpokládaná cena mechanického dopravníku je 18 500 Kčs (střední hodnota předpokladu).

Přímé provozní náklady N_p^1 budou potom

$$N_p^1 = N_a^1 + N_o^1 + N_e^1 \quad (\text{Kčs h}^{-1})$$

kde: N_a^1 — náklady na odpisy (Kčs h⁻¹)

N_o^1 — náklady na opravy (Kčs h⁻¹)

N_e^1 — náklady na el. energii (Kčs h⁻¹)

$$N_a^1 = \frac{N_i \cdot a}{100 \cdot b} \quad (\text{Kčs h}^{-1})$$

kde: N_i — náklady investiční (Kčs)

a — odpisová sazba (%)

b — roční využití (h)

Náklady na opravy N_o^1 budou dále

$$N_o^1 = \frac{N_i \cdot k_o}{T_f \cdot b} \quad (\text{Kčs h}^{-1})$$

kde: k_o — koeficient oprav

T_f — životnost v rocích

Náklady na elektrickou energii N_e^1 budou potom

$$N_e^1 = A \cdot B \quad (\text{Kčs h}^{-1})$$

kde: A — průměrná spotřeba el. energie za hodinu (kWh)

B — sazba za 1 kWh (Kčs kWh⁻¹)

Po dosazení bude:

$$N_a^1 = \frac{18\,500 \cdot 12,5}{100 \cdot 125} = 18,5 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_o^1 = \frac{18\,500 \cdot 0,5}{8 \cdot 125} = 9,25 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_e^1 = 4,65 \cdot 0,42 = 1,95 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_p^o = 18,5 + 9,25 + 1,95 = 29,7 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Při zařazení metače MP-15 — za stejných předpokladů jako u mechanické dopravy — jsou přímé provozní náklady (střední el. příkon) následující (P_s při výkonnosti $W = 16,1 \text{ th}^{-1}$ je 18 kW):

$$N_a^1 = \frac{19\,550 \cdot 12,5}{100 \cdot 125} = 19,55 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_o^1 = \frac{19\,550 \cdot 0,5}{8 \cdot 125} = 9,75 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_e^1 = 18 \cdot 0,42 = 7,60 \text{ Kčs h}^{-1}$$

a náklady celkem

$$N_p^1 = 36,90 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Za předpokladu, že metač MP-15 bude z 1/3 používán v jiných pracech, jsou přímé provozní náklady následující:

$$N_a^1 = \frac{19\,550 \cdot 12,5}{100 \cdot 185} = 12,80 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_o^1 = \frac{19\,550 \cdot 0,5}{8 \cdot 185} = 6,60 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_e^1 = 18 \cdot 0,42 = 7,60 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Náklady celkem

$$N_p^1 = 27,00 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Při zařazení metače SMPU-80 — stejné předpoklady jako u předcházejících případů — střední el. příkon P_s při výkonnosti $W = 16,1 \text{ th}^{-1}$ je 25 kW.

Přímé provozní náklady jsou potom

$$N_a^1 = \frac{16\,320 \cdot 12,5}{100 \cdot 125} = 16,30 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_o^1 = \frac{16\,320 \cdot 0,5}{8 \cdot 125} = 8,15 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_e^1 = 0,42 \cdot 25 = 10,50 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Přímé provozní náklady celkem jsou

$$N_p^1 = 34,95 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Za předpokladu, že metač SMPU-80 bude z 1/3 používán v jiných pracech, jsou přímé provozní náklady:

$$N_a^1 = \frac{16\,320 \cdot 12,5}{100 \cdot 185} = 10,80 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_o^1 = \frac{16\,320 \cdot 0,5}{8 \cdot 185} = 5,60 \text{ Kčs h}^{-1}$$

$$N_e^1 = 0,42 \cdot 25 = 10,50 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Přímé provozní náklady celkem

$$N_p^1 = 26,80 \text{ Kčs h}^{-1}$$

Porovnáme-li potom zjištěné hodnoty, můžeme konstatovat, že:

- přímé provozní náklady při použití mechanického dopravníku pro plnění senážních věží nebudou vyšší než u dopravníků vzduchových — metačů. Při době nasazení o 1/3 kratší v neprospěch mechanických dopravníků budou přímé provozní náklady asi o 10 % vyšší (u mechanických dopravníků);
- uvažuje-li se stejná doba nasazení, lze naopak předpokládat tyto náklady u mechanických dopravníků nižší — asi o 15 až 20 % (budou-li zachovány předpokládané investiční náklady).

PROVOZNÍ SPOLEHLIVOST ZAŘÍZENÍ

Pro zjištění tohoto ukazatele bylo možno opět sledovat pouze ověřované funkční zařízení. Provozní poruchy nebyly téměř zjištěny. Pochopitelně nelze zatím dělat obecné závěry. Tento ukazatel vyžaduje dlouhodobé ověřování na sériově vyráběných zařízeních. Vzhledem k většímu počtu pohyblivých částí je možno předpokládat, že nebezpečí poruch bude u mechanického dopravníku vyšší než u metačů — vzduchových dopravníků. Naopak je opět nutno konstatovat, že charakter jednotlivých poruch, eventuálně nároky na jejich odstranění (jak finanční, tak časové a technické) budou podstatně příznivější než u dopravníků vzduchových — metačů.

Vzhledem k tomuto zjištění jsme také brali v úvahu při výpočtech (přímé provozní náklady) pro obě alternativy stejný koeficient oprav ($k = 0,5$).

PROVOZNÍ VHODNOST ZAŘAZENÍ MECHANICKÝCH DOPRAVNÍKŮ

Jsou možné dvě základní alternativy při zařazení mechanických dopravníků:

- mechanický dopravník je stabilním příslušenstvím soupravy věží (skladovacích prostorů), která se plní z jednoho místa,
- mechanický dopravník je mobilní, při každé změně plnění se přisunuje, eventuálně je zařazena stavebnicová konstrukce, a tím je možno dopravníku použít i při plnění jiných skladovacích prostorů.

Volba mezi uvedenými způsoby aplikace mechanické dopravy — nebo jejich kombinace — je závislá na místních podmínkách zemědělského závodu (počet věží, možnost jejich uspořádání, zavedení sklizňové technologie atd.). Z hlediska horší přepravní manipulace mechanických dopravníků se jeví jako výhodnější alternativa první — v sestavě se soustavou minimálně čtyř senážních věží.

S ohledem na možnost přímého porovnání parametrů mechanické a pneumatické dopravy jsou v následující části zařazeny výsledky ověřování metače SMPU-80 jako v současné době převládajícího reprezentanta vzduchových dopravníků pro řezané zavtlé materiály.

Charakteristika ověřování:

Termín: 10. 9. — 19. 9. 1966

Místo ověřování: účelové hospodářství VÚZT Řepy, senážní věž monolit

Dopravovaný materiál: kukuřice, vojtěška, oves

Dopravní výška: 17 m (výška věže 15 m)

Sušina materiálu: 15–65 %

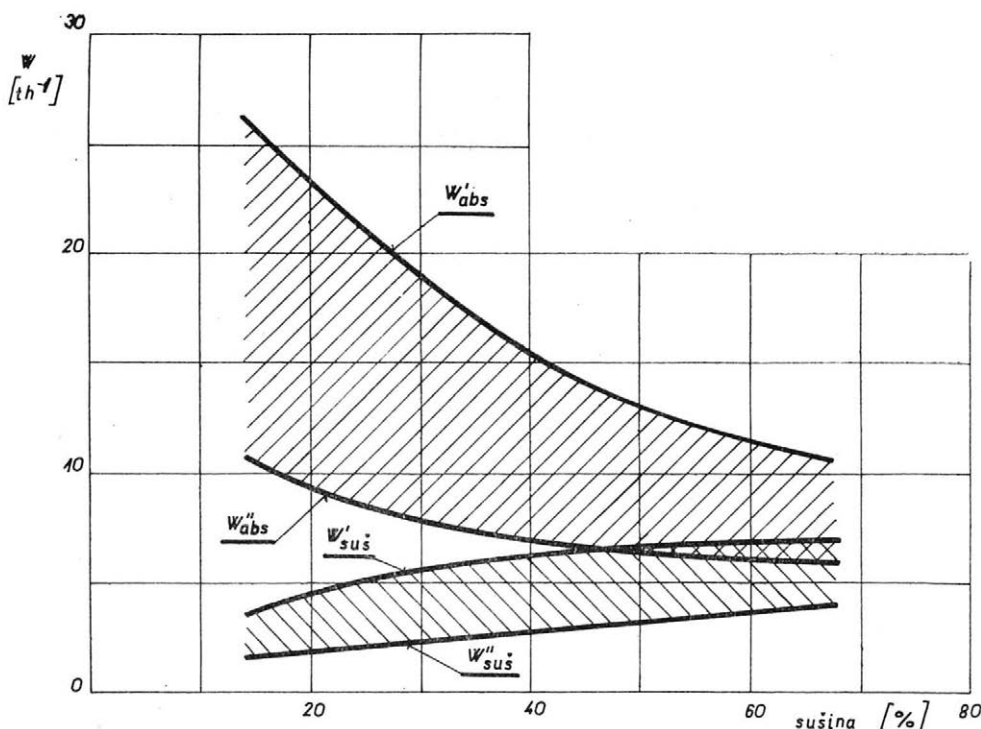
Délka řezanky v rozmezí: 20–40 mm

Dopravní sestava: sklápěcí přívesy PzO-50 VN, dávkovací stůl DoDS-7, dopravník DoP-8, metač píce SMPU-80

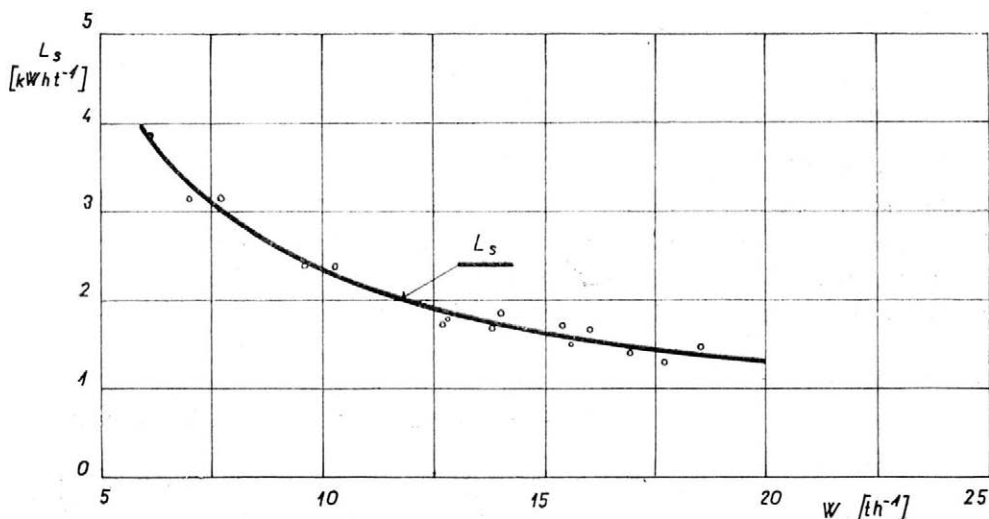
Zjištěné výsledky jsou graficky vyhodnoceny na obrázku 11 — výkonnost W_{abs} vzduchového dopravníku (SMPU-80) v závislosti na sušině dopravovaného materiálu. V této závislosti je znázorněn i průběh výkonnosti, přepočtený na dopravenou sušinu W_{sus} a na obrázku 12 — střední měrná spotřeba el. energie L_s v závislosti na výkonnosti zařízení W .

Hodnotíme-li potom zjištěné průběhy jednotlivých závislostí, můžeme konstatovat:

Podle grafického znázornění na obrázku 11



11. Výkonnost absoltní W_{abs} a přepočtená na dopravenou sušinu W_{sus} vzduchového dopravníku SMPU-80 v závislosti na sušině dopravovaného materiálu



12. Střední měrná spotřeba el. energie L_s vzduchového dopravníku SMPU-80 v závislosti na výkonnosti W zařízení

- sušina dopravovaného materiálu má podstatný vliv na výkonnost W zařízení, na rozdíl od mechanického dopravníku,
- průběh výkonnosti absolutní W_{abs} má se stoupající sušinou klesající charakter,
- průběh výkonnosti přepočtené na dopravenou sušinu má se vzrůstající sušinou stoupající charakter,
- výkonnost absolutní W_{abs} pohybuje se v rozmezí 25 až 11 th^{-1} v oblasti sledované sušiny (15–65 %),
- při optimální sušině materiálu pro senážování (45 %) bylo dosaženo výkonnosti W_{abs} 14 th^{-1} .

Hodnoty výkonnosti jsou stanoveny v hlavním čase (stejně jako u všech ostatních případů). Zjištěné hodnoty absolutní výkonnosti jsou omezeny průběhem křivek W'_{abs} — W''_{abs} a jejich rozptyl je dán především kvalitou obsluhy plnicí linky. Lze oprávněně předpokládat, že dodrží-li se požadavek rovnoměrného vkládání materiálu, bude se průměrná výkonnost W_{abs} linky v provozních podmínkách blížit hodnotám dosažené maximální výkonnosti W'_{abs} . Hodnoty výkonnosti přepočtené na dopravenou sušinu jsou potom omezeny průběhem křivek W'_{sus} — W''_{sus} .

Podle grafického znázornění na obrázku 12

- střední měrná el. energie L_s klesá se vzrůstající výkonností,
- v měření oblasti výkonnosti (6–19 th^{-1}) se pohybuje střední měrná spotřeba energie v rozmezí 3,9–1,3 kWh t^{-1} ,
- při výkonnosti 14 th^{-1} (výkonnost dosažená při optimální sušině materiálu vzhledem k senážní technologii) dosahuje střední měrná spotřeba hodnoty 1,72 kWh t^{-1} .

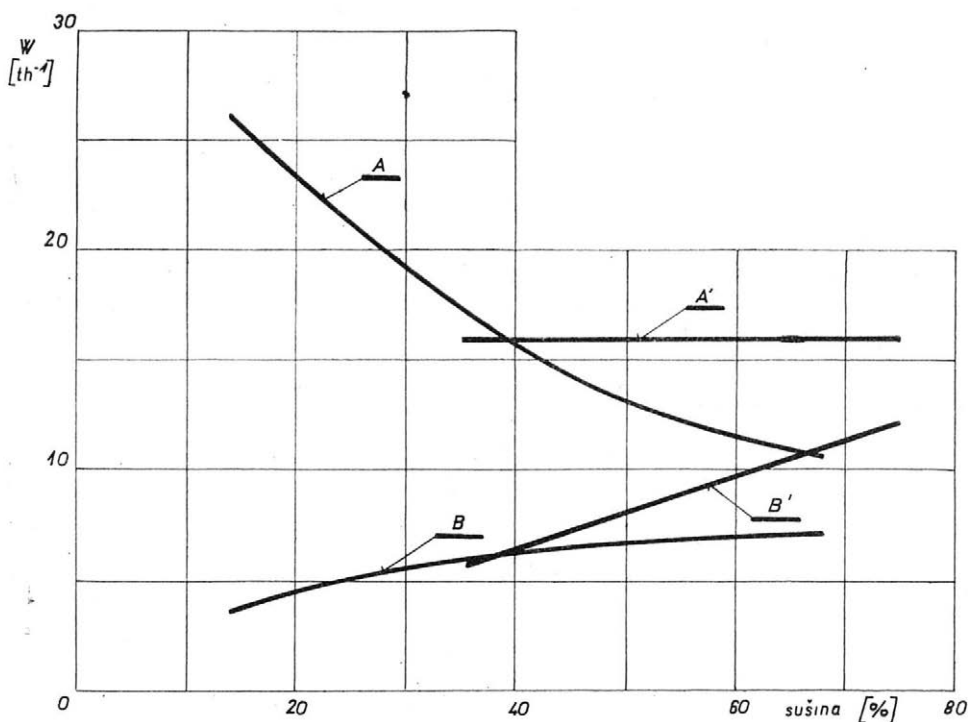
Hlavní číselné údaje tohoto ověřování jsou souhrnně uvedeny v tabulce VI.

Pro porovnání parametrů mechanického dopravníku s dopravníkem vzduchovým (SMPU-80) při dopravě senážní hmoty jsou vypracovány grafy na obrázcích 13 a 14.

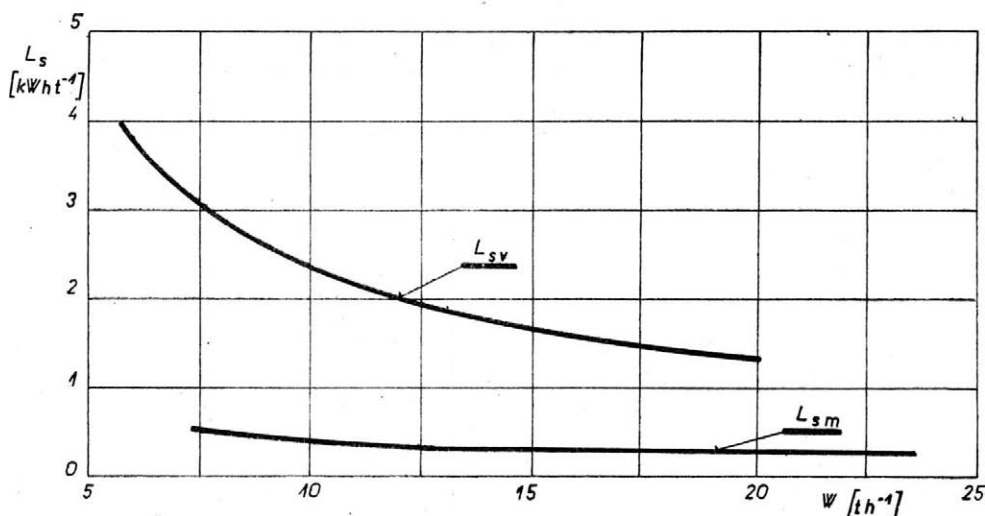
VI. Hlavní zjištěné parametry metače SMPU-80

Výkonnost při sušině 15–65 % (W)	absolutní	th ⁻¹	25 – 11
	v sušině	th ⁻¹	3,74 – 7,1
Výkonnost optimální*) (45 % suš. (W))	absolutní	th ⁻¹	14,0
	v sušině	th ⁻¹	6,30
Střední elektrický příkon při výkonnosti (P_s)	11 th ⁻¹	kW	23,7
	14 th ⁻¹ *)	kW	24,1
	16,4	kW	24,6
	25 th ⁻¹	kW	28,8
Příkon naprázdno (P_{s1})	–	kW	15,0
Měrná spotřeba elektrické energie při výkonnosti (L_s)	11 th ⁻¹	kWh t ⁻¹	2,15
	14 th ⁻¹	kWh t ⁻¹	1,72
	16,4 th ⁻¹	kWh t ⁻¹	1,50
	25 th ⁻¹	kWh t ⁻¹	1,15

*) výkonnost při optimální sušině pro senážování – 45 %



13. Porovnání výkonnosti zařízení v závislosti na sušině dopravovaného materiálu. A – mezní výkonnost absolutní dopravníku vzduchového (SMPU-80), A' – mezní výkonnost dopravníku mechanického (funkční model), B – mezní výkonnost v sušině dopravníku SMPU-80, B' – mezní výkonnost v sušině dopravníku mechanického



14. Porovnání střední měrné spotřeby el. energie L_s v závislosti na výkonnosti zařízení W ; L_{sv} – vzduchový dopravník, L_{sm} – mechanický dopravník

Z porovnání lze konstatovat:

- průběh výkonnosti mechanického dopravníku v oblasti optimální sušiny pro senážní technologii (40–50 %) je příznivější. Je nutno současně podotknout, že byl ověřován funkční model mech. dopravníku a že při určitých konstrukčních úpravách lze jeho výkonnost v požadované oblasti podstatně zvýšit (obr. 13),
- průběh střední měrné spotřeby el. energie L_s mechanického dopravníku je nepoměrně příznivější než u dopravníku vzduchového. V rozmezí výkonnosti 7 až 20 th^{-1} se pohybuje měrná spotřeba dopravníku mezi 13,5 až 21 % měrné spotřeby dopravníku vzduchového (obr. 14),
- potřebný střední příkon P_s v rozmezí výkonnosti 7 až 20 th^{-1} stoupne oproti 3,15 až 5,45 kW u mechanického dopravníku na 22,6 až 27 kW u dopravníku vzduchového.

VÝSLEDNÉ ZHODNOCENÍ

Mechanický dopravník vhodného typu (řetězový, hrabičkový) je schopen splnit požadavky kladené na zařízení pro plnění silážních věží. Hodnocené parametry ve srovnání se vzduchovou dopravou jsou vesměs příznivé. Instalace tohoto zařízení je zvláště výhodná v těch zemědělských závodech, kde výkon současných transformátorů by vzhledem k příkonovým požadavkům vzduchových dopravníků a možné soudobosti odběru el. energie nevyhověl (třífázová sklizeň) a byla by nutná rekonstrukce.

Sušina dopravovaného materiálu nemá na výkonnost mechanického dopravníku vliv. Výkonnost zařízení v absolutní hodnotě je konstantní a je limitována:

- a) výkonem instalovaného energetického zdroje,
- b) daným dopravním průřezem zařízení (objemová průchodnost).

Střední el. příkon P_s je při stálé výkonnosti konstantní, bez ohledu na sušinu dopravovaného materiálu.

Стřední el. příkon P_s vzrůstá lineárně se vzrůstající výkonností W . Při vzrůstu výkonnosti o $W = 1 \text{ th}^{-1}$ vzroste střední el. příkon o $P_s = 0,15 - 0,16 \text{ kW}$ (pro ověřovaný typ dopravníku).

Стřední měrná spotřeba el. energie L_s je při konstantní výkonnosti konstantní bez ohledu na sušinu dopravovaného materiálu.

Стřední měrná spotřeba el. energie při vyloučení spotřeby na pohon naprázdno L_{s1} je konstantní a dosahuje hodnoty $0,162 - 0,165 \text{ kW th}^{-1}$.

Účinnost zařízení se pohybuje v rozmezí 10,4 až 18,2 % (v rozsahu výkonnosti 7–22 th^{-1}).

Průběh výkonnosti v oblasti optimální sušiny dopravovaného materiálu pro senážní technologii (40–50 %) je u mechanického dopravníku příznivější (vzhledem k ověřovaným typům).

Průběh střední měrné energie L_s je u mechanického dopravníku příznivější. V rozmezí výkonnosti $W = 7$ až 20 th^{-1} pohybuje se měrná spotřeba mechanického dopravníku na úrovni 13,5 až 21 % hodnot měrné spotřeby dopravníku vzduchového.

Potřebný střední příkon P_s v rozmezí výkonnosti $W = 7 - 20 \text{ th}^{-1}$ poklesne oproti dopravníku vzduchovému z $P_s = 22,6$ až 27 kW na $3,15$ až $5,45 \text{ kW}$.

Дélka řezanky v požadovaných mezích nemá na výkonnost vliv.

Mechanický dopravník nemá z hlediska funkce požadavky na rovnoměrnost vkládání materiálu. Pochopitelně je nerovnoměrností ovlivněna výkonnost zařízení.

Investiční náklady jsou ve srovnání s dopravou vzduchovou téměř souhlasné. Za předpokladu, že doba nasazení je stejná, budou přímé provozní náklady příznivější pro mechanický dopravník; za předpokladu, že doba nasazení u vzduchových dopravníků bude o $1/3$ větší, budou přímé provozní náklady u mechanického dopravníku vyšší asi o 10 %.

Provozní spolehlivost nelze zatím odpovědně posoudit.

Došlo dne 2. 10. 1969

Механические транспортеры при наполнении силосных складских помещений (силосных башен)

Работа занимается одной из главных частных проблематик технологического приема загрузки силосных башен, проблематикой вертикальной подачи измельченного объемного материала. В заключительных оценках предшествующих этапов было доказано, что включение пневматического транспортера-метателя кормов в процесс вертикальной подачи измельченного объемного корма, нельзя считать окончательным решением, полностью решающим эту проблематику. Констатировалось, что этот способ в настоящее время является единственным рациональным решением, однако, учитывая высокую энергетическую требовательность метателей кормов — пневматических транспортеров, необходимо изучать и другие способы подачи материала в силосные складские помещения. Одним из рациональных решений может быть применение механических транспортеров. Согласно результатам проведенных испытаний, механический транспортер пригодного типа (цепной, грабельный) способен выполнить требования, возлагаемые к загрузке для наполнения силосных башен. Оцениваемые параметры по сравнению с пневматическим транспортером в общем более благоприятны. Установка этого устройства в особенности пригодна для таких сельскохозяйственных предприятий, в которых современная мощность трансформатора, учитывая требования пневматических транспортеров к потребляемой мощности и возможную современность потребления электрической энергии, не удовлетворяла бы этому и была необходимость в реконструкции.

Особое внимание уделяется следующим установленным показателям:

- сухое вещество транспортируемого материала не влияет на мощность механического транспортера,
- длина резки (2–5 см) с точки зрения функции нетребовательна к равномерности дозирования,

- во время производительности 7–20 т/час удельное потребление электроэнергии механического транспортера колеблется в пределах 13,5–21% значений удельного потребления пневматического транспортера,
- необходимая средняя потребляемая мощность в пределах производительности 7–20 т/час понизится по сравнению с пневматическим транспортером с 22,6–27 квт до 3,15–5,45 квт,
- механический транспортер с точки зрения функции нетребователен к равномерности дозирования.

Mechanical Conveyers Used for the Filling of Tower Stores (Haylage Towers)

The paper deals with one of the most important questions connected with the general problem of the technological process of the filling of silage towers, i. e. with the vertical conveying of chopped bulky material. The concluding evaluations of the preceding stages of research give evidence on the fact that the inclusion of an air-blast conveyer (forage-blower) in the process of the vertical conveying of chopped bulky forage cannot be considered as the final solution removing all the problems involved in the procedure in question. It was stated that this method is now the only suitable solution; the forage-blowers, however, require large energy supplies — hence the need for further studies, seeking other methods of the transport of materials to tower stores. Mechanical conveyers may be considered as one of the suitable means. The results of the checking indicate that a mechanical conveyer of a suitable type (rake, chain) is able to carry out the functions required from a device for the filling of haylage towers. The parameters show much better values than the air-blast conveying method. The installation of this equipments is particularly useful in those agricultural enterprises where the existing transformer may not be of a sufficient capacity to feed the air-blast conveyers or to cover a coincidence of energy off-take, thereby requiring a reconstruction.

The following indices deserve special attention:

- the dry matter of the material conveyed has no influence on the performance of the mechanical conveyer;
- the length of chaff, from the point of view of the function, does not require uniform dosage;
- for the output of 7–20 t h⁻¹, the specific power off-take of the mechanical conveyer is 13.5–21% of that of the air-blast conveyer;
- the mean input required for the output ranging from 7 to 20 t h⁻¹ is 3.15–5.45 kW in the mechanical conveyer, while that of the air-blast conveyer equals 22.6 to 27 kW;
- from the point of view of the function, the mechanical conveyer does not require uniform dosage.

Mechanische Förderer bei der Hochsilobeschickung (Heutürmebeschickung)

Die Arbeit verhandelt über eine der hauptsächlichen Teilproblematik des technologischen Verfahrens bei der Hochsilobeschickung, über die Problematik der vertikalen Beförderung des Häckselgutes. In den Abschlusssauswertungen der früheren Forschungsetappen wurde nachgewiesen, daß die Einreihung des Gebläses in den Prozeß der vertikalen Beförderung des Häckselgutes, nicht als endgültiger Eingriff, durch welchen diese Problematik komplett gelöst sein wird, zu betrachten ist. Es wurde festgestellt, daß dieses Verfahren gegenwärtig die einzig geeignete Lösung darstellt, daß jedoch mit Rücksicht auf die hohen energetischen Ansprüche der Gebläse — pneumatischer Förderer — ebenfalls andere Verfahren der Güterbeför-

derung in Hochsilos zu untersuchen sind. Ein zweckmäßiger Lösungsweg kann durch die Anwendung der mechanischen Förderer gefunden werden.

Nach den Ergebnissen der durchgeführten Überprüfungen ist der mechanische Förderer eines geeigneten Typs (Ketten-, Rechenförderer) im Stande den an die Beschickungsanlage für Hochsilos gestellten Forderungen zu entsprechen. Im Vergleich mit dem pneumatischen Transport sind die ausgewerteten Parameter durchaus günstiger. Die Installation dieser Anlage ist vor allem in den landwirtschaftlichen Betrieben, wo die hinsichtlich des Leistungsbedarfes der pneumatischen Förderer und möglicher gleichzeitigen Abnahme der Elektroenergie zur Verfügung stehende Leistung des Transformators nicht reichen sollte und eine Rekonstruktion vorgenommen werden mußte.

Die folgenden ermittelten Kennziffern verdienen besondere Aufmerksamkeit:

- der Trockensubstanzgehalt des beförderten Gutes übt keinen Einfluß auf die Leistungsfähigkeit des mechanischen Förderers aus;
- die Hacksellänge (2–5 cm) stellt hinsichtlich der Funktion des Gerätes keine Anforderungen gegenüber der Gleichmäßigkeit bei der Dosierung;
- im Laufe der Arbeitsleistung $7\text{--}20\text{ t h}^{-1}$ liegt der spezifische Energieverbrauch beim mechanischen Förderer ungefähr im Bereich von 13,5–21 % der beim Gebläse gemessenen Werte des spezifischen Verbrauches;
- der notwendige mittlere Leistungsbedarf im Leistungsbereich $7\text{--}20\text{ t h}^{-1}$ sinkt gegenüber dem pneumatischen Förderer von 22,6–27 kW auf 3,15–5,45 kW;
- der mechanische Förderer stellt hinsichtlich seiner Funktion keine Anforderungen gegenüber der Gleichmäßigkeit bei der Dosierung.

Transporteurs mécaniques employés au remplissage des espaces de stockage des silos-tours

Le travail s'occupe d'un des problèmes partiels principaux, concernant le procédé technologique lors du remplissage des silos-tours, à savoir de la question de transport vertical des matériaux grossiers hachés. Au cours des évaluations finales des étapes de recherche antérieures il a été prouvé que l'incorporation du transporteur pneumatique-projecteur de fourrages dans les opérations du transport vertical des fourrages grossiers hachés ne peut être considérée comme solution finale, mettant un point définitif à cette problématique. Certes, il a été constaté qu'à l'heure présente le mode en question est la seule solution convenable, mais qu'il faut tout de même examiner également d'autres modes de transport de matériaux vers les espaces de stockage des silos-tour, en considération surtout des exigences énergétiques élevées des transporteurs pneumatiques-élevateurs de fourrages. Une des solutions convenables peut consister dans l'emploi des transporteurs mécaniques.

Selon les résultats des vérifications effectuées, le transporteur mécanique d'un type convenable (transporteur à chaîne, à râtaux) est capable de répondre aux exigences posées sur le dispositif ayant à remplir les silos-tours. En effet, les paramètres examinés sont généralement plus favorables que ceux qu'accuse le transport pneumatique. L'installation de ce dispositif est particulièrement avantageuse dans les entreprises agricoles, où la puissance du transformateur, vu l'exigence élevée des transporteurs pneumatiques en énergie et la prise éventuelle simultanée de l'énergie pour d'autres buts, ne serait pas suffisante, de sorte que la reconstruction du transformateur serait de rigueur.

Ce sont des indices vérifiés suivants qui méritent une attention particulière:

- la matière sèche des matériaux transportés n'influence nullement le rendement du transporteur mécanique,
- sur le plan du fonctionnement la longueur des matériaux hachés (2–5 cm) ne nécessite pas l'uniformité du dosage,
- dans les limites du rendement égal à $7\text{--}20\text{ t h}^{-1}$, la consommation spécifique de l'énergie électrique du transporteur mécanique varie au niveau de 13,5–21 p. 100 des valeurs de consommation spécifique du transporteur pneumatique,

- dans les limites du rendement depuis 7 à 20 t h⁻¹ le wattage moyen nécessaire diminuera, comparativement à celui du transporteur pneumatique, de 22,6—27 kW à 3,15—5,45 kW,
- sur le plan du fonctionnement le transporteur mécanique n'exige pas le dosage uniforme.

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Fišer, Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

631.353.7

■ Znalosti opotřebení ostří nožů řezacího ústrojí sklízecích řezaček mají značný význam jak z hlediska konstrukčního, tak i provozního, zejména při řezání píce na krátkou řezanku o délce 20 až 30 mm.

Z konstrukčního hlediska jsou znalosti o opotřebení ostří nožů důležité k hodnocení především těchto ukazatelů: kvality materiálu, vhodnosti tepelného zpracování, trvanlivosti ostří, mezního opotřebení, vlivu opotřebení (otupení) ostří na exaktní délku řezanky, vzrůstajících sil v řezacím mechanismu, spotřebu energie apod.

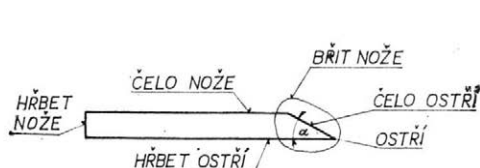
Z provozního hlediska jsou tyto poznatky důležité především v ekonomice provozu sklízecích řezaček. Umožňují zjišťovat nejen náklady na obnovu ostří a náhradu za opotřebené nože, ale i náklady vznikající snižováním výkonnosti řezaček ztrátami při prostojích řezaček, popř. i při prostojích dalších strojů pracujících v technologické lince s řezačkami (při silážování nebo sušení píce).

Aby bylo možno výše uvedené vztahy a závislosti jednotlivých veličin odvodit, je třeba najít vhodný ukazatel, charakterizující opotřebení (otupení) ostří nožů, a přijatelnou metodu měření a vyhodnocování zvoleného ukazatele. V předkládané první části příspěvku je uvedena metoda měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů, použitá při polně laboratorních zkouškách sklízecích řezaček ve VÚZT, Praha-Řepy.

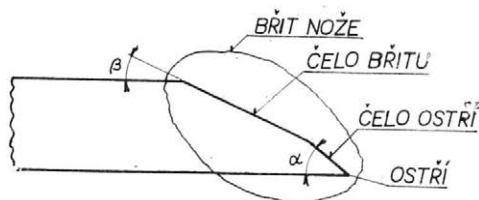
1. GEOMETRIE OSTŘÍ NOŽŮ

K sjednocení pojmů a názvů jednotlivých částí nože, nutných pro další výklad, je na obrázcích 1—3 schematicky znázorněna geometrie ostří nože. Jak je z uvedených schémat zřejmé, geometrii ostří nože tvoří jeho plochy a úhly.

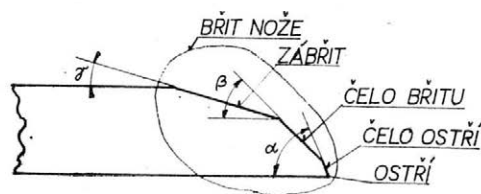
Podle používaných typů rozeznáváme nože s břitem jednoduchým (obr. 1) a s břitem složitým (obr. 2 a 3). Na obrázku 4 jsou názvy rozměrů nože s přímým břitem.



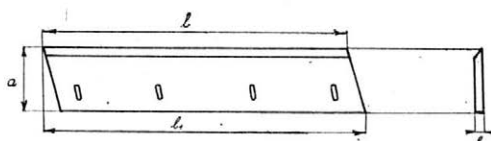
1. Jednoduchý břit nože
 α — úhel čela ostří



2. Složitý břit nože
 β — úhel čela břitu



3. Složitý břit nože
 γ — úhel zábřítu



4. Rozměry nože
 l — délka ostří
 l_1 — délka nože
 a — šířka nože
 b — tloušťka nože

Úhly nože:

- Úhel čela ostří α je úhel, který svírá čelo a hřbet ostří; vznikne nabroušením ostří.
- Úhel čela břitu β je úhel, který svírá plocha čela břitu s rovinou hřbetu ostří.
- Úhel zábřítu γ je úhel, který svírá plocha zábřítu s rovinou hřbetu ostří.

2. ZPŮSOB MĚŘENÍ OPOTŘEBENÍ OSTŘÍ NOŽŮ

Opotřebení ostří nože, neboli míru otupení ostří, lze určit vážením nože před a po opotřebení (tedy úbytkem hmotnosti), přímým měřením pomocí otisků ostří do olověných destiček (Burenko 1963), nebo nepřímým zjišťováním opotřebení měřením takového ukazatele, který je úměrný otupování ostří.

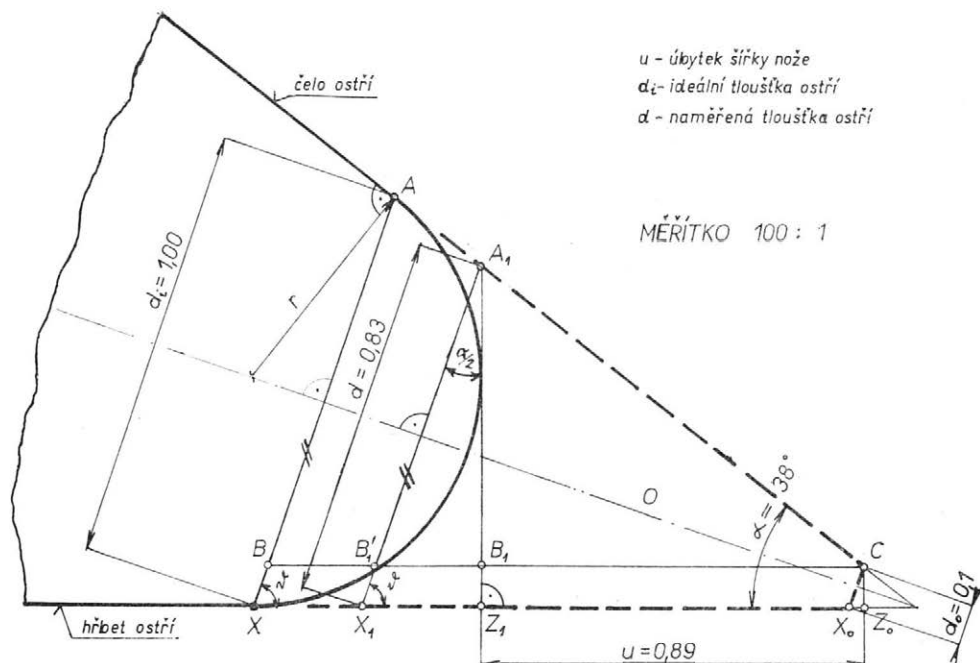
Volba metody měření je dána účelem použití výsledků měření, podmínkami zkoušek, velikostí nákladů spojených s měřením a vyhodnocováním opotřebení a požadovanou přesností.

Pro naše účely měření opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček při polně laboratorních zkouškách a v normálních provozních podmínkách jsme zvolili metodu nepřímého zjišťování tloušťky ostří a plochy ostří nože na základě měření úbytků šířky nože a úhlu čela ostří α .

Jak zřejmo z obrázků 1—3, je ostří nože řezacího ústrojí vytvořeno rovinami čela a hřbetu, které svírají úhel čela ostří α . Úhel čela ostří vznikne konečným broušením ostří ať již na řezačce (u strojů vybavených broušicím zařízením), nebo na brusce mimo řezačku. Správně nabroušené ostří nového nože je podle Bayera (1962) a oborové normy ministerstva všeobecného strojírenství (1961) udáno tloušťkou ostří do 0,1 mm. Po nabroušení na předepsanou tloušťku ostří má nůž v daném místě měření určitou šířku s , která je výchozím rozměrem nože před měřením opotřebení. Vzhledem k možným nepřesnostem při montáži nožů na nožový buben a nestejnoměrnému opotřebení ostří po jeho délce se výchozí šířka nože měří na třech i více místech předem vyznačených. K měření šířky nože se podle požadované přesnosti používá mikrometru nebo posuvného měřítka s noniem na 0,05 mm. Úhel čela ostří α se měří ve stejném místě jako šířka nože univerzálním úhloměrem s přesností na 5 vteřin, nebo obloukovým úhloměrem s přesností na 30 vteřin.

Při přirozeném (abrazivním) opotřebení ostří nožů, k němuž dochází při řezání píce bez hrubých příměsí (např. kameny apod.), probíhá otupování jako plynule se zvětšující zaoblení ostří od jeho výchozí tloušťky po nabroušení, znázorněné rovinou CX_0 (obr. 5).

Zaoblení otupeného ostří lze teoreticky znázornit jako část kružnice o poloměru r se středem na ose O úhlu α . Osa O je množina středů kružnic, dotýkajících se rovin čela a hřbetu ostří. Při daném opotřebení (o poloměru r) se kružnice teoreticky dotýká roviny



u - úbytek šířky nože
 d_i - ideální tloušťka ostří
 d - naměřená tloušťka ostří

5. Geometrie otupeného ostří nože při přirozeném opotřebení

čela a hřbetu ostří v bodech AX . Rovina ABX , proložená těmito body, je kolmá na osu O a svírá s hřbetem ostří úhel

$$\delta = \frac{180^\circ - \alpha}{2}$$

odvozeno z rovnoramenného trojúhelníku ABC).

Promítneme-li zaoblení ostří (část kružnice vymezená body AX) do roviny ABX , můžeme otupení ostří charakterizovat jako tloušťku ostří vymezenou body AX a nazveme ji „ideální tloušťkou ostří“ d_i .

Při vyhodnocování opotřebení ostří nožů se úbytek šířky nože u v daném místě měření zjišťuje jako rozdíl šířky nože, změřené po nabroušení ostří ($\check{s}_1$), a šířky nože po určitém opotřebení ostří ($\check{s}_2$). Šířka ostří se však může měřit pouze v rovinách kolmých na hřbet ostří a dotýkajících se jeho zaoblení (jako např. rovina CZ_0 při výchozí šířce ostří, nebo rovina $A_1B_1Z_1$ po opotřebení ostří o úbytek u). Tato rovina měření $A_1B_1Z_1$ protíná rovinu čela ostří v bodě A_1 a proložíme-li tímto bodem rovinu $A_1B'_1X_1$, rovnoběžnou s rovinou ABX , obdržíme „naměřenou tloušťku ostří“ d . Naměřenou tloušťku ostří v daném místě měření určíme pomocí trojúhelníku A_1B_1C a zjištěného úbytku šířky nože u , neboť podle obrázku 5 platí:

$$d = A_1B'_1 + B'_1X_1 = A_1B'_1 + d_o \quad (1)$$

přičemž

$$A_1B'_1 = \frac{A_1B_1}{\cos \alpha/2} \quad \text{a} \quad A_1B_1 = u \cdot \tan \alpha$$

Po dosazení do výrazu pro d obdržíme:

$$d = \frac{\tan \alpha}{\cos \alpha/2} \cdot u + d_o = k \cdot u + d_o \quad (2)$$

Vzhledem k tomu, že úbytky šířky nože a úhel čela ostří α měříme v několika místech rozložených po délce nože, dosazujeme do vztahu (2) veličiny a a u jako průměrné hodnoty z n -tého počtu měření

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i \quad u = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i$$

Vypočtené hodnoty součinitele k pro běžné úhly čela ostří α jsou uvedeny v tabulce I.

I. Koeficient $k = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha/2}$ pro určení tloušťky otupeného ostří nožů řezaček při daném úhlu čela ostří α

α°	0'	10'	20'	30'	40'	50'
37	0,7946	0,7998	0,8051	0,8103	0,8156	0,8210
38	0,8263	0,8317	0,8371	0,8426	0,8480	0,8535
39	0,8591	0,8646	0,8702	0,8759	0,8815	0,8872
40	0,8930	0,8987	0,9045	0,9104	0,9162	0,9221
41	0,9281	0,9340	0,9400	0,9461	0,9522	0,9583
42	0,9645	0,9707	0,9769	0,9832	0,9895	0,9959
43	1,0023	1,0087	1,0152	1,0217	1,0283	1,0349
44	1,0415	1,0482	1,0550	1,0618	1,0686	1,0755

Z obrázku 5 je zřejmé, že naměřená tloušťka ostří d je menší než ideální tloušťka ostří d_i a vyjadřuje tedy jen poměrnou část ideální tloušťky, která byla vzata za míru otupení ostří. Přitom je třeba se zmínit o tom, že skutečný tvar otupení ostří, způsobený abrazivním opotřebením, se liší od teoreticky zvoleného kruhového tvaru. Je to zejména v oblasti zaoblení, které bývá různě zdeformováno, a v oblasti přechodu zaoblení ostří do jeho čela a hřbetu, kde se vyskytuje určité zplášťení, vzniklé opotřebením části ostří obrácené k protiostrí řezacího ústrojí. Uvedené nerovnoměrnosti zaoblení ostří se použitou metodou zanedbávají.

K vyjádření absolutních a relativních chyb měření, způsobených použitou metodou nepřímého zjišťování tloušťky ostří, použijeme vztahů:

$$\Delta d_i = d_i - d \quad (3)$$

$$\Delta d_r = \frac{\Delta d_i}{d_i} \cdot 100 \quad (4)$$

kde: Δd_i — absolutní rozdíl mezi ideální a naměřenou tloušťkou ostří (mm)

Δd_r — relativní rozdíl mezi ideální a naměřenou tloušťkou ostří (%)

Tloušťka ostří nože, vyjádřená vypočtenými hodnotami tloušťky ostří v jednotlivých místech měření, charakterizuje průměrné otupení ostří nože po celé jeho délce a je více-méně kvalitativním ukazatelem opotřebenosti ostří. V případě potřeby lze otupení ostří vyjádřit též kvantitativním ukazatelem, jímž je plocha opotřebeného ostří, daná součinem naměřené tloušťky ostří a délky ostří nože podle vztahu:

$$P = d \cdot l \quad (5)$$

kde: P — plocha opotřebeného ostří (mm^2)
 d — naměřená tloušťka ostří (mm)
 l — délka ostří nože (mm)

Plochy ostří lze použít např. při studiu zákonitostí ve vztahu spotřeby energie na otupení ostří nožů různé délky apod.

Vzhledem k tomu, že nás zajímá střední otupení všech nožů nasazených na nožovém bubnu, vypočte se naměřená tloušťka ostří jednotlivých nožů a určí se jeho střední tloušťka, popř. celková plocha opotřebeného ostří nožů; potom bude

$$d_s = \frac{d_1 + d_2 + \dots + d_i + \dots + d_j}{j} = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j d_i \quad (6)$$

$$P_c = P_1 + P_2 + \dots + P_i + \dots + P_j = \sum_{i=1}^j P_i \quad (7)$$

kde: d_s — střední tloušťka ostří nožů k danému měření opotřebení (mm)
 P_c — celková plocha opotřebení všech nožů (mm^2)

Jako příklad můžeme ilustrovat výpočet tloušťky ostří nože při opotřebení schematicky znázorněném na obrázku 5, kde výsledkem měření šířky nože po nabroušení (v rovině CZ₀) a po opotřebení ostří (v rovině A₁B₁Z₁) je úbytek šířky nože $u = 0,89 \text{ mm}$.

Dosazením do výrazu (2) bude naměřená tloušťka ostří při úhlu čela ostří $\alpha = 38^\circ$

$$d = k \cdot u + d_0 = 0,826 \cdot 0,89 + 0,1 = 0,83 \text{ (mm)}$$

a plocha ostří při délce ostří $l = 500 \text{ mm}$ bude

$$P = d \cdot l = 0,83 \cdot 500 = 415 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Je-li ideální tloušťka ostří při uvedeném opotřebení $d_i = 1,00 \text{ mm}$, bude absolutní rozdíl tloušťky ostří

$$\Delta d_i = d_i - d = 1,00 - 0,83 = 0,17 \text{ (mm)}$$

a relativní rozdíl

$$\Delta d_r = \frac{\Delta d_i}{d_i} \cdot 100 = \frac{0,17}{1,00} \cdot 100 = 17 \%$$

3. ZHODNOCENÍ PŘESNOSTI MĚŘENÍ

K ověření přesnosti stanovení střední tloušťky ostří nožů uvedenou metodou bylo použito vztahů z teorie chyb a počítání s nepřesnými čísly, které ukazují, jakou přesnost výsledků můžeme od uvedené metody měření očekávat.

3.1 CHYBY PŘI MĚŘENÍ ŠÍŘKY NOŽE

Při měření šířky nože mikrometrem je absolutní chyba měření $\varepsilon_m = 0,01 \text{ mm}$ a při měření posuvným měřítkem s noniem, rozděleným na dvacet dílků, je $\varepsilon_p = 0,05 \text{ mm}$. Je-li šířka nože $s = 100 \text{ mm}$, pak relativní chyby při měření šířky nože činí u mikrometru $\delta_m = 0,01 \%$ a u posuvného měřítka $\delta_p = 0,05 \%$.

Při měření předpokládáme, že kontrola naměřených údajů bude vždy prováděna dvojím nebo trojím měřením, takže při hodnocení přesnosti měření neuvažujeme soustavné a náhodné chyby.

3.2 CHYBY PŘI VÝPOČTU ÚBYTKU ŠÍŘKY NOŽE

K určení chyb při výpočtu úbytků šířky nože u zvolíme tři velikosti úbytků: $u_1 = 0,2$ mm; $u_2 = 0,5$ mm; $u_3 = 1,0$ mm. Potom podle vztahu $u = \check{s}_1 - \check{s}_2$ budou:

a) při měření mikrometrem

aa) úbytky šířky nože s absolutní chybou:

$$u_{m1} = 100,00 \pm 0,01 - 99,80 \pm 0,01 = 0,20 \pm 0,02 \text{ (mm)}$$

$$u_{m2} = 100,00 \pm 0,01 - 99,50 \pm 0,01 = 0,50 \pm 0,02 \text{ (mm)}$$

$$u_{m3} = 100,00 \pm 0,01 - 99,00 \pm 0,01 = 1,00 \pm 0,02 \text{ (mm)}$$

ab) relativní chyby úbytků šířky nože:

$$\delta_{mu1} = 10 \% ; \quad \delta_{mu2} = 4 \% ; \quad \delta_{mu3} = 2 \%$$

b) při měření posuvným měřítkem

ba) úbytky šířky nože s absolutní chybou:

$$u_{p1} = 100,00 \pm 0,05 - 99,80 \pm 0,05 = 0,2 \pm 0,1 \text{ (mm)}$$

$$u_{p2} = 100,00 \pm 0,05 - 99,50 \pm 0,05 = 0,5 \pm 0,1 \text{ (mm)}$$

$$u_{p3} = 100,00 \pm 0,05 - 99,00 \pm 0,05 = 1,0 \pm 0,1 \text{ (mm)}$$

bb) relativní chyby úbytku šířky nože:

$$\delta_{pu1} = 50 \% ; \quad \delta_{pu2} = 20 \% ; \quad \delta_{pu3} = 10 \%$$

Z uvedeného je zřejmé, že při zjišťování malých úbytků šířky nožů posuvným měřítkem vycházejí relativní chyby poměrně velké a že při požadavku na větší přesnost vyhodnocování úbytků je vhodnější volit k měření šířky nože mikrometr.

3.3 CHYBY MĚŘENÍ ÚHLU ČELA OSTRÍ

Při měření úhlu čela ostrí $\alpha = 38^\circ$ univerzálním úhloměrem obdržíme velikost úhlu s absolutní chybou $\alpha_u = 38^\circ \pm 5'$ a při měření obloukovým úhloměrem $\alpha_o = 38^\circ \pm 30'$.

Relativní chyby měření činí u univerzálního úhloměru $\delta_u = 0,2 \%$ a u obloukového úhloměru $\delta_p = 1,3 \%$.

3.4 CHYBY PŘI VÝPOČTU SOUČiniteLE k

Dosazením přibližných hodnot úhlu čela ostrí α do vztahu k výpočtu součinitele

$$k = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha/2}$$

obdržíme:

a) Při měření univerzálním úhloměrem:

Pro velikost $\alpha_u = 38^\circ \pm 5'$ je (podle tab. I) součinitel k s absolutní chybou $k_u = 0,826 \pm 0,003$ a s relativní chybou $\delta_{ku} = 0,3 \%$.

b) Při měření obloukovým úhloměrem pro úhel $\alpha_o = 38^\circ \pm 30'$ je součinitel k s absolutní chybou $k_o = 0,826 \pm 0,016$ a s relativní chybou $\delta_{ko} = 2 \%$.

Z určení relativních chyb výsledků při stanovení součinitele k vyplývá, že vzhledem k velikosti relativních chyb při výpočtu úbytků šířky nože se jeví vhodné použít při měření mikrometrem také přesnějšího univerzálního úhloměru. Pro měření posuvným měřítkem postačí zcela obloukový úhloměr.

3.5 CHYBY PŘI VÝPOČTU STŘEDNÍ TLOUŠTKY OSTRÍ

Střední tloušťka ostrí nožů d_s se vypočte podle vztahů (2) a (6), do kterých se dosadí přibližné veličiny s vypočtenými absolutními a relativními chybami.

Výsledné chyby výpočtu střední tloušťky ostrí při zvolených úbytcích šířky nože u_1, u_2, u_3 činí:

a) Při měření mikrometrem a univerzálním úhloměrem:

aa) relativní chyby

$$\delta_{du_1} = 10,3 \%, \quad \delta_{du_2} = 4,3 \%, \quad \delta_{du_3} = 2,3 \%$$

ab) absolutní chyby u střední tloušťky ostří

$$\begin{aligned} \text{při úbytku } u_1 : & \quad d_{su_1} = 0,27 \pm 0,02 \text{ (mm)} \\ u_2 : & \quad d_{su_2} = 0,51 \pm 0,02 \text{ (mm)} \\ u_3 : & \quad d_{su_3} = 0,93 \pm 0,02 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

b) Při použití posuvného měřítka a obloukového úhloměru:

ba) relativní chyby

$$\delta_{dp_1} = 52 \%, \quad \delta_{dp_2} = 22 \%, \quad \delta_{dp_3} = 12 \%$$

bb) absolutní chyby u střední tloušťky ostří

$$\begin{aligned} \text{při úbytku } u_1 : & \quad d_{sp_1} = 0,27 \pm 0,09 \text{ (mm)} \\ u_2 : & \quad d_{sp_2} = 0,51 \pm 0,09 \text{ (mm)} \\ u_3 : & \quad d_{sp_3} = 0,93 \pm 0,1 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Celkový výsledek hodnocení přesnosti nepřímého měření opotřebení ostří nožů ukazuje, že nejméně přesný je výpočet úbytku šířky nože z jeho naměřených šířek před a po opotřebení. Čím větší šířka nože bude měřena, tím větší bude relativní chyba úbytku jeho šířky a naopak. Zde je třeba dát přednost mikrometrickému měření šířky nože před měřením posuvným měřítkem. Relativní chyby měření úhlu čela ostří podstatně neovlivňují nepřesnost celkového výsledku.

4. ZÁVĚR

Uvedená metoda měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů řezacího ústrojí sklízecích řezaček využívá způsobu nepřímého měření opotřebení ostří na základě měření úbytku šířky nože na vyznačených místech a změření úhlu čela ostří. Opotřebení ostří je charakterizováno střední tloušťkou ostří v mm (jako kvalitativním ukazatelem otupení ostří) nebo plochou ostří v mm² (jako kvalitativním ukazatelem opotřebení ostří). Této metody lze použít při polně laboratorních a provozních zkouškách řezaček v případě, že na ostří nožů působí přirozené (abrazivní) opotřebení a že nedochází k havarijnímu poškozování ostří, způsobenému hrubými příměsemi, např. kameny apod.

Ukazatel střední tloušťky ostří, popř. plochy ostří, umožňuje vyhodnocovat zákonitosti, vztahy a závislosti související se změnami otupení ostří; jsou to například: určení mezního opotřebení ostří a vliv jeho otupení na spotřebu energie a na exaktní délku řezanky, hodnocení kvality materiálu nožů a tepelného zpracování, hodnocení ekonomiky provozu řezaček aj.

Tématem příští práce bude metoda měření a vyhodnocování otupěného ostří nožů při havarijním opotřebení ostří.

Došlo dne 15. 9. 1969

Literatura

- BURENKO L. A., 1963, Výzkum opotřebení a ostření řezacího ústrojí silážního kombajnu SK-2,6. Trudy, tom 31, Moskva.
BAYER H., 1962, Řezačky ve velkovýrobních technologiích v zemědělském provozu. Kandidátská disertační práce, VŠZ Brno.
GRUND F., 1968, Opotřebení nožů sklízecích řezaček, Zpráva VÚZT Z-696, Praha-Řepy.
SOUČEK Z., 1961, Silové a energetické poměry kolové řezačky. Zpráva VÚZS Chodov u Prahy.
— 1961, Oborová norma MVS. Nože řezaček. Technické předpisy. Čís. ZNS 47 7803, platná od 1. 4. 1961.

Измерение и оценка износа лезвия ножей режущего устройства

В данной статье предлагается простой метод измерения и оценки износа лезвия ножей режущего устройства силосорезок, проверенный в лабораторно-полевых производственных испытаниях в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственной техники в Праге-Ржепах. Износ лезвия в данной статье характеризуется как увеличение толщины (или площади) лезвия, которую можно определить косвенным методом измерения уменьшения ширины ножа в нескольких местах вдоль лезвия и измерения угла передней грани лезвия. Путем вычисления измеренных значений определяется средняя толщина лезвия, которая дает возможность определить отношения и закономерности, вытекающие из изменения затупления лезвия, как например, влияние затупления лезвия на точную длину резки, на потребление энергии и экономику эксплуатации, определение скорости износа, определение предельного износа лезвия, срок службы лезвия и т. п.

В статье описывается геометрия затупления лезвия ножей, выведение основных соотношений для вычисления толщины и площади лезвия, а также приводятся абсолютные и относительные ошибки результатов измерения, допускаемые во время измерения.

Measuring and Determining the Wear of Edge with the Knives of Chopping Mechanisms

The author proposes a simple method of measuring and determining the wear of the chopping knives in forage harvesters, which was investigated in field and laboratory tests by the Research Institute of Agricultural Engineering in Prague-Rěpy. The paper characterizes the wear of cutting edge as an increasing thickness (or surface) of the edge, which is determined by an indirect method of measuring decrease of the knife's width in different places along the edge and by measuring the angle of the top face. Calculation of the values measured will determine the medium thickness of the cutting edge, which enables to determine different relations and rules which are consequences of the changes in the changed bluntness of the edge, such as e. g. the influence of the edge blunting on the exact chop, on power consumption and economy of operation, determination of the speed of wear, of the limits of the wear, life of wear, etc.

The paper contains geometric characteristics of the edge blunting, derivation of the principal relations for the calculation of the medium thickness and surface of the edge and indicates relative errors occurring in the results of the measuring.

Messung und Auswertung der Abnutzung der Messerschneide der Mähhäcksler

Die Arbeit schlägt eine einfache Methode der Messung und Auswertung der Abnutzung der Messerschneide des Schneideorgans der Mähhäcksler, die durch die Feldlaborbetriebsversuche im Forschungsinstitut für Landtechnik in Praha-Rěpy geprüft wurde, vor.

Die Abnutzung der Messerschneide in der Arbeit wird als eine sich vergrößernde Dicke (oder Fläche) der Messerschneide charakterisiert, die durch eine indirekte Messungsmethode der Herabsetzung der Messerbreite an manchen Stellen längs der Messerschneide und durch die Vermessung des Winkels der Spannfläche der Messerschneide festgestellt wird. Durch die Berechnung der gemessenen Werte bestimmt man die mittlere Dicke der Messerschneide, die ermöglicht die-jenigen einzelnen Beziehungen und Gesetzmäßigkeiten auszuwerten, die aus den Änderungen des Abstumpfens der Messerschneide, wie z. B. der Einfluß des Abstumpfens auf die exakte Länge des Häckels, auf den Energieverbrauch und auf die Betriebsökonomik, auf die Feststellung der Geschwindigkeit der Abnutzung, die Festlegung der Grenznutzung der Messerschneide, der Dauerhaftigkeit der Messerschneide usw. erfolgen.

Die Arbeit enthält die Geometrie des Messerschneideabstumpfens, die Ableitung der grundsätzlichen Beziehungen zur Berechnung der mittleren Dicke und Messerschneidefläche und führt absolute und relative Fehler der Messungsergebnisse, zu welchen es kommt, an.

Adresa autora:

František Grund, Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

■ Má-li se při výzkumu dojicích zařízení sledovat vliv jednotlivých ukazatelů jejich činnosti (tj. počtu pulsů, poměru taktů apod.) na průběh dojení, je nutné zajistit možnost libovolného nastavení těchto ukazatelů v požadovaném rozsahu a zároveň stálost nastavených ukazatelů ve stanoveném rozmezí při každém dojení. Pro podobné pokusy lze pokládat za nejvhodnější elektromagnetické pulsátory, u nichž jsou zaručeny stejné podmínky dojení všemi připojenými dojicími soupravami (buď k jednomu ústřednímu elektromagnetickému pulsátoru nebo k několika elektromagnetickým pulsátorům pro jednotlivé dojicí soupravy) ovládanými jedním generátorem pulsů.

K těmto účelům lze použít elektromagnetických pulsátorů vyráběných pro běžný provoz dojicích zařízení nebo speciálně konstruovaných (např. ústřední elektromagnetický pulsátor zhotovený ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky, u něhož lze měnit průřez otvorů pro přístup atmosférického vzduchu, a tím ovlivňovat tvar křivky průběhu tlaků). Ve většině případů však nebudou vyhovovat generátory pulsů, protože jsou buď nastaveny na určitý poměr taktů a počet pulsů (např. generátor pulsů GASCOIGNE), který nelze měnit vůbec, popř. jen s montáží některých součástí, nebo lze volit různý počet pulsů a poměr taktů, avšak pro celý rozsah zkoušek obvykle jen v nedostatečném rozmezí (např. generátor pulsů dojicího zařízení TRANSIMEL SURGE-MÉLOTTE.) Proto bylo nezbytné pro předpokládaná sledování vlivu jednotlivých ukazatelů činnosti dojicích zařízení na průběh dojení navrhnout a sestavit vyhovující generátor pulsů.

STANOVENÉ POŽADAVKY

Na generátor pulsů byly vzhledem k jeho použitelnosti pro různé zkoušky stanoveny tyto požadavky:

- Možnost nastavení poměru taktů 50 : 50, 60 : 40, 66 : 34, 75 : 25, popř. 80 : 20.
- Možnost nastavení počtu pulsů 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 a 100 pulsů min⁻¹.
- Vliv napětí v síti na počet pulsů: v rozmezí napětí 180 V až 240 V může být změna nejvýše ± 2 pulsy min⁻¹ od počtu pulsů při napětí 220 V.

- Vliv napětí v síti na poměr taktů u pulsátoru a v dojení soupravě: v rozmezí napětí 180 V až 240 V může být změna nejvýše $\pm 2\%$ od nastaveného poměru.
- Vliv velikosti podtlaku na počet pulsů: v rozmezí velikosti podtlaku od 250 do 450 torr může být změna nejvýše ± 2 pulsy min^{-1} od nastaveného počtu pulsů.
- Vliv velikosti podtlaku na poměr taktů u pulsátoru a v dojení soupravě: v rozmezí velikosti podtlaku od 250 do 450 torr může být změna nejvýše $\pm 2\%$ od nastaveného poměru.
- Vliv počtu pulsů na poměr taktů: při každém nastaveném počtu pulsů může být změna nejvýše $\pm 2\%$ od nastaveného poměru taktů v rozmezí velikosti podtlaku od 250 do 450 torr.

Podle dosavadních zkušeností s různými typy generátorů pulsů jak mechanicko-elektrickými tak elektronickými*) byl jako nejvhodnější pro splnění stanovených požadavků navržen mechanicko-elektrický generátor pulsů se synchronním elektromotorkem, soustavou váček tvarovaných pro jednotlivé poměry taktů a převodovým soukolím uspořádaným podle Nortonovy převodovky a vypočítaným pro zvolené počty pulsů.

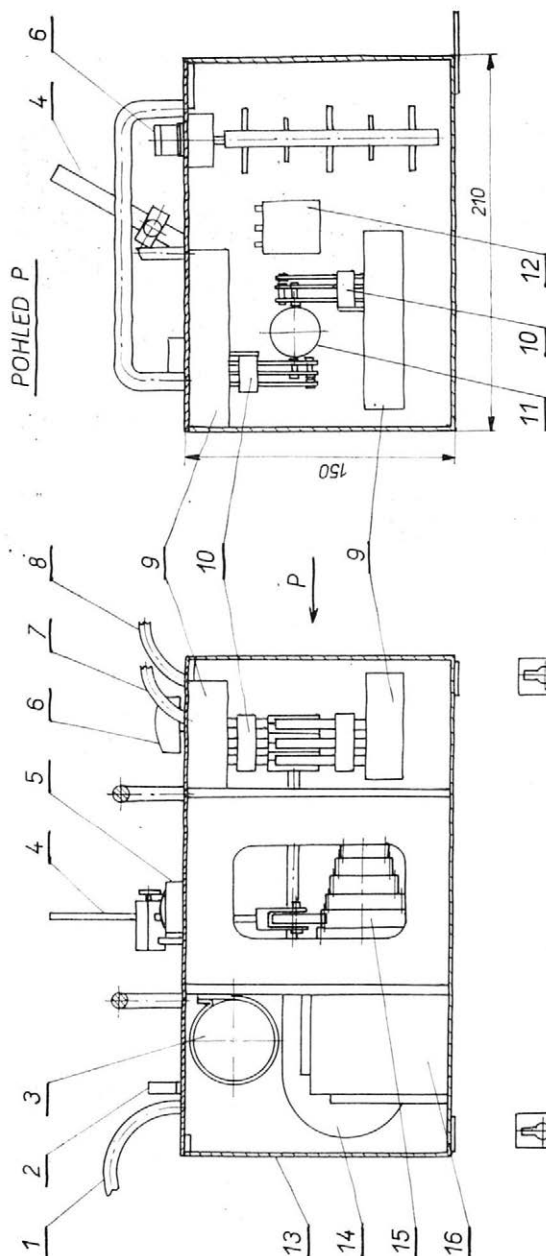
SESTAVA GENERÁTORU PULSŮ

Základní součástí generátoru pulsů je synchronní elektromotorek typu FSCTB 620 — IP 20/b (5 W, 220 V) s převodovkou na 10 ot min^{-1} . Na hnacím hřídeli elektromotorku je sestava osmi ozubených kol o různém průměru a počtu zubů. Převod k hnanému drážkovému hřídeli tvoří soukolí dvou ozubených kol ve vidlici řadící páky, z nichž jedno je posuvně uloženo na drážkovém hřídeli a druhé se zařazuje vždy k jednomu z ozubených kol na hřídeli elektromotorku. Na konci drážkového hřídele je pak šest váček, z nichž pět je tvarovaných pro jednotlivé požadované poměry taktů a šestá váčka je zatím volná. Převody jsou vypočítány tak, aby počet otáček drážkového hřídele odpovídal určitému počtu pulsů.

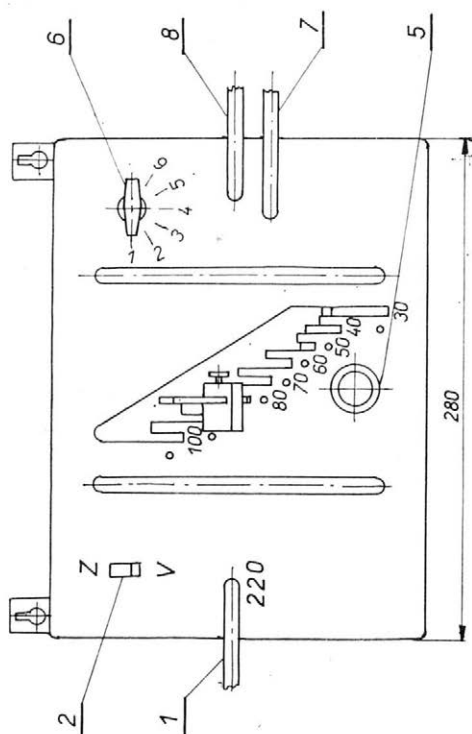
Ke každé váčce přiléhá čidlo připevněné k pružině jednoho pohyblivého kontaktu, který při otáčení váčka přitlačuje podle svého tvaru a okamžitého natočení k pevnému kontaktu. Tím dochází k střídavému spojování a rozpojování obvodu stejnosměrného proudu mezi usměrňovačem a elektromagnetem ústředního pulsátoru, popř. elektromagnety pulsátorů pro jednotlivé dojení soupravy. Jsou-li kontakty spojeny, je elektromagnet pulsátoru pod proudem a probíhá takt sání. Je-li obvod při rozpojených kontaktech přerušen, probíhá takt stisku (tak tomu je u většiny konstrukcí elektromagnetických pulsátorů, avšak pulsátor může mít ventily uspořádané též opačně, aby elektromagnet byl pod proudem při taktu stisku). Doba spojení a rozpojení kontaktů, a tím poměr taktu sání k taktu stisku závisí tedy na tvaru váčky, který musí být přizpůsoben též použitému elektromagnetickému pulsátoru.

Na čelní desce generátoru pulsů je řadící páka k nastavování jednotlivých počtů pulsů, páčkový vypínač chodu přístroje, kontrolní žárovka a šestipolohový přepínač k zapojování obvodu stejnosměrného proudu přes kontakty jednotlivých váček podle požadovaného poměru taktů. Schéma elektrického zapojení generátoru pulsů je na obr. 4.

*) (Kolář 1966, Kolář a kol. 1961 a jini)



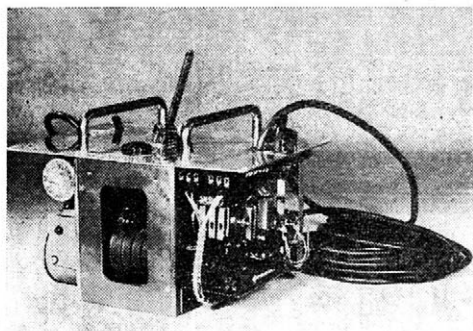
1. Schéma generátoru pulsů: 1 – převod střídavého proudu 220 V ze sítě, 2 – páčkový vypínač chodu, 3 – rozběhový kondenzátor, 4 – řadičí páka k nastavování počtu pulsů, 5 – kontrolní žárovka, 6 – šestipolohový přepínač poměru taktů, 7 – přívod stejnosměrného proudu 24 V z usměrňovače, 8 – výstup stejnosměrného proudu k elektromagnetu pulsátoru, 9 – svorkovnice, 10 – kontakty, 11 – sada vaček, 12 – kondenzátor proti jiskření kontaktů, 13 – kryt generátoru, 14 – elektromotorek, 15 – soustava ozubených kol, 16 – převodovka elektromotoru.



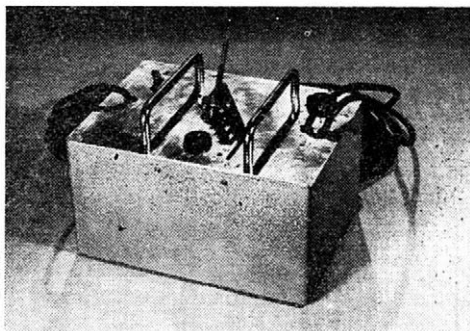
VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Při ověřovacích zkouškách generátoru pulsů (s ústředním elektromagnetickým pulsátorem VÚZT) byl měřen počet pulsů elektrickým počítacem pulsů a průběh tlaků postupem již popsaným v literatuře (K o l á ř, S l á m a 1964).

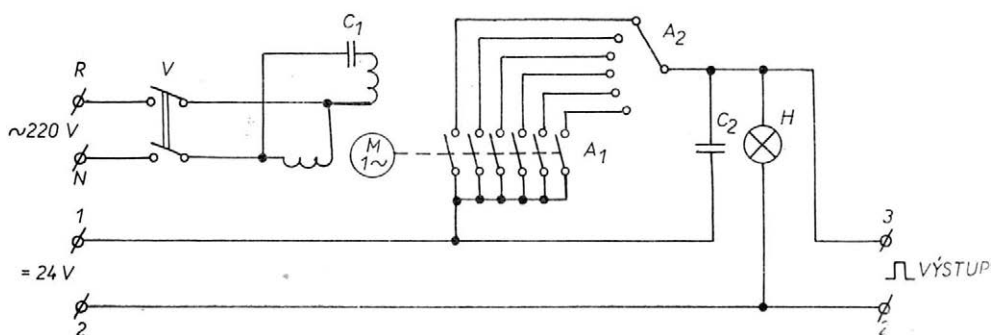
Počet pulsů, nastavený na generátoru pulsů, lze podle zkoušek označit za neměnný. Při měření závislosti počtu pulsů na napětí v síti a na velikosti



2. Sestava generátoru pulsů (foto Mašek)



3. Čelní deska generátoru pulsů (foto Mašek)



4. Schéma elektrického zapojení generátoru pulsů

A₁ – soustava kontaktů

A₂ – šestipolohový přepínač

C₁ – kondenzátor 3,5 F $\pm$ 5 % MP 400 V 50 Hz

C₂ – kondenzátor 0,75 F

H – kontrolní žárovka

M – elektromotorek

V – vypínač

podtlaku byl v rozmezích uvedených v požadavcích zjištěn rozdíl nejvýše ± 1 puls min^{-1} .

Vliv napětí v síti na poměr taktů je podle výsledků zkoušek nepatrný (tab. I). S klesajícím napětím se sice zkracuje doba taktu sání, avšak zůstává v povoleném rozmezí. Větší odchylky podle údajů v tabulce I jsou jen při poměru taktů 60 : 40 a napětí 180 V (o 0,45 %) a při poměru taktů 66 : 34 a napětí 180 V (o 1,83 %) a 200 V (o 0,30 %). Delší doba taktu sání při poměru taktů 50 : 50 a napětí 220 až 240 V není ovlivněna změnou napětí, nýbrž je dána tvarem vačky, který odpovídá střední hodnotě kolem 51 %, takže při některých měřeních odchylky přesahují 52 % (vzhledem k malým odchylkám nepovažovalo se za vhodné již tvar vačky upravovat).

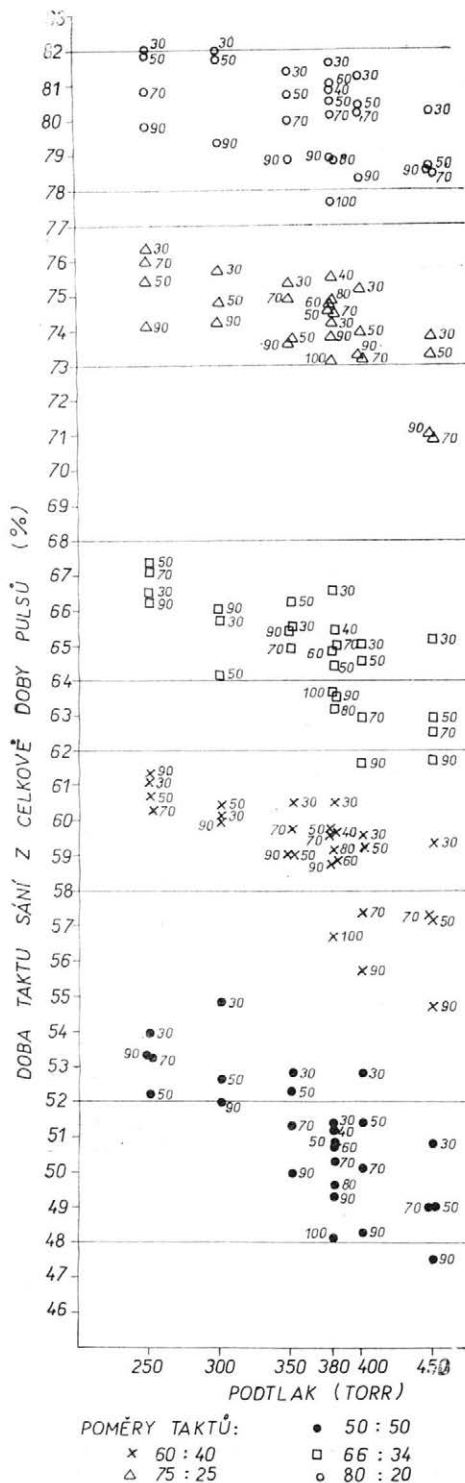
Z výsledků měření průběhu tlaků v komoře mezi strukovou gumou a pouzdem při různých sestavách poměru taktů a počtů pulsů (tab. II) vyplývá, že ve většině případů je poměr taktů v povoleném rozmezí. Kratší doba taktu sání než stanovené rozmezí je při sestavách 60 : 40 / 100 o 1,40 %, 66 : 34 / 80

I: Závislost poměru taktů na napětí v síti (měřeno při podtlaku 380 torr a 50 pulsech pulsech min⁻¹)

Napětí v síti	Nastavený poměr taktů																			
	50 : 50				60 : 40				66 : 34				75 : 25				80 : 20			
	doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku	
V	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%
180	0,601	49,88	0,603	50,12	0,696	57,55	0,514	42,45	0,763	62,17	0,464	37,83	0,885	73,49	0,319	26,51	0,972	79,20	0,255	20,80
190	0,610	50,24	0,603	49,76	0,711	58,33	0,507	41,67	0,798	64,40	0,441	35,60	0,899	73,81	0,319	26,19	0,981	79,34	0,255	20,66
200	0,624	50,83	0,603	49,17	0,719	59,05	0,499	40,95	0,789	63,70	0,450	36,30	0,908	73,47	0,328	26,53	0,981	79,91	0,246	20,09
210	0,638	51,76	0,595	48,24	0,725	59,52	0,493	40,48	0,798	64,25	0,444	35,75	0,905	74,29	0,313	25,71	0,995	80,71	0,238	19,29
220	0,638	52,13	0,586	47,87	0,740	60,00	0,493	40,00	0,792	64,24	0,441	35,76	0,908	74,35	0,313	25,65	0,989	81,58	0,224	18,42
230	0,638	52,38	0,580	47,62	0,734	59,81	0,493	40,19	0,804	65,48	0,423	34,52	0,914	75,36	0,299	24,64	0,992	81,04	0,232	18,96
240	0,638	52,38	0,580	47,62	0,740	61,00	0,473	39,00	0,804	64,87	0,435	35,13	0,919	75,48	0,299	24,52	1,010	81,88	0,223	18,12

II. Závislost poměru taktů na počtu pulsů (při podtlaku 380 torr a napětí v síti 220 V)

Počet pulsů	Nastavený poměr taktů																			
	50 : 50				60 : 40				66 : 34				75 : 25				80 : 20			
	doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku		doba taktu sání		doba taktu stisku	
1 min ⁻¹	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%	s	%
30	1,018	51,39	0,963	48,61	1,213	60,58	0,789	39,42	1,343	66,52	0,676	33,48	1,488	74,24	0,517	25,76	1,648	81,61	0,371	18,39
40	0,779	51,24	0,741	48,76	0,901	59,62	0,610	40,38	1,003	65,46	0,529	34,54	1,142	75,58	0,369	24,42	1,226	80,84	0,291	19,16
50	0,606	50,84	0,586	49,16	0,731	59,72	0,493	40,28	0,789	64,45	0,435	35,55	0,920	74,59	0,313	25,41	0,986	80,57	0,238	19,43
60	0,508	50,72	0,493	49,28	0,589	58,84	0,412	41,16	0,653	64,84	0,354	35,16	0,754	74,71	0,255	25,29	0,818	81,03	0,191	18,97
70	0,441	50,33	0,435	49,67	0,522	59,60	0,354	40,40	0,566	65,00	0,304	35,00	0,644	74,50	0,220	25,50	0,702	80,13	0,174	19,87
80	0,377	49,62	0,383	50,38	0,450	59,16	0,310	40,84	0,473	63,18	0,275	36,82	0,560	74,81	0,188	25,19	0,595	78,85	0,159	21,15
90	0,340	49,37	0,348	50,63	0,397	58,80	0,279	41,20	0,429	63,52	0,247	36,48	0,499	73,82	0,177	26,18	0,542	78,90	0,145	21,10
100	0,296	48,11	0,319	51,89	0,348	56,60	0,267	43,40	0,392	63,68	0,223	36,32	0,450	73,11	0,165	26,89	0,473	77,62	0,136	22,38



o 0,82 %, 66 : 34/90 o 0,48 %, 66 : 34/100 o 0,32 % a 80 : 20/100 o 0,38 procenta. Vzhledem k tomu, že odchylky jsou poměrně malé a vyskytují se u vysokých počtů pulsů, lze považovat závislost poměru taktů na počtu pulsů za celkem vyhovující.

Vliv velikosti podtlaku na poměr taktů lze sledovat z hodnot vynesných na obr. 5. Protože změny jsou přibližně stejné při každém počtu pulsů, jsou pro lepší přehled uvedeny údaje pro všechny nastavitelné počty pulsů u podtlaku 380 torr a u ostatních velikostí podtlaku jen pro 30, 50, 70 a 90 pulsů min^{-1} . Z hodnot naměřených při jednotlivých velikostech podtlaku lze odvodit, že u ověřované sestavy generátoru pulsů s ústředním elektromagnetickým pulsátorem VŮZT se prodlužuje doba taktu sání s klesajícím podtlakem. K tomu dochází proto, že v závislosti na snižujícím se podtlaku zmenšuje se síla působící na ventil pulsátoru, což je dáno konstrukcí a činností těchto typů pulsátoru. Přitom se projevuje vliv velikosti podtlaku více u poměrů taktů s kratší dobou sání (50 : 50, 60 : 40, 66 : 34).

Největší počet odchylek mimo povolené rozmezí je při větších počtech pulsů a při vyšším podtlaku (400–450 torr). U poměru taktů 50 : 50 se pak doba taktu sání prodlužuje nad horní hranici rozmezí též při nižším podtlaku (bylo by tomu tak i v případě, že by se počítalo se skutečnou střední hodnotou danou tvarem vačky 51 % a rozmezím 49 až 53 %). Při obvykle používané velikosti podtlaku 380 torr a jeho kolísání během dojení ve více než přijatelných mezích až ± 20 torr lze však považovat za zajištěný v povolených odchylkách i poměr taktů 50 : 50.

Podle uvedených výsledků lze předpokládat, že stanovené rozmezí poměru taktů nebude zaručeno od pod-

5. Závislost poměru taktů při různém počtu pulsů na velikosti podtlaku

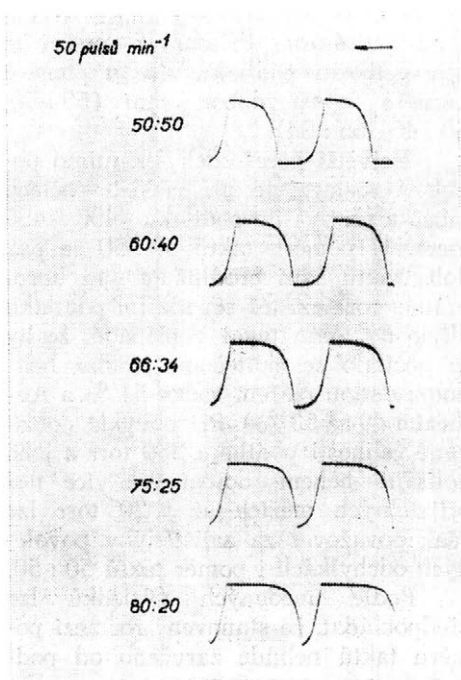
tlaku 380 torr pro sestavy 60 : 40 / 100, 66 : 34 / 80 až 100 a 80 : 20 / 100, od podtlaku 400 torr pro sestavy 50 : 50 / 100, 60 : 40 / 70 až 100, 66 : 34 / 70 až 100, 75 : 25 / 100 a 80 : 20 / 100, od podtlaku 450 torr pro sestavy 50 : 50 / 90 až 100, 60 : 40 / 50 až 100, 66 : 34 / 50 až 100, 75 : 25 / 60 až 100 a 80 : 20 / 100. U všech ostatních sestav (mimo poměr taktů 50 : 50) neovlivní změna podtlaku v celém rozsahu 250 až 450 torr poměr taktů tak, aby odchyly byly větší než povolené rozmezí.

Rovněž základní tvar křivky průběhu tlaků zůstává u sledovaného zařízení v podstatě zachován při všech poměrech taktů a počtech pulsů. Jako příklad jsou na obr. 6 a 7 křivky průběhu tlaků v komoře mezi strukovou gumou a pouzdrům jednak při 50 pulsech min^{-1} a různém poměru taktů, jednak při poměru taktů 60 : 40 a různém počtu pulsů.

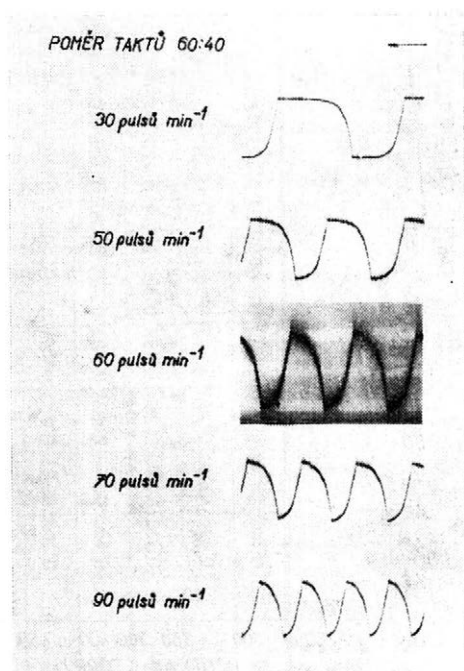
ZÁVĚR

Mechanicko-elektrický generátor pulsů navržené sestavy lze podle výsledků zkoušek pokládat za vyhovující pro výzkumné účely. Umožňuje nastavit různé poměry taktů podle tvaru a počtu váček i různé počty pulsů podle konstrukce převodového soukolí, přičemž se nemění základní tvar křivky průběhu tlaků a změny jednotlivých ukazatelů (počet pulsů, poměr taktů) se pohybují v povolených rozmezích.

Počet pulsů lze označit za stálý (největší odchylky ± 1 puls min^{-1} od nastaveného počtu), neovlivňovaný ani kolísáním napětí v síti (od 180 do



6. Křivky průběhu tlaků v komoře mezi strukovou gumou a pouzdrům při 50 pulsech min^{-1} a různém poměru taktů



7. Křivky průběhu tlaků v komoře mezi strukovou gumou a pouzdrům při poměru taktů 60 : 40 a různém počtu pulsů

240 V) ani změnami velikosti podtlaku (od 250 do 450 torr). Vliv napětí v síti na poměr taktů je rovněž nepatrný a zanedbatelný. Nastavený vzájemný poměr taktů nepřesahuje při různých počtech pulsů stanovené rozmezí $\pm 2\%$ (až na pět případů při vysokých počtech pulsů). Změny velikosti podtlaku sledované od 250 do 450 torr způsobují prodlužování a zkracování doby taktu sání v některých případech i nad povolené rozmezí. To však neomezuje použitelnost generátoru pulsů, protože při sledování vlivu jednotlivých ukazatelů činnosti dojitího zařízení na průběh dojení musí být vždy zajištěn určitý stálý podtlak. Při některých sestavách poměru taktů, počtu pulsů a velikosti podtlaku, jak vyplývá z obr. 5, je nutné uvažovat s možností změn vzájemného poměru taktů i mimo stanovené rozmezí.

Došlo dne 15. 9. 1969

Literatura

- KOLÁŘ K., 1968, První výsledky výzkumu strojního dojení ovcí v ČSSR. Zemědělská technika 12, 2 : 73-96.
 KOLÁŘ K., REICHL F., ŠVARCBEK J., 1961, Ústřední pulsátory pro dojití zařízení v dojárnách. Zemědělská technika 7, 4 : 333-344.
 KOLÁŘ K., SLÁMA J., 1964, Nový způsob měření průběhu tlaků u dojitích zařízení. Zemědělská technika 10, 4 : 255-270.
 — Firemní literatura ALFA LAVAL, GASCOIGNE, SURGE-MÉLOTTE.
 — 1968, Výzkumná zpráva VÚZT Z-744.
 — 1966, Zpráva SZZLS č. 1112.



Генератор пульсов для исследовательских целей

Для исследования влияний отдельных показателей работы доильных установок (т. е. числа пульсов, отношения тактов и т. п.) на процесс дойки, когда необходимо обеспечить возможность произвольной установки этих показателей в требуемом объеме и одновременно постоянство установленных показателей в определенном диапазоне, был предложен и составлен генератор пульсов для управления электромагнитическими пульсаторами.

Генератор пульсов механическо-электрический с синхронным электродвигателем, системой 6 кулачков, сформированных для соотношений тактов 50 : 50, 60 : 40, 66 : 34, 75 : 25 и 80 : 20 (шестой кулачок свободен) и с редукторной передачей, организованной по типу передач Нортон, вычисленной для 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 и 100 пульсов в минуту. Согласно результатам испытаний генератор пульсов удовлетворяет установленным требованиям. Он также дает возможность установить разные соотношения тактов и число пульсов, причем основная форма кривой процесса давлений не меняется, а изменения отдельных показателей (числа пульсов, соотношений тактов) колеблются в допустимых пределах.

A Pulse Generator for the Purposes of Research

A pulse generator for the control of electromagnetic pulsators was devised and designed for the purpose of the research concerning the effect of different indices of the activity of milking equipments (i. e. the number of pulses, ratio of tacts etc.) on the course of milking, where it is necessary to secure the possibility of an arbitrary adjustment of these indices to a desired range and to keep the indices in the determined limits.

The pulse generator is electro-mechanical. It is equipped with a synchronous electric motor, a system of 6 cams designed to the tact ratios of 50 : 50, 60 : 40, 66 : 34, 75 : 25 and 80 : 20 (the sixth cam is free); then there is a gear set arranged according to the Norton gear box; the set is calculated for 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 and 100 impulses per minute⁻¹. As the results of the checkings show, the pulse generator can be considered as meeting the requirements. It allows for the ad-

justment of different tact ratios and pulse numbers while the basic shape of the course curve of pressures and the changes in the different indices (number of pulses, ratio of tacts) range within the allowed limits.

Der Pulsgenerator für Forschungszwecke

Für die Forschung des Einflusses der einzelnen Kennziffern der Tätigkeit der Melkanlagen (d. h. Pulsanzahl, Taktverhältnis u. ä.) auf den Verlauf des Melkens, wo es nötig ist die Möglichkeit jedweder Einstellung dieser Kennziffern in erforderlichem Umfang und zugleich die Stetigkeit der eingestellten Kennziffern im bestimmten Bereich zu sichern, wurde ein Pulsgenerator zur Steuerung der elektromagnetischen Pulsatoren vorgeschlagen und konstruiert.

Der Pulsgenerator ist mechanisch-elektrisch mit einem Synchronелеktromotor, mit einem System von 6 Nocken, die für die Taktverhältnisse 50 : 50, 60 : 40, 66 : 34, 75 : 25 und 80 : 20 geformt werden, (der sechste Nocken ist frei) und mit einem Übersetzungsgetriebe laut dem Nortonkasten eingerichtet, welches für 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 und 100 Pulsen Min.^{-1} ausgerechnet wurde. Nach den Prüfungsergebnissen kann man den Pulsgenerator als einen der bestimmten Forderungen entsprechenden Pulsgeneratoren halten. Er ermöglicht verschiedene Taktverhältnisse und Pulsenzahlen einzustellen, wobei sich die Grundform der Kurve des Druckverlaufes nicht ändert und die Änderungen der einzelnen Kennziffern (der Pulsenzahl, des Taktverhältnisses) sich in bewilligten Ausmaßen bewegen.

Adresa autora:

Ing. Karel Kolář, Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

1. STUDIUM BIOLOGICKÉ ČÁSTI PROCESU VYSÝCHÁNÍ ROSTLIN

Největší podíl vody v rostlinách (80–85 %) je obsažen v protoplasmě buněk, a to zejména v její mesoplasmatické části, nacházející se mezi vnější obalovou blankou — plasmolemem a vnitřní blankou — tonoplastem. Plasma živých buněk je polopropustná; propouští snadno vodu, ale neschopno látky v ní obsažené. Odumřelé buňky tuto vlastnost ztrácejí a propouštějí kromě vody oběma směry i látky v ní obsažené. To znamená, že u živých rostlinných buněk s nižším obsahem vlhkosti plasmy dojde při povrchovém ovlhčení k pouhému zvyšování vlhkosti, zatímco u buněk odumřelých může povrchové ovlhčení vést k vyplavování látek rozpustných ve vodě.

Popsané jevy zřejmě mohou probíhat v buňkách rostlin nezávisle na tom, zda jde o rostliny dosud stojící nebo posečené.

Schopnost živých buněk vyrovnávat silnější koncentraci roztoků vně buňky pronikáním vody plasmou (plasmolýza) může významně ovlivnit obsah vody v plasmě, bez vyplavení živin. Při rychlém průběhu poklesu vlhkosti může přitom dojít ke smrti plasmy. Dále může dojít ke smrti plasmy i prostým mechanickým působením na buňky. Oba tyto jevy mají značnou důležitost při bližším zkoumání procesu vysoušení rostlin v průběhu sklizně.

Obecně je známo, že těsně po posečení rostlin v nich životní pochody nezanikají, nýbrž probíhají téměř normálně dál. Teprve za určitou dobu po přerušení přívodu živin ochabuje v rostlinách syntéza a nastupuje období rozkladu. Pochody látkové přeměny, probíhající v rostlinách v období syntézy bez přísunu živin z prostředí (tzv. období hladovění) i při analýze, jsou velmi složité a jsou dosti podrobně prozkoumány. Zdá se, že (velmi zjednodušený) praktický závěr, akceptovaný většinou autorů, doporučuje upravit proces sušení posečených rostlin tak, aby se maximálně zkrátilo období hladovění. To znamená usilovat o co nejrychlejší snížení počáteční vlhkosti na relativní vlhkost 35 až 55 %, při níž dochází k odumírání buněk.

Je tedy možno konstatovat, že požadavek zrychlit proces sušení rostlin po posečení není v rozporu s požadavky na optimální průběh sušení — z hlediska biologických procesů, probíhajících v posečené píce.

2. VLIV DEFORMACE LODYHY NA RYCHLOST VYSÝCHÁNÍ

Proces vysychání rostlin po posečení je v literatuře podrobně popsán. Rovněž proces mačkání (deformace) lodyh při zpracování jednotlivé rostliny i rostlin ve vrstvě byl zkoumán řadou autorů. Z uvedených prací vyplývá, že stlačením lodyh vojtěšky dochází

k porušení neprodyšné kutikuly, narušení buněk mesofylu, tím ke snížení permeability jejich stěn a konečně i k prasknutí stěny lodyhy, čímž se usnadní prostup vody z vnitřku lodyhy na povrch. Je tedy zřejmé, že stupeň deformace lodyhy je přímo úměrný rychlosti vysychání. Potřebné hodnoty, použitelné pro určení stupně deformace ve vztahu k vysychání, se v literatuře nepodařilo zjistit.

Pro objasnění vlivu deformace lodyhy na vysychání jsme v roce 1968 provedli laboratorní pokusy na vojtěšce, při nichž jsme sledovali vysychání celých rostlin a lodyh vojtěšky při různém stupni pomačkání.

2.1 POPIS POKUSU

K pokusu byla použita vojtěška z první seče těsně před květem. Pro mačkání lodyh na přesnou hodnotu byl zhotoven přístroj, skládající se z plechového žlábků profilu *U* o rozměrech 50 × 50 × 1000 mm s vloženým dnem, které bylo výškově stavitelné šrouby. Po hranách profilu se ručně odvaluje váleček. Lodyhy, položené na dně žlábků, se tlakem válečku deformují na požadovanou hodnotu.

Při pokusu byl u vybraného průměrného vzorku rostlin změřen ručičkovým indikátorem průměr lodyhy v horní a spodní třetině délky a podle těchto hodnot, zmenšených o předem stanovené procento (25, 50 a 75 %), byla vždy pro každou lodyhu seřízena na obou koncích mezera mezi dnem a spodním okrajem válečku.

Lodyhy byly mačkány v plechovém žlábků zatíženém válečkem mezi dvěma filtračními papíry, aby se odsála event. vystupující šťáva.

Z pomačkaných lodyh byly upraveny příslušné vzorky a vysoušeny v laboratorní sušárně s registrací teploty a vlhkosti.

Výsledky jednotlivých zkoušek jsou uvedeny v tabulce I a znázorněny graficky na obr. 1.

I. Vysychání celých rostlin a lodyh vojtěšky při různém stupni pomačkání

Zkouška	Da- tum (1968)	Ho- din	Doba sušení		Kon- trole	Deformace lodyhy (x)		
			kon- trole	mač- kaná		25 %	50 %	75 %
			hodin			vlhkost		
1 — celé rostliny	12. 5.	11,00			82	82	81	82
		12,00				79	78	78
		14,00	3	2	72	74	69	54
2 — lodyhy bez lístků	13. 5.	8,00	21	20	17	12	7	9
	15. 5.	11,00			80	78	82	80
		11,00	0	0		77	81	77
		14,00	3	3	77	73	74	64
		8,00	21	21	26	11	16	13

2.2 MATEMATICKÉ VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH ÚDAJŮ

Pro stanovení průběhu vysychání bylo použito vyrovnání naměřených hodnot přímkou a zjištěna její směrnice.

Hodnoty použité k výpočtu:
vlhkost počáteční,

1. Závislost průběhu vysychání vojtešky na stupni pomačkání

vlhkost po dvou hodinách (u kontroly po třech hodinách).

(Rozdíl mezi časem pro odběr vzorků u pomačkané píce a kontroly je zdůvodněn zpožděním začátku sušení pomačkané píce o jednu hodinu, kterou si vyžádalo mačkání.)

Statistický model pokusu:

Rovnice průběhu vlhkosti:

$$v_t = \alpha + \beta t_i + \varepsilon_i$$

kde: v_i — vlhkost hmoty (%)

t_i — doba sušení (hodin)

ε_i — chyba (nezávislé a jejich průměr = 0)

$$\beta - \text{směrnice} = \frac{\varepsilon t_i v_i - \frac{1}{n} (\varepsilon t_i) (\varepsilon v_i)}{\varepsilon t_i^2 - \frac{1}{n} (\varepsilon t_i)^2}$$

$$\alpha - \frac{1}{n} (\varepsilon v_i - \beta \varepsilon t_i)$$

n — počet měření

Vypočtené hodnoty směrnic:

Zkouška 1 (celé rostliny) pro:

kontrolu	= - 3,63
zmačknutí o 25 %	= - 2,82
zmačknutí o 50 %	= - 4,70
zmačknutí o 75 %	= - 12,18

Zkouška 2 (lodyhy bez lístků) pro:

kontrolu	= - 0,88
zmačknutí o 25 %	= - 1,36
zmačknutí o 50 %	= - 2,33
zmačknutí o 75 %	= - 6,27

Závislost množství vytlačené buněčné šťávy na stupni deformace lodyhy byla početně vyjádřena přímkou tvaru:

pro zkoušku 1:

$$v_r = 1,83 + 0,0176 x$$

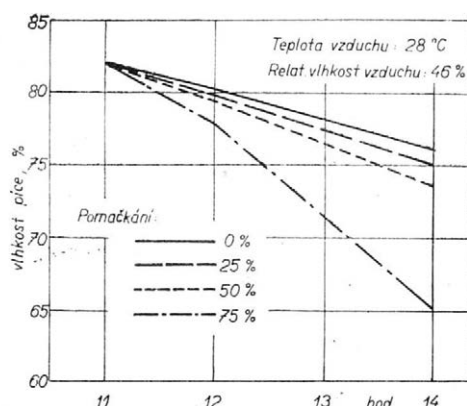
pro zkoušku 2:

$$v_r = 0,587 + 0,0288 x$$

kde: v_r — úbytek vlhkosti (%)

x — stupeň zmačknutí (%)

Výsledky jsou sestaveny v tabulce II.



II. Závislost množství vytlačené buněčné šťávy na stupni deformace lodyhy

Stupeň zmačknutí %	Podíl vytlačené šťávy (%)	
	celé rostliny	odlistěné lodyhy
25	2,3	1,3
50	2,7	2,6
75	3,2	2,7

3. DISKUSE

Z pokusu byly získány některé informace, jež mohou upřesnit názor na mačkání z hlediska požadovaného stupně mechanického působení na lodyhy a jeho vlivu na rychlost vysychání. Získané poznatky nelze porovnat s literárními údaji, neboť je nebylo možno zjistit. V metodickém provedení jsou některé odchylky od podmínek, za nichž proces mačkání probíhá v mačkači. Bylo nutno vyloučit vliv otěru lodyhy, způsobeného vtahováním mezi válce a vliv vzájemného tření lodyh při mačkání ve vrstvách. Čas působení tlaku je nutno hodnotit pouze jako podobný provozním podmínkám, bez důkazu vlivu jeho změny na stupeň deformace.

Přes tyto nedostatky lze získané hodnoty pokládat za dostatečně instruktivní, neboť základní parametry pokusu z hlediska použitého materiálu, provedení pokusu i způsobu vysoušení odpovídají dostatečně podmínkám praktického provozu.

Interpretace výsledků:

Vliv různé deformace lodyhy na náchylnost k vysychání se projevil u celých rostlin s lístky i u lodyh odlisťných. U rostlin s lístky je rychlost sušení vyšší zřejmě vlivem úbytku vody, vypařované lístky.

Ukázalo se, že deformace lodyhy na méně než polovinu původního průměru rychlost vysychání v daných podmínkách pokusu podstatně neovlivnila. Při deformaci o 75 % (na 25 % původního průměru lodyhy) se rychlost vysoušení zvyšuje, a to skokem. Z toho lze dedukovat, že mechanická pevnost vojtěškových lodyh leží poblíž této hodnoty.

Mechanické stlačování rostlin s lístky i odlisťných lodyh způsobuje vytlačování buněčné šťávy na povrch rostlin a je přímo úměrné stupni deformace. U celých rostlin je vyšší než u odlisťných lodyh, zřejmě o vodu vytlačenou z lístků. Podíl vytlačené vody lze pokládat za přípustný, neboť se pohybuje v rozsahu 0,3 % sušiny a reprezentuje asi 80 % méně hodnotné buněčné šťávy lodyh.

4. ZÁVĚR

Mechanické stlačení rostlin vojtěšky zvyšuje rychlost vysychání.

Účinek pomačkání lze vyjádřit stupněm deformace, tj. hodnotou zmenšení průměru lodyhy oproti původnímu průměru, vyjádřenou v procentech.

Účinnost mačkání se začíná projevovat při deformaci nad 50 % a výrazně se zvyší při hodnotě 75 %.

Zmáčknutím vojtěškové lodyhy o 75 % původního průměru se zvyšuje náchylnost rostlin k vysychání více než dvojnásobně.

Při mechanickém stlačení o 75 % jsou na povrch rostlin vytlačena asi 3 % buněčné šťávy, z toho asi 20 % z lístků a 80 % z lodyh. Vytlačená šťáva představuje v případě jejího úplného znehodnocení ztrátu asi 0,3 % sušiny, což se jeví jako přijatelné.

Došlo dne 12. 9. 1969

Literatura

- ANDZJAVIČUS V. A., 1966, Optimální režim řezání a mačkání červeného jetele při přípravě k sušení. Traktory i selchozmašiny (orig.) 11.
BRUHN H. D., 1955, Status of Hay Crusher Development. Agricultural Engineering 3 : 165-170.

- HOPKINS B. R., 1955, Some of chemical and mechanical treatments in haymaking. Disertační práce, Státní universita Michigan.
- JAMES N. T., PALMER L. O., 1932, Field curing of hay as influenced by plant physiology reactions. Agricultural Engineering 13.
- LAZBYJ A. F., 1961, Výpočet žacího mačkače. Traktory i selchozmašiny (orig.) 3
- MIKULÍK J., 1955, Teoretický rozbor způsobů mechanizace sklizně píce. Zpráva Z-399, VÚZT Praha.
- MIKULÍK J., 1965, K požadavkům přípravy a sklizně pícnin silážováním. Sborník vědeckých prací VÚZT. ÚVTI — SZN Praha: 441-453.
- PEDERSON T. T., BUCHELE W. F., 1960, Drying rate of alfalfa hay. Agricultural Engineering 41.
- ZUBRILIN A. A., 1953, Vědecké základy konzervování zelené píce. Praha, SZN.

Анализ условий плющения (ломки) стеблей люцерны

Ускорение процесса сушки путем механического плющения стеблей скошенных растений не находится в противоречии с биологическими законами о сохранении питательных веществ. Плющение стеблей люцерны в опытном порядке показало, что действительное ускорение убыли внутренней влажности происходит только после деформации ниже 50 % первоначального диаметра стебля. Плющение стебля на 75 % повышает скорость высыхания более чем в два раза. При этом на поверхность растения выдавливается приблизительно 3 % клеточного сока, в том числе 20 % — сок из листьев и 80 % — сок из стеблей. Обесценка выдавленного сока представляет потерю приблизительно 0,3 % сухого вещества, что можно считать приемлемым.

Analysis of Conditions in the Crushing or Crimping of Alfalfa Stems

Attempts for an accelerated process of drying are not in variance with biological laws on the conservation of the nutrients. Experiments with the conditioning of alfalfa stems indicate, that efficient acceleration in the removal of inner moisture content occurs only after deformation beyond 50% of the original stem diameter. Compression of stems by 75% increases the speed of drying by more than twofold. In this, about 3% of the cellular sap are displaced, with about 20% of the sap from leaves and 80% of sap from stems. The deterioration of the sap displaced means a loss of about 0,3% of dry matter content, which is acceptable.

Analyse der Bedingungen des Drückens (des Brechens) von Luzernestengel

Die Beschleunigung des Prozesses des Trocknens durch das mechanische Zusammenpressen der Stengel von gemähten Pflanzen steht mit den biologischen Gesetzen über die Nährstoffhaltung nicht in Widerspruch. Das experimentelle Zusammenpressen der Luzernestengel hat erwiesen, daß es zu einer wirksamen Beschleunigung der Herabsetzung der inneren Feuchtigkeit erst nach der Deformierung unter 50 % des ursprünglichen Stengeldurchschnittes kommt. Das Zusammenpressen der Stengel um 75 % erhöht die Beschleunigung der Austrocknung mehr als doppelt. Dabei wird auf die Pflanzenoberfläche cca 3 % des Zellsaftes gepreßt; davon bildet 20 % der Saft aus den Blättchen und 80 % Saft aus den Stengeln. Die Entwertung des gepreßten Saftes stellt einen Verlust von cca 0,3 % der Trockensubstanz dar, was annehmbar zu sein scheint.

Analyse des conditions de broyage (concassage) des tiges de luzerne

L'accélération du processus de séchage grâce à la compression des tiges des plantes coupées n'est pas en contradiction avec les lois biologiques concernant la conservation des matières nutritives. La compression expérimentale des tiges de

luzerne a prouvé que l'accélération efficace de la diminution de l'humidité intérieure n'a lieu qu'à la suite de la déformation située au-dessous de 50 p. 100 de la moyenne initiale de la tige. La compression de 75 p. 100 augmente la vitesse de séchage de plus de deux fois. En le faisant, on expulse à la surface de la plante environ 3 p. 100 de suc cellulaire, dont 20 p. 100 est le suc des feuilles et 80 p. 100 le suc des tiges. La dépréciation du suc expulsé représente une perte d'environ 0,3 p. 100 de matière sèche, ce qui peut être considéré encore comme acceptable.

Adresa autora:

Ing. Jan Mikulík, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

631.3 631.17 (437)

■ V posledních letech došlo v československém zemědělství k podstatnému rozšíření komplexně mechanizovaných pracovních postupů. Přesto však lze říci, že neustále se snižující počet pracujících v zemědělství a jejich zhoršující se věková struktura vyžaduje velké pozornosti v řízení dalšího rozvoje zemědělské techniky. Pro tento rozvoj je velmi důležité stanovení správných koncepčních směrů. V řadě případů však chyběly srovnatelné výchozí podklady. Předkládaný příspěvek je pokusem na základě vybraných ukazatelů charakterizovat dosavadní vývoj zemědělské techniky v ČSSR a porovnáním s vyspělými státy zhodnotit reálnost některých koncepčních záměrů.

1. ROZBOR VYBRANÝCH UKAZATELŮ CHARAKTERIZUJÍCÍCH UPLATNĚNÍ MECHANIZACE V ČESKOSLOVENSKÉM ZEMĚDĚLSTVÍ

1.1 PRACOVNÍ SÍLY V ČESKOSLOVENSKÉM ZEMĚDĚLSTVÍ

Vývoj počtu pracovních sil v československém zemědělství lze charakterizovat jako jeden z nejdůležitějších činitelů působících na nutnost zavádění mechanizace.

V našem zemědělství, obdobně jako v ostatních státech, dochází k neustálému úbytku pracovních sil. Velmi nepříznivým jevem však je odchod pracovníků — hlavně mladých. V první etapě socializace zemědělství byl tento úbytek nahrazen zaváděním velkovýrobnějších forem zemědělské výroby oproti původní soukromé malovýrobě. Zavádění komplexní mechanizace však začalo postupně zaostávat za úbytkem pracovníků a přímým důsledkem byla nutnost například organizování brigád na brambory, cukrovku, chmel apod.

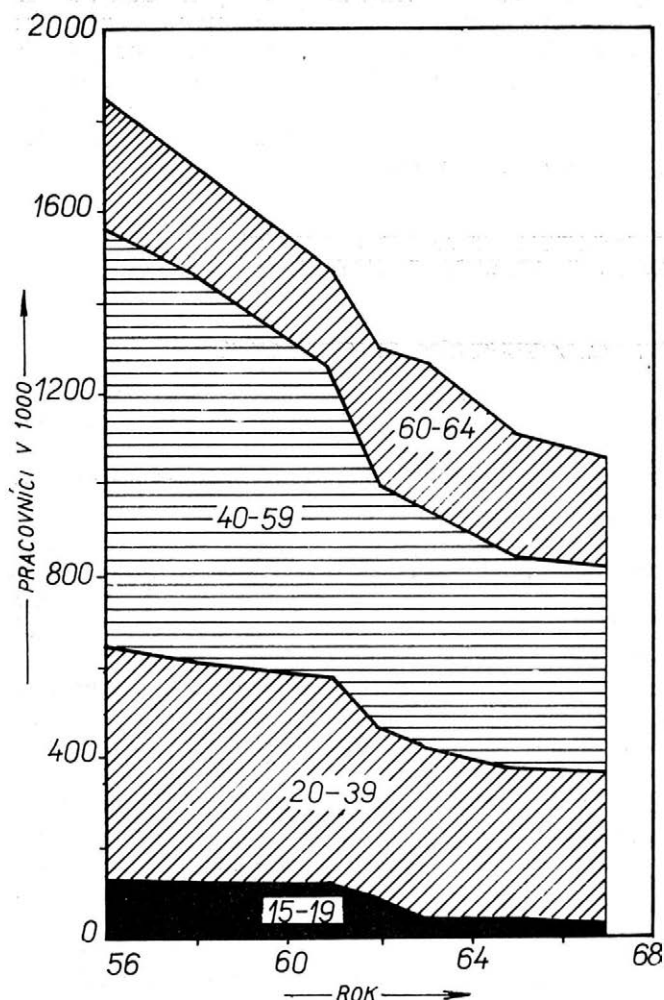
Lze říci, že současná situace pracovních sil v zemědělství je poznamenána disproporcemi ve vztahu k potřebám výroby. Prudký pokles do značné míry narušil reprodukci, a proto je otázka vhodné skladby pracovních sil jedním z vážných problémů dalšího rozvoje moderní zemědělské velkovýroby, vyžadující vysoký podíl kvalifikovaných lidí v produktivním věku. Vzhledem k tomu, že je nutné i nadále s ohledem na požadované zvyšování produktivity práce počítat s dalším snižováním počtu lidí v zemědělství, vynikají tyto problémy tím více. Pro rok 1980 je nutno předpokládat, že nebude k dispozici více než 600 až 800 tisíc pracovníků.

Vývoj počtu a struktury pracovníků v československém zemědělství v posledním období je zachycen na obrázku 1. Je z něho zřejmé, že současná nepříznivá

věková struktura situaci v pracovních silách již v nejbližších pěti letech značně zkomplikuje. Hlavním nedostatkem je neustále klesající počet pracovníků ve věku 15 až 19 let a na druhé straně stoupající počet pracovníků nad 60 let. Pro podstatné zlepšení věkové struktury by bylo nutno ročně získat asi 30 tisíc nových pracovníků z nejmladších kategorií. Další okolností, které musí být věnována obzvláštní pozornost, je pohyb počtu pracovníků ve skupinách podle kvalifikace a zaměstnání. Např. v souvislosti s předpokládaným dalším růstem počtu traktorů je třeba, aby dále vzrostla skupina traktoristů alespoň na hodnotu kolem 200 000.

1.2 ENERGETICKÁ VYBAVENOST ČESKOSLOVENSKÉHO ZEMĚDĚLSTVÍ

Rozvoj progresivních technologií v zemědělské výrobě, zejména polní, je neoddělitelně spojen s nutností rozvoje energetické základny zemědělství, zvláště pak traktorového parku. Potřeba zvýšení počtu traktorů co do fyzických jednotek



1. Osoby trvale činné v zemědělství podle věkových kategorií

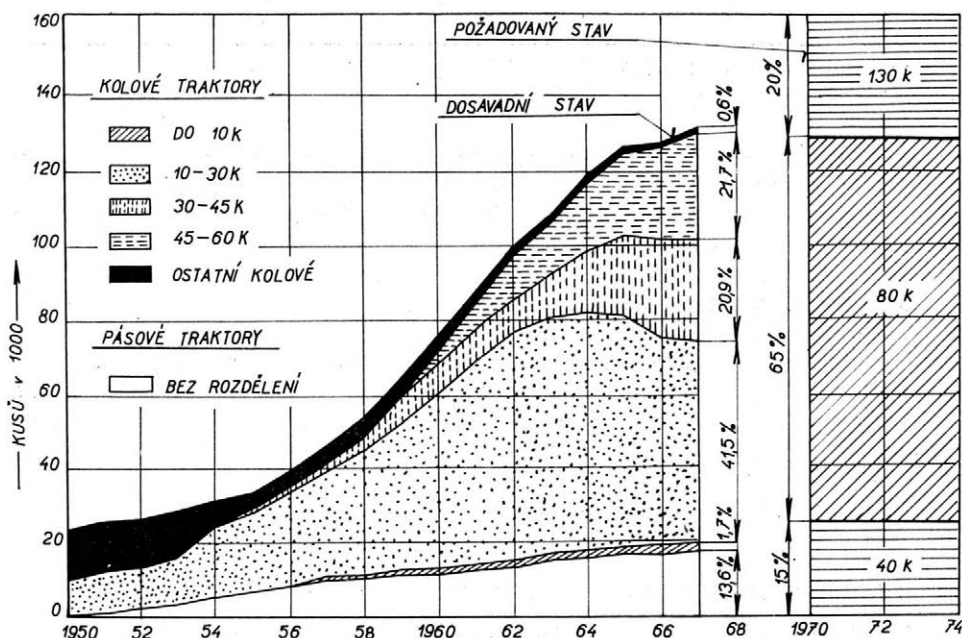
i v úrovni instalovaného výkonu je odůvodněna nejen požadovaným zvýšením objemu zemědělské výroby, ale i potřebou zvýšit produktivitu práce a rentabilitu zemědělské výroby.

Řada rozborů uskutečněných ve VÚZT Praha-Řepy potvrzuje, že k zajištění komplexní mechanizace je třeba, aby čs. zemědělství disponovalo v letech 1970 — 1980 zhruba 160 až 180 tisíci fyzických traktorů.

V roce 1967 mělo zemědělství k dispozici 131 tisíc traktorů o celkovém instalovaném výkonu 5,074 mil. k, což odpovídá 0,706 k na 1 ha zemědělské a 0,995 k na 1 ha orné půdy. Průměrný výkon fyzického traktoru byl 38,8 k. I když nebudou zřejmě splněny veškeré požadavky vypracované soustavy strojů, lze reálně předpokládat, že v roce 1970 bude v čs. zemědělství kolem 150 000 traktorů, nebude však dosaženo požadovaného instalovaného výkonu 7,2 mil. k, nýbrž jen 6 až 6,5 mil. k. (Průměrný výkon fyzického traktoru bude zhruba 40-42 namísto 45 k.) Tato situace je způsobena především tím, že se nedosáhne požadované struktury traktorového parku, které soustava pro mechanizaci čs. zemědělství přikládala velký význam a k níž mělo dojít především přechodem na používání výkonných kolových traktorů.

1.21 VYBAVENOST TRAKTORY PODLE TYPŮ A VÝKONOVÝCH SKUPIN

Současná poměrně nepříznivá struktura traktorového parku stále ještě odráží stav dřívějších let, kdy byly převážně dodávány traktory nižších výkonových tříd. Tato skutečnost je dobře patrná z grafického znázornění na obr. 2. S ohledem na dosti široký sortiment používaných typů traktorů došlo k jejich



2. Struktura traktorového parku v ČSSR

sružení do několika skupin podle výkonu motoru. Takto upravené skupiny umožňují poměrně dobrou charakterizaci struktury celého traktorového parku.

Z obrázku 2 je patrné, že k pozvolnému zlepšení struktury traktorového parku dochází teprve po roce 1960. Do této doby dominují traktory do výkonu 30 k. V posledních třech letech sice došlo k většímu růstu zastoupení výkonnějších kolových traktorů, přesto však je současný stav takový, že cca 65 % stavu tvoří traktory do výkonu 45 k, které je nutno pokládat pro zajištění velkovýrob-

I. Přehled současného stavu a struktury traktorů (k 1. 1. 1968)

Třída traktoru podle výkonu v k	Počet	Zastoupení v %	Počet ha zem. půdy na 1 traktor	Zařazené typy traktorů
Do 10	2 271	1,8	314	Holder, T-4K-10
10–30	55 124	42,0	129	Zetor 15, RS-09 Z 2011, Zetor 25 A, K, Z-3011, Š-30
30–45	27 405	21,0	260	Zetor 35 k Z-4011
45–60	28 295	21,6	250	Zetor 50 Super Zetor 5511
Pásové traktory	17 759	13,6	400	Z 2023, Zetor 35 P, TDT-40, T-60, DT-54, DT-55, S-80, S-100
Celkem	130 854	100,0	54	—

ních technologií po r. 1970 za nevyhovující. Přehled na tabulce I zároveň upozorňuje, že v současné době v zemědělství téměř nejsou kolové traktory nad 60 k. Není tudíž vhodný energetický zdroj pro nové výkonné typy řezaček, pro třířádkové sklizeče cukrovky a velké obtíže se projevují při zvládnutí dopravních prací v nepříznivých podmínkách při sklizni cukrovky a brambor.

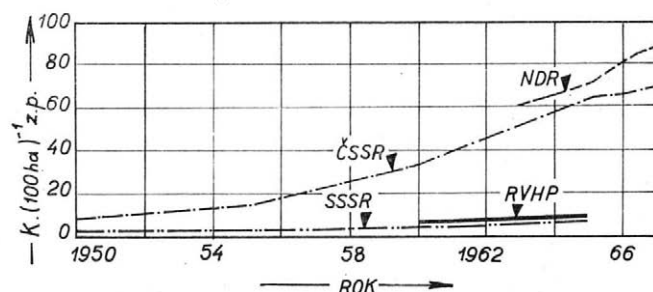
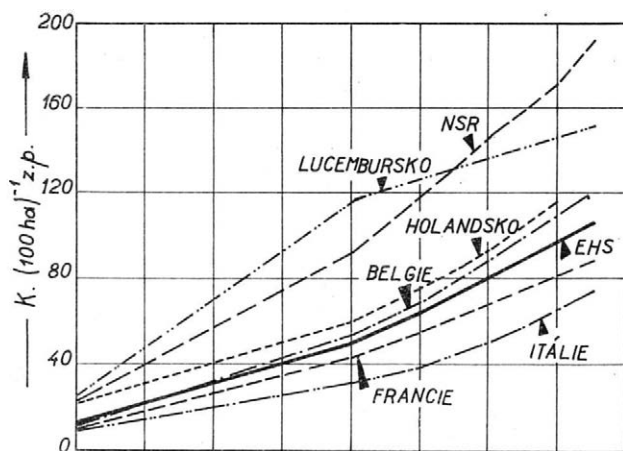
Uvedené skutečnosti svědčí o tom, že současná struktura traktorů vyžaduje urychlené přebudování. Z výzkumných prací VÚZT Praha-Řepy vyplývá, že v budoucí struktuře traktorového parku by měl figurovat menší počet tříd traktorů než nyní, přičemž by mělo být dosaženo kvalitativního zvratu v přechodu na používání výkonnějších typů. Tento přechod je zdůvodněn požadavkem, aby — podobně jako ve vyspělých západních státech — bylo i čs. zemědělství vybaveno progresivní technikou s podstatně vyšší výkonností. Přehled o výhledové struktuře traktorového parku, potřebného pro zajištění mechanizace zemědělství v letech 1970-1980, podává tabulka II.

1.22 INSTALOVANÝ VÝKON TRAKTOROVÉHO PARKU

Instalovaný výkon je vhodným ukazatelem pro posouzení úrovně vybavení, zvláště porovnáme-li státy s nesterjně zastoupenými výkonovými třídami traktorů. Potřeba instalovaných výkonů vyplývá především z požadavku agregace

II. Výhledová struktura a počty traktorů v letech 1970–1980

Ukazatel		Jednotky	Celkový počet traktorů	Procentní podíl
Třída traktorů podle výkonu motoru v k	40	k	23 400	15
	80	k	102 600	65
	130	k	33 200	20
	celkem	k	159 200	100
Průměrný výkon traktoru		k	84,0	—
Instalovaný výkon na 1 ha zem. půdy		k. ha ⁻¹	1,9	—
Počet ha zem. půdy na 1 fyzický traktor		ha. trakt. ⁻¹	44,6	—



3. Instalovaný výkon na 100 ha zemědělské půdy
 a) v zemích EHS
 b) v zemích RVHP

používaných zemědělských strojů a neustálého zvyšování jejich výkonnosti, včetně přechodu na komplexní mechanizaci všech prací.

Z tohoto hlediska je velmi zajímavé porovnat úroveň vybavenosti instalovaným výkonem zemí EHS a zemí RVHP. Shromážděné údaje jsou graficky znázorněny na obr. 3. Porovnání těchto údajů umožňuje vyslovit následující závěry:

- Státy EHS dosáhly podstatně vyšší vybavenosti instalovaným výkonem a tato okolnost se odráží jak v podstatně vyšší technické úrovni zemědělství, tak i v úrovni hospodářských výsledků.
- V průměru dosáhly státy EHS v roce 1965 úrovně 107 k na 100 ha z. p., tzn. hodnoty, která byla požadována v ČSSR roku 1970 a jak je z dosavadního vývoje patrné, dosažena nebude.
- Ze států RVHP se průměru zemí EHS nejvíce přibližuje NDR a ČSSR, které mají zhruba stejnou úroveň uplatnění mechanizace v zemědělství i velmi podobný přírůstek instalovaného výkonu.
- Z průběhu instalovaného výkonu u všech zemí vyplývá, že má neustále vzestupnou tendenci a u špičkových států EHS se bude v současné době pohybovat v rozmezí 150 až 200 k na 100 ha z. p.
- V souvislosti s plánovaným přechodem československého zemědělství na vyšší výkonnostní třídy traktorů se předpokládá, že v roce 1980 se dosáhne ukazatele kolem 200 k na 100 ha z. p. Tento předpoklad se s ohledem na uvedený vývoj ve vyspělých zemích jeví jako nezbytné minimum, jehož je nutno urychlenou rekonstrukcí současného traktorového parku dosáhnout.

1.23 MĚRNÉ UKAZATELE POČTU TRAKTORŮ PŘÍPADAJÍCÍCH NA 100 HA a 100 PRACOVNÍKŮ

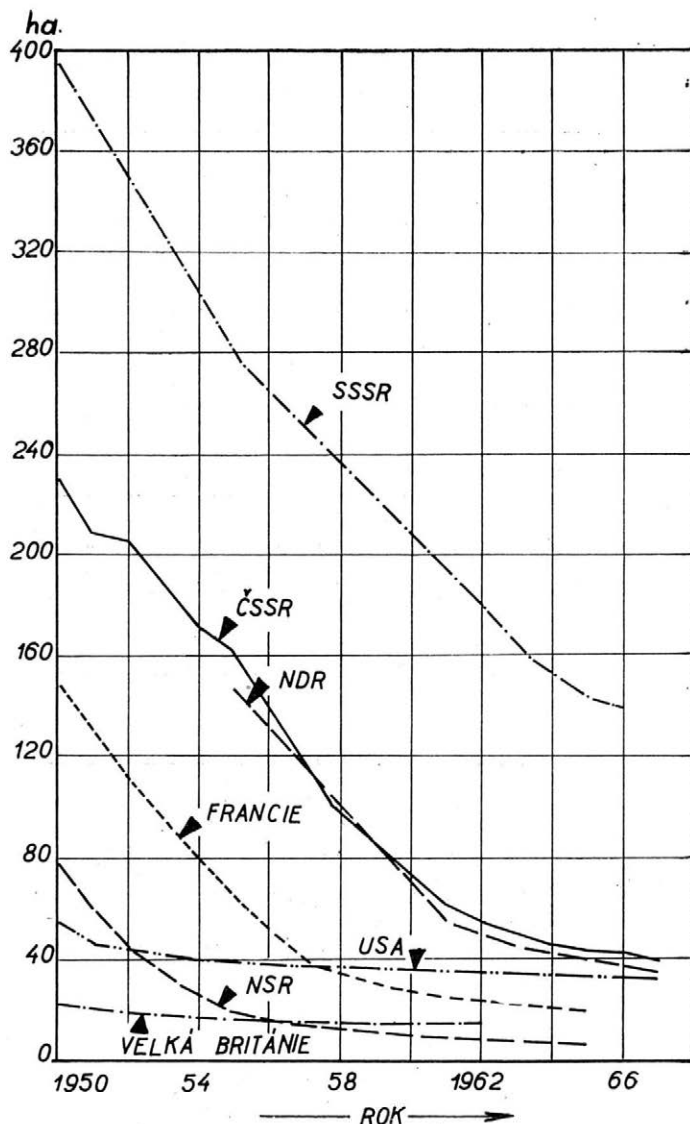
Dalším z ukazatelů, který charakterizuje úroveň vybavení traktorovým parkem, je počet ha připadajících na 1 fyzický traktor. Průběh tohoto ukazatele v ČSSR a v některých západních státech je znázorněn na obr. 4. Z charakteru křivek vyplývá, že západní státy v současné době právě docházejí k potřebným počtům traktorů. Pro ČSSR, která je z hlediska výměr zemědělských závodů nejbližší srovnatelná s USA, lze z dosavadního průběhu odvodit, že optimální počty zatím nemá.

Případlo-li v roce 1967 na 1 traktor kolem 39 ha orné půdy, pak při předpokládaném počtu traktorů v roce 1980 — 160 000 kusů — připadne na 1 traktor kolem 30 ha orné půdy. Při posuzování tohoto ukazatele je nutné si povšimnout několika vzájemných vazeb s dalšími údaji.

Posuzuje-li se počet fyzických traktorů 160 000 ks (r. 1980) ve vztahu s výměrou orné půdy na 1 traktor, pak při porovnání např. s USA lze dospět k závěru, že tento stav by měl být dostačující pro československé zemědělství. Při porovnání instalovaného výkonu např. na 100 ha však vyplývá, že instalovaný výkon na danou výměru není v ČSSR na světové úrovni a je zapotřebí, aby s ohledem na předpokládaný počet fyzických traktorů v období 1970 až 1980 stoupal. Z toho vyplývá potřeba dodávek traktorů vyšších výkonových tříd, a to tak, aby v roce 1980 byl průměrný výkon fyzického traktoru 80 k z původních 40 k v roce 1970.

Velmi zajímavé je v této souvislosti porovnání vývoje počtu fyzických traktorů na 100 pracovníků v zemědělství u různých států. Při posuzování tohoto ukazatele je třeba přihlížet k podmínkám jednotlivých zemí. Z předcházejícího vyplývá, že při splnění vytýčených požadavků by se mohlo československé ze-

4. Počet hektarů orné půdy připadající na jeden fyzický traktor

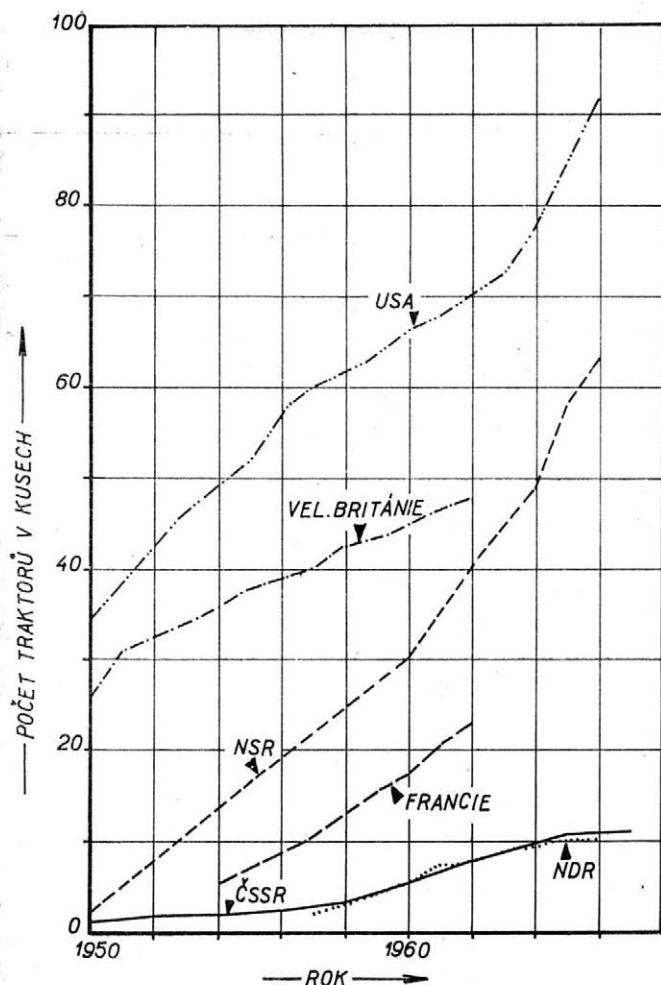


mědělství z hlediska počtu fyzických traktorů na danou výměru přiblížit úrovni západních států s větší koncentrací výměr zemědělských podniků.

Porovná-li se však ukazatel počtu fyzických traktorů na 100 pracovníků (obr. 5), vyplývá, že ČSSR je hluboko pod světovou úrovní. Tato okolnost je způsobena tím, že v zemědělství i nadále zůstává poměrně vysoký počet lidí, neboť pracovníci v jednotlivých odvětvích rovněž nedosahuje světové úrovně.

Další příčinou je nevhodná věková a kvalifikační struktura pracovníků v zemědělství (její rozbor byl uveden v první části). Jestliže bychom zvažili tyto okolnosti, tzn. především počty pracovníků, kteří budou k dispozici pro bezprostřední zajištění prací v rostlinné a živočišné výrobě, lze počítat s dosažením poměru zhruba 30 traktorů na 100 pracovníků.

5. Počet fyzických traktorů na 100 pracovníků v zemědělství v různých zemích



Velmi důležitá je rovněž skutečnost, že v ČSSR s ohledem na koncentraci ploch v JZD je průměrný výkon fyzického traktoru podstatně vyšší než v západních státech (např. v NSR je kolem 23 k — v ČSSR je 39 k).

1.3 VYBAVENOST ČESKOSLOVENSKÉHO ZEMĚDĚLSTVÍ MECHANIZAČNÍMI PROSTŘEDKY

Lze konstatovat, že v současné době je československé zemědělství na rozhodujících úsecích v zásadě vybaveno dostatečným počtem strojů. Nepříznivěji se však jeví vhodnost strojů podle typů, výkonnosti a kompletyce ucelených linek. Přehled o vybavenosti nejdůležitějšími stroji je sestaven na tabulkách III a IV.

Z uvedených údajů je zřejmé, že práce spojené se základní přípravou půdy, setím a sázením jsou dostatečně zajištěny potřebnými počty strojů, o čemž svědčí setrvalý stav počtu traktorových pluhů i secích a sázecích strojů v průběhu

III. Přehled počtů nejdůležitějších mechanizačních prostředků v československém zemědělství

Stroj Rok		1958	1959	1960	1961	1962	1963	1964	1965	1966	1967
Traktory	kusů	53 349	64 022	75 043	87 317	98 070	107 552	118 275	125 143	127 143	130 854
	inst. výkon na 100 ha orné půdy v k	33,6	40,4	47,9	56,8	65,6	73,8	83,6	91,4	95,3	99,5
	inst. výkon na 100 ha zem. půdy v k	23,5	28,4	33,8	40,1	46,5	52,4	59,2	64,8	67,3	70,6
Traktorové pluhy celkem		51 953	54 812	59 071	63 805	58 706	57 022	57 074	55 896	50 127	53 843
Secí stroje obilní (závěs.)				29 047	33 874	36 708	37 211	36 325	37 014	33 530	34 927
4řád. sázecí stroj na brambory				5 476	6 272	7 558	8 023	7 919	7 996	7 000	7 087
Řádkovací žací stroj				429	4 737	8 018	9 669	10 540	11 858	12 266	13 015
Samovazy traktorové		30 823	32 302	33 309	31 578	28 676	24 723	22 495	19 400	15 418	14 834
Sklízecí mlát. samohodná		5 027	5 675	6 326	8 872	9 798	9 833	11 139	11 840	12 778	13 930
Sběrací lisy celkem				4 860	7 307	8 544	10 269	10 573	11 196	11 830	12 737
Žací listy traktorové		21 566	24 614	26 812	30 294	32 159	33 754	34 224	34 911	31 943	32 720
Cepový sklizeč						261	3 662	7 342	6 419		14 878
Sklízecí řezačky						17 178	21 226	23 470	26 500	26 209	
Kombajn na brambory		131	172	884	1 658	2 577	2 783	2 910	3 011	2 781	2 782
Ořezávač chrástu									504	2 ř 3 ř	1 225 1 352
Sklizeč bulev										2 ř 3 ř	2 621 359
Třídíč brambor							5 483	5 878	5 877	5 159	5 440
Sušárny obilí				276	407	865	1 151	1 333	1 600	1 890	2 261
Traktorové přívěsy celkem				60 414	83 439	101 136	110 026	115 080	119 985	122 759	142 369*

* včetně velkoobjemových

IV. Mechanizační prostředky v zemědělství na 1000 ha produkční plochy

Druh stroje	1955	1960	1963	1965	1966	1967
Na 1000 ha zem. půdy připadá jednotkových traktorů o 15 k	5,0	16,0	27,1	34,6	36,4	38,2
Na 1000 ha orné půdy připadá:						
pluhů traktorových	7,9	11,5	11,2	11,0	9,9	10,7
kultivátorů traktorových	1,3	4,3	5,4	5,6	5,3	4,5
pleček traktorových	1,2	2,5	4,0	3,7	3,3	3,7
secích strojů	9,4	14,9	11,8	9,8	8,3	6,9
Na 1000 ha zrnin připadá:						
řádkovačů	—	0,2	4,0	4,8	4,8	5,4
samovazů	10,5	13,6	10,2	7,8	6,0	6,2
sklizečů	1,3	2,6	4,1	4,8	5,0	5,8
Na 1000 ha kukuřice na zrno připadá sklizečů	—	2,6	9,1	11,4	8,8	8,7
Na 1000 ha kukuřice a jejich směsí na zeleno a siláž připadá sklízecích řezaček	1,4	31,1	7,1	105,7	110,8	—
Na 1000 ha brambor připadá						
sazečů	10,2	15,4	20,6	25,6	23,7	26,4
vyoravačů	6,0	16,8	34,2	44,9	39,7	43,6
sklizečů	0,1	1,6	5,5	6,8	6,4	17,3
Na 1000 ha lnu připadá:						
trhačů	30,9	46,1	38,5	44,8	41,7	42,6
sklizečů	6,2	4,9	3,0	4,4	4,3	8,2
Na 1000 ha cukrovky připadá souprav					12,2	15,4

posledních let. Obdobná situace je u strojů pro sklizeň pícnin (žací lišty a sklízecí řezačky), ovšem nejsou zahrnuty následné operace spojené s dopravou a uložením sena. Toto strojní zajištění umožňuje, že zelené krmění se sklízí v současné době zhruba ze 65 až 70 % ploch sklízecí řezačkou a z 10 % ploch žacím nakladačem. Silážní pícniny se sklízí téměř úplně řezačkami. Ovšem seno, jak již bylo uvedeno, se ze 70 až 75 % ploch sklízí tradiční technologií, sběrací řezačkou a nakladačem je sklízeno cca 20 % a sběracím lisem 5 %.

Vývoj počtu strojů pro sklizeň obilovin (řádkovače, samovazače, sklízecí mlátičky) ukazuje, že v posledních letech nabyly převahy velkovýrobní sklizně, neboť neustále se zvyšující počty řádkovačů a sklízecích mlátiček (v důsledku toho klesající počty samovazačů) umožnily jejich uplatnění cca na 80 až 95 % ploch. Podle dosavadního přírůstku počtů a dosahované výkonnosti (v ČSSR

ø kolem 150 ha) se dá v nejbližších dvou až třech letech očekávat nasycení jejich potřeby. Další snižování podílu vazačové sklizně však je podmíněno především skutečností, zda se podaří zajistit vhodný typ sklízecí mlátičky pro sklizeň horských a svahovitých oblastí.

U strojů pro sklizeň cukrovky je zachycen pouze vývoj souprav pro dvoufázovou sklizeň. Lze říci, že dokumentují velmi prudký vývoj, neboť od roku 1965 do roku 1967 umožnily zvýšit sklizeň z 18 % ploch na 35 %. Přesto však je třeba počítat nejméně se sedmi lety, než bude plně kryta potřeba zemědělských závodů.

Velmi neutěšenou situaci v zajištění mechanizace, především sklizňových prací, dokumentuje vývoj strojů pro sklizeň brambor, tj. sklízečů a třídičů. Jejich počty od r. 1962 téměř stagnují. V důsledku toho se během uvedených let ani podstatně nerozšířila mechanizovaná sklizeň, neboť v roce 1967 byla uplatněna na 14 % ploch při průměrném výkonu na 1 sklízeč kolem 20 ha za sezonu. Jednou z hlavních příčin tohoto stavu jsou zřejmě současné typy sklízečů, které jsou vhodné pouze do lehkých půd.

1.4 VYUŽITÍ HLAVNÍCH SKLIZŇOVÝCH STROJŮ A ZASTOUPENÍ PRACOVNÍCH POSTUPŮ

Z údajů o využití mechanizačních prostředků a zastoupení nových technologií u hlavních plodin je zřejmé, že nejvyšší úroveň mechanizace dosud bylo dosaženo u obilovin, cukrovky, pícnin a nejnižší úroveň má sklizeň brambor. Tyto skutečnosti vyplývají z víceletého průběhu využití, sestaveného na obr. 6, 7 a 8. Na uvedených obrázcích jsou zakresleny sezónní výkonnosti strojů v jednotlivých letech, výměry připadající na jeden sklizňový stroj a procentní podíl z plochy plodiny, sklizený novou technologií.

1.41 OBILOVINY

Pro tuto plodinu byly shromážděny dostupné údaje z ČSSR a NDR. Za USA je k dispozici jen výměra, která připadá na jeden stroj. V tomto případě lze však považovat tento ukazatel za totožný se sezónní výkonností, protože v USA je sklizeň zajišťována jen sklízecími mlátičkami. Podobné hledisko platí i pro údaj z NSR.

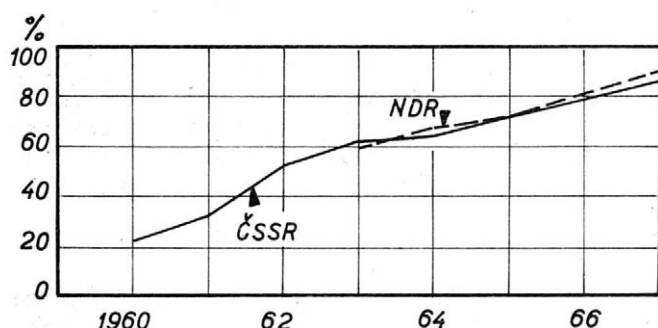
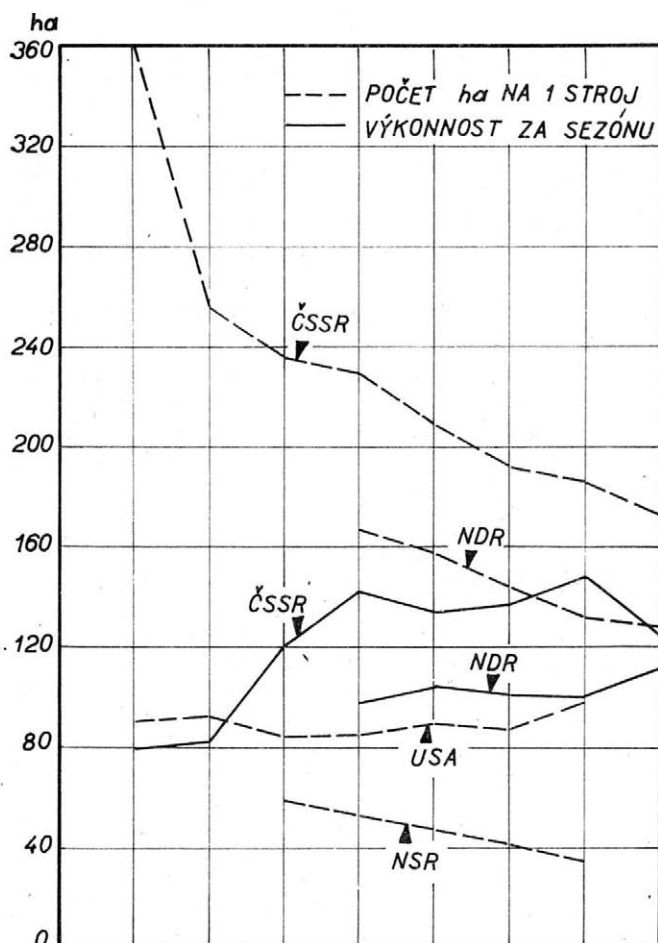
Ze zjištěného průběhu využití lze soudit, že československé zemědělství bude v nejbližší době vybaveno dostatečnými počty sklízečů a potřeby se budou orientovat více na modernizaci současného stavu a doplnění o sklízecí pro svažitě podmínky. Nasvědčuje tomu jak porovnání sezónních výkonností dosahovaných v ČSSR, NDR a USA, tak i trend zastoupení pracovních postupů.

1.42 CUKROVKA

S ohledem na dostupnost pramenů mohlo být pro porovnání použito pouze údajů z NDR. Avšak i na tyto údaje je třeba se dívat velmi kriticky pro velký rozdíl v zastoupení mechanizované sklizně mezi ČSSR a NDR. Hlavní příčinou bude zřejmě rozdíl v pojmu mechanizovaná sklizeň. V NDR je do tohoto pojmu zahrnuta jakákoliv mechanizace použitá při sklizni, kdežto v ČSSR se počítá pouze sklizeň s použitím sklízecího.

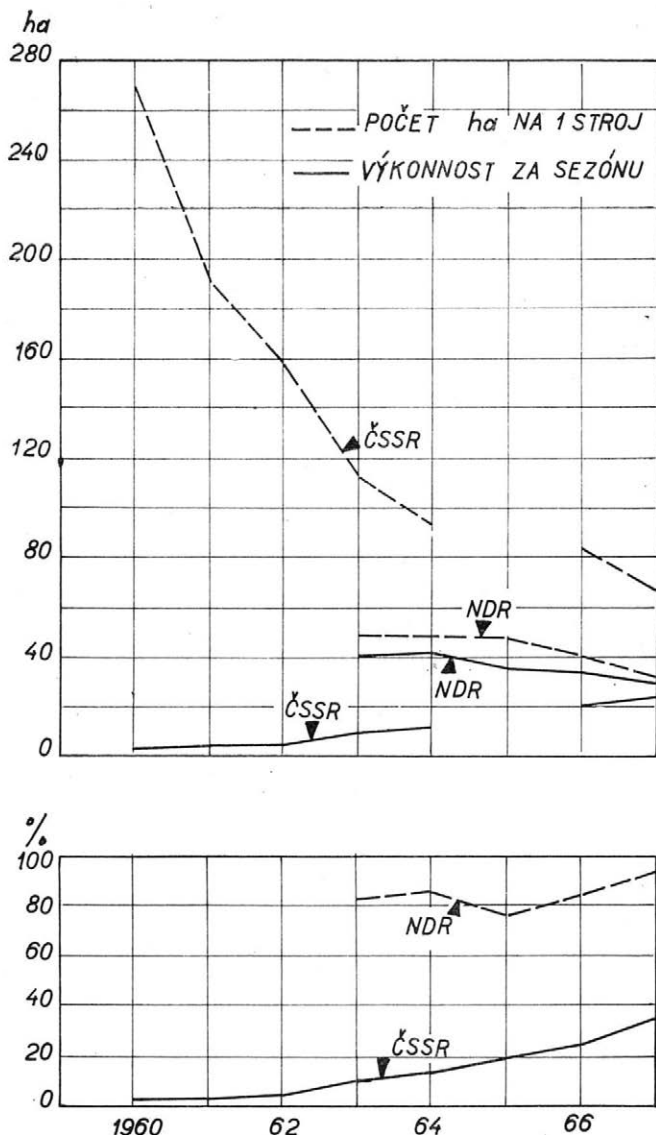
Z průběhu využití je zřejmé, že zemědělství ještě v nejbližší době nebude vybaveno dostatečným počtem sklizňových souprav. V posledních letech lze sice pozorovat poměrně příznivý vývoj v rozšiřování nové technologie, přesto

6. Využití sklízecích
mlátiček
Podíl na sklizené ploše



však podle dosavadního vývoje a dosahovaných sezónních výkoností lze předpokládat, že teprve kolem r. 1980 by se mohla uplatnit nová technologie na 85 až 95 %. Vzhledem k tomu, že od r. 1968 jsou dodávány třířádkové sklízecí s vyšší sezónní výkonností, je možno očekávat, že dosavadní tempo v zavádění mechanizované sklizně se zvýší. Další podstatné zvýšení patrně nastane

7. Využití sklizečů cukrovky
Podíl na sklizené ploše

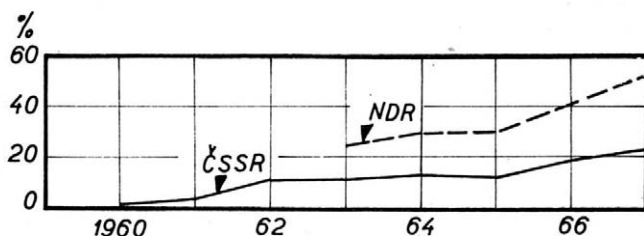
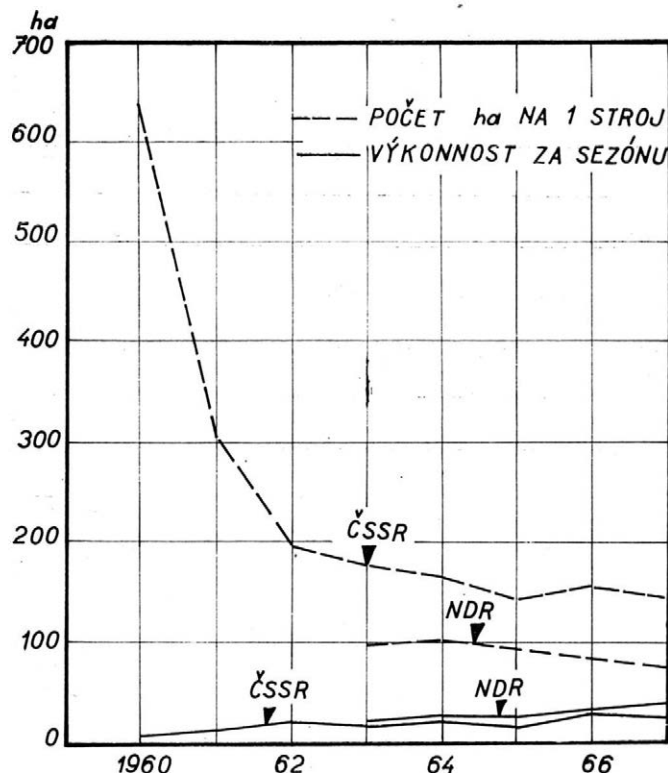


po r. 1970, kdy bude připraven pro zemědělské závody šestiřádkový sklizeč se sezónní výkonností kolem 120 ha. Lze tudíž říci, že komplexní mechanizace sklizně na rozhodující části plochy by mohlo být dosaženo kolem r. 1975.

1.43 BRAMBORY

Brambory jsou odvětvím rostlinné výroby, které z hlavních plodin nejvíce zaostává za potřebou technického rozvoje. Jestliže u cukrovky jsou již v současné době jasné způsoby zvýšení sezónní výkonnosti u sklizečů na 120 ha, pak u brambor se má v roce 1980 pohybovat sezónní výkonnost sklizečů pouze mezi 30 až 45 ha a u krmičných a průmyslových brambor kolem 80 ha. Připočte-li

8. Využití sklizečů brambor
Podíl na sklizené ploše



se k této skutečnosti ještě předpoklad, že v roce 1980 se bude 30 % ploch sklízet tradiční technologií (vyoravač, sběr ručně), pak tím více vyniká technická nevyrovnanost tohoto odvětví v porovnání s ostatními.

1.44 PÍCNINY

Zastoupení technologií u pícnin se v průběhu posledních let měnilo podle různých hledisek (např. z celkové plochy pícnin se později přešlo na rozdělení pícnin na orné půdě, louky, siláž apod.), a nelze proto porovnat rozvoj technologií v období několika posledních let. Operace spojené se sklizní pícnin na

poli jsou už nyní zmechanizovány poměrně dobře. Hlavní nedostatky se vyskytují u manipulace při skladování a vyskladňování píce, kde je zapotřebí vynakládat stále mnoho ruční práce (např. uskladňování a vyskladňování balíků apod.).

V roce 1967 byl procentní podíl uplatnění jednotlivých sklizňových technologií zhruba následující:

	státní statky	JZD
sběr nakladačem	6	14
sběr vysokotlakým lisem	8	14
sklizeň sběrací řezačkou — dosoušení	4	7
sklizeň sběrací řezačkou — siláž	5	8

1.5 PRACNOST U HLAVNÍCH PLODIN V ROSTLINNÉ VÝROBĚ

Snahy o zvyšování ekonomické efektivity v průmyslově a zemědělsky vyspělých státech jsou založeny hlavně na maximálním využití pracovní doby a na zvyšování důchodů ze zemědělské činnosti. V zemědělských podnicích se stálými námezdními pracovními silami představují vyplacené mzdy podstatnou část výrobních nákladů. Proto základním předpokladem hospodářského úspěchu těchto podniků je v první řadě zvýšení efektivity práce zaměstnanců.

V našem zemědělství má tato situace částečně odlišný charakter. Také v ČSSR je snaha snižovat potřebu živé práce na jednotku výroby. Hlavním důvodem však v tomto případě nejsou vysoké náklady na mzdy (mzdy jsou v čs. zemědělství poměrně nízké), ale neustálý úbytek pracovních sil.

Z toho vyplývá, že v zemědělství ČSSR bude např. v roce 1980 určitý počet pracovníků, který musí mít k dispozici takové technické prostředky, s nimiž by mohl zajistit všechny operace bez pomoci brigád apod.

Současné lze říci, že dosahovaná pracovní doba i charakterizuje úroveň vybavení zemědělskou technikou, i když existuje celá řada faktorů, které potřebu práce ovlivňují. Mezi nejdůležitější patří: použitý pracovní postup a mechanizační prostředky, půdní a klimatické podmínky, hektarové výnosy, organizace podniku a stupeň jeho intenzity výroby, velikost zemědělského podniku a využití mechanizačních prostředků, stáří a kvalifikace pracovníků, úroveň navazujících úseků apod. Je nesnadné rozlišit podíl vlivu uvedených činitelů. Do značné míry se přeceňuje význam a možnosti techniky a naopak se podceňuje vliv organizace práce.

1.51 OBILOVINY

Pro lepší orientaci o současné úrovni pracovní doba v ČSSR a možnostech, jak dosáhnout požadovaných limitů v příštích letech, jsou porovnávány hodnoty s dalšími státy (tab. V).

Porovnání je rozděleno podle tří skupin pracovní doba. V první skupině je uvedena pracovní doba současně dosahovaná. Přes poměrně velké rozmezí hodnot, které je způsobeno řadou dříve jmenovaných faktorů, je zřejmé, že současná úroveň ČSSR a NDR v mechanizaci obilovin je zhruba na stejné úrovni. Této úrovni odpovídají i hodnoty ze Severní Itálie přes malovýrobní charakter zemědělství.

Ve druhé skupině je uvedena normativní pracovní doba, která je odvozena z technicky zdůvodněných norem. Ze zpracovaných údajů vyplývá, že při dokonalém

V. Potřeba hodin lidské práce na pěstování a sklizeň 1 ha obilovin

Úsek pracovního procesu	Současná potřeba lidské práce v zemědělských podnicích			Požadavky soustavy strojů pro r. 1970	Normativní pracnost podle platných výkonových norem		Špičková pracnost ve světě (USA)	Limitní pracnost pro rok 1980 v ČSSR
	ČSSR	NDR	sever. Itálie		ČSSR	NDR		
Příprava půdy	9—14	—	—	5—9	6—15	—	—	3,0—4,0
Setí	6—9	—	—	3—4	3—11	—	—	2,0—3,0
Ochrana	9—13	—	—	2—3	3—8	—	—	1,5—2,0
Sklizeň	35—65	—	—	3—5	20—28	—	—	4,0—5,5
Poskliz. úprava	—	—	—	0,5	1—3	—	—	0,2
Úklid slámy	5—20	—	—	5—27	28	—	—	4,0—6,5
Celkem	64—121	58—136	75—99	15,5—48,5	61—93	36—73	7,5—9,5	14,7—21,2

využití dosavadních mechanizačních prostředků by došlo k podstatnému snížení pracnosti.

Současné jsou v této skupině zařazeny i hodnoty, kterých by se mělo dosáhnout při plném uplatnění vypracované soustavy strojů do roku 1970.

Ve třetí skupině jsou uvedeny hodnoty špičkové pracnosti ve světě, reprezentované USA, a limitní hodnoty pro ČSSR v roce 1980, zpracované na základě bilance pracovních sil, které budou v zemědělství k dispozici.

Porovnáme-li všechny uvedené údaje, lze učinit k úrovni pracnosti obilovin následující závěry:

- Přes poměrně vysoké procento komplexně mechanizované sklizně nedosahuje současná pracnost v zemědělských podnicích hodnot požadovaných soustavou strojů pro rok 1970 a je rovněž velmi vysoká v porovnání se světovou špičkou.
- Špičková pracnost dosahovaná v USA je již nyní nižší, než je limit pro ČSSR v roce 1980. I když je tato hodnota ovlivněna především daleko vyšší úrovní služeb v USA, které přebírají řadu operací posklizňového zpracování, lze říci, že limitní ukazatele pro rok 1980 jsou reálné, protože i v ČSSR jsou známy pracovní postupy, které při dodržení dobré organizace práce umožňují tyto ukazatele splnit.

1.52 CUKROVKA

Stejně jako u obilovin je porovnání pracnosti v tabulce VI rozděleno do tří skupin. Ze současné úrovně pracnosti je vidět, že její hodnota je značná. Je to především tím, že nové technologie při pěstování a sklizni se začaly postupně prosazovat až v posledních letech. Předpoklad soustavy pro komplexní mechanizaci (do r. 1970) zřejmě nebude splněn, a to hlavně v důsledku nižšího procentního zastoupení nových pracovních postupů (proti předpokládaným 90 %

VI. Potřeba hodin lidské práce na pěstování a sklizeň 1 ha cukrovky

Úsek pracovního procesu	Současná potřeba lidské práce v zeměděl. podnicích			Požadavky soustavy strojů pro rok 1970	Normativní pracovníčnost podle platných výkonových norem		Současná špičková pracovníčnost ve světě (USA)	Limitní pracovníčnost pro rok 1980	
	ČSSR	NDR	sever. Itálie		ČSSR	NDR		ČSSR	NDR
Příprava půdy	31—58	—	—	10	26—33	—	—	10—13	—
Setí	5—11	—	—	2	3—6	—	—	2—3	—
Kultivace a ochr.	166—310	—	—	56	183—238	—	—	54	—
Sklizeň	149—255	—	—	57—90	188—205	—	—	16—25	—
Celkem	351—634	308—547	140—190	125—158	400—482	196—266	90—127	82—96	40—50

bude dosaženo při sklizni kolem 40 až 45 % plné mechanizace). Výsledky velkoprovozního ověřování např. dvoufázové sklizně cukrovky na okrese Jičín dokazují, že je v technických možnostech současně používaných mechanizačních prostředků zajistit předpoklady pracovníosti pro r. 1970.

Posuzuje-li se současná pracovníost, pak je nutné upozornit na některé příčiny, které ovlivňují rozdílnost údajů. Současná pracovníost zjištěná VÚZT je nižší než údaje podle VÚZE. Hlavní důvod spočívá v tom, že při sestavování pracovníosti podle VÚZE byla do údajů zahrnuta značná část režijních prací. V závodech s dobrou úrovní hospodaření je potřeba zhruba 400 hodin lidské práce na 1 ha. Tato hodnota odpovídá současné pracovníosti dosahované v NDR.

Porovnají-li se dále limitní ukazatele pracovníosti pro r. 1980 se současnými údaji zjištěnými v Itálii a v USA, lze konstatovat, že jejich výše je celkem reálná. Zajímavé jsou údaje z NDR, kde v současné době je pracovníost podobná jako v ČSSR, ovšem požadovaná pracovníost v roce 1980 je o polovinu nižší.

1.53 BRAMBORY

Současná potřeba práce je i přes snížení, kterého bylo dosaženo, značně vysoká a v posledních letech stagnuje, protože stagnuje i rozšiřování kombajnové sklizně. Z rozborů pracovníosti na vybraném souboru závodů vyplývá, že největší podíl živé práce je třeba vynaložit na sklizeň brambor a jejich posklizňovou úpravu. Na rozdíl od cukrovky nejsou v současné době dosud známy pracovní postupy, které by v našich podmínkách umožnily splnění požadovaných ukazatelů pracovníosti.

Posuzuje-li se limitní pracovníost na 1 ha a její splnění do roku 1980, je vhodné v této souvislosti posoudit pracovníost v NDR a USA se současnou pracovníostí v ČSSR (viz tab. VII). Současná potřeba práce na 1 ha je několikrát vyšší než limit pro rok 1980. Rozšíření sklizně pomocí sklízeců (ovlivněné hlavně náklady) je dosud poměrně malé (20-25 % plochy). Tato skutečnost — zároveň s nízkou výkonností strojů — má největší vliv na vysokou pracovníost

VII. Potřeba hodin lidské práce na pěstování a sklizeň 1 ha brambor

Úsek pracovního procesu	Současná potřeba lidské práce v zemědělských podnicích		Požadavky soustavy strojů pro rok 1970	Normativní pracnost podle plat. výkonových norem		Současná špičková pracnost ve světě (USA)	Limitní pracnost pro rok 1980	
	ČSSR	NDR		ČSSR	NDR		ČSSR	NDR
Příprava půdy	21 – 64	—	10	20 – 35	—	—	10 – 13	—
Sázení	67 – 89	—	8	38 – 48	—	—	10 – 14	—
Kultivace a ochrana	23 – 58	—	12	20 – 36	—	—	13 – 17	—
Sklizeň	152 – 460	—	25 – 38	160 – 171	—	—	24 – 32	—
Poskliz. úprava	49	—	75	14 – 81	—	—	10 – 14	—
Celkem	312 – 720	417 – 651	133 – 140	252 – 371	161 – 303	117 – 133	67 – 90	75 – 95

u tohoto odvětví v ČSSR. Naproti tomu jak v NDR, tak i v USA je potřeba práce již nyní podstatně nižší a hlavně v USA je téměř na stejné úrovni jako limit ČSSR pro rok 1980. Porovnávají-li se dále limity pro rok 1980, stanovené v NDR a v ČSSR, pak lze dospět k následujícím závěrům:

- u brambor je nutno v další etapě urychleně zásadním způsobem zvýšit technickou úroveň zejména sklízecích strojů, a to tak, aby se zvýšila jejich výkonnost, snížil počet obsluhujících a bylo možné jejich použití i v obtížnějších podmínkách;
- u ostatních úseků pracovních procesů — sázení, ošetřování během vegetace — je zapotřebí přejít jednak na používání výkonnějších agregátů (šestirádkové stroje) a uvažovat o vhodném uplatnění služeb při posklizňové úpravě a skladování.

VIII. Potřeba lidské práce na sklizeň 1 ha pčnin

Úsek pracovního procesu	Současná potřeba lidské práce v zemědělských podnicích		Požadavky soustavy strojů pro rok 1970	Normativní pracnost podle platných výkonových norem v ČSSR	Současná špičková pracnost ve světě (USA)	Limitní pracnost pro rok 1980 v ČSSR
	ČSSR	severní Itálie				
Ošetřování porostu	5 – 14	—	6	3	—	5 – 7
Sklizeň	57 – 123	—	12 – 24	33 ¹⁾ – 93 ²⁾	—	8 – 11
Celkem	62 – 137	83 – 100	18 – 30	36 ¹⁾ – 96 ²⁾	13 – 15	13 – 18

¹⁾ sklizeň cepovým sklízecem

²⁾ sušení na sušících

Hodnoty pracnosti, uvedené na porovnávací tabulce VIII, svědčí stejně jako u ostatních plodin, že současná pracnost je poměrně vysoká a v porovnání s pracností normativní má ještě mnoho rezerv pro další snížení.

Při porovnání požadovaných limitů pracnosti pro rok 1980 s pracností dosahovanou již nyní v USA je zřejmé, že tyto limity jsou reálné, neboť jsou shodné. Přitom na rozdíl od obilovin není porovnání tak zkreslené, neboť u píce nejsou do pracovního procesu zapojeny služby. Je možno předpokládat, že se pícniny sklídí a v převážné míře ponechají v zemědělském podniku jako krmiva. Výjimku tvoří pouze specializované závody na výrobu krmných mouček ap.

Došlo dne 4. 6. 1969

Literatura

- KOSEK J., 1968, Soustava traktorů pro období 1970–1980. VÚZT Praha, zpráva Z-710.
KOLEKTIV, 1967, Podklady pro posouzení úrovně vybavení čs. zemědělství mechanizací. VÚZT Praha.
URBAN A., 1969, Uplatnění mechanizace v československém zemědělství podle vybraných ukazatelů. VÚZT Praha, dílčí zpráva ZR-746.

Некоторые показатели развития и внедрения сельскохозяйственной техники в СССР

В представленной статье в опытным порядке коротко характеризуется современное развитие сельскохозяйственной техники в СССР согласно выбранным показателем, а также сравнивается это развитие с положением в некоторых странах. Из сравнения вытекает, что несмотря на прогресс в распространении комплексной механизации, в особенности за последние годы, чехословацкое сельское хозяйство, что касается уровня оснащения и внедрения сельскохозяйственной техники, все еще отстает от развитых стран. Одним из наиболее важных вопросов в сельском хозяйстве, в связи с быстрой убылью рабочей силы, является высокая потребность в человеческом труде у большинства отраслей растениеводства. Учитывая ожидаемое положение рабочей силы в 1980 году, были определены лимиты трудоемкости для отдельных культур. Несмотря на то, что в ряде случаев речь идет о многократном понижении трудоемкости, из сравнения достигнутых в развитых странах результатов видно, что можно достичь требуемых лимитов.

Далее из проведенного сравнения вытекает, что необходимо в ускоренном порядке повысить энергетическую оснащенность сельского хозяйства, а именно путем перехода на более мощные тракторы.

В связи с этим также необходимо обеспечить для сельского хозяйства другие средства механизации с гораздо большей мощностью, чем до сих пор.

Some Characteristic of the Development and Application of Agricultural Machinery in Czechoslovakia

The paper gives a brief survey of the development of agricultural engineering in Czechoslovakia, based on selected characteristics and comparison of the development with the position in some countries. The comparison indicates, that despite of the development achieved in the introduction of complete mechanization in the last years, the Czechoslovak agriculture has been lagging behind the developed countries, in the level of equipment and in the application of agricultural engineering. One of the most urgent problems, linked with the quickly decreasing labour in agriculture, is a high requirement of labour in most branches of the crops production. With regard to the situation expected in labour in 1980, limits of labour consumption were determined for the different crops. Though the decrease in labour

consumption is to be manifold in some cases, comparisons with the results achieved in developed countries indicate, that the limits required can be achieved.

The comparisons further indicate, that the power available in agriculture should be soon increased, notably by higher h.p. of the tractors.

In this connection, it will be necessary to have available mechanical equipments and implements of a considerably higher performance than nowadays.

Einige Kennziffern der Entwicklung und Geltendmachung der Landtechnik in der ČSSR

Die vorgelegte Arbeit ist ein Versuch um eine Charakterisierung der bisherigen Entwicklung der Landtechnik in der ČSSR laut ausgewählten Kennziffern und eine Vergleichung dieser Entwicklung mit dem Zustand in einigen Staaten. Aus der Vergleichung folgt, daß trotz dem Fortschritt in der Verbreitung der komplexen Mechanisierung besonders in den letzten Jahren, die tschechoslowakische Landwirtschaft am Niveau der Ausstattung und Geltendmachung der Landtechnik hinter den hochentwickelten Staaten zurückbleibt. Eine der wichtigsten Fragen ist in Zusammenhang mit einer schnellen Abnahme der Arbeitskräfte in der Landwirtschaft der hohe Verbrauch der menschlichen Arbeit, und zwar in den meisten Fachgebieten der pflanzlichen Produktion. Mit Rücksicht auf den erwarteten Stand der Arbeitskräfte im Jahre 1980 wurden Limiten des Arbeitsaufwandes bei einzelnen Pflanzen festgestellt. Trotzdem, daß es sich in vielen Fällen um mehrmalige Herabsetzung des Arbeitsaufwandes handelt, ist es aus dem Vergleich der in den hochentwickelten Staaten erzielten Ergebnissen klar, daß man die verlangten Limite erreichen kann.

Aus den durchgeführten Vergleichungen folgt ferner, daß es nötig ist die energetische Ausstattung der Landwirtschaft beschleunigt zu erhöhen, und zwar vor allem durch einen Übergang auf die höhere Leistungsklasse der Schlepper.

In diesem Zusammenhang ist es ebenfalls nötig für die Landwirtschaft auch andere Mechanisationsmittel mit einer wesentlich höheren Leistung, als dies heute der Fall ist, zu sichern.

Adresa autorů:

Josef Višinský, CSc., ing. Antonín Urban,
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

OBSAH

Andert A.: Vliv vlhkosti a hmotnosti řádku na energetiku a maximální výkonnost agregátu pro sklizeň řezané píce	543
Sladký V., Souhrada J.: Otázky uplatnění nových způsobů sklizně píce v aridních oblastech	557
Fišer Z.: Mechanické dopravníky při plnění věžových skladovacích prostorů (senážních věží)	565
Grund F.: Měření a hodnocení opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček	589
Kolář K.: Generátor pulsů pro výzkumné účely	597
Mikulík J.: Rozbor podmínek mačkání (lámání) lodyh vojtěšky	607
Višinský J., Urban A.: Některé ukazatele vývoje a uplatnění zemědělské techniky v ČSSR	613

3

СОДЕРЖАНИЕ

Андерт А.: Влияние влажности и веса валка на энергетику и максимальную производительность агрегата для уборки измельченного корма (555). — Сладкий В., Соуграда Й.: Вопросы внедрения новых способов уборки кормов в засушливых областях (563). — Фишер З.: Механические транспортеры при наполнении силосных складских помещений (силосных башен) (585). — Груд Ф.: Измерение и оценка износа лезвия ножей режущего устройства (596). — Коларж К.: Генератор пульсов для исследовательских целей (605). — Микүлик Й.: Анализ условий плющения (ломки) стеблей люцерны (611). — Вишинский Й., Урбан А.: Некоторые показатели развития и внедрения сельскохозяйственной техники в СССР (631).
--

CONTENT

Andert A.: The Effect of the Humidity and Thickness of Rows on the Energetics and Maximum Performance of the Chopped Forage Harvesting Aggregate (555)
Sladký V., Souhrada J.: The Problems of the Application of New Methods of Harvesting in Arid Regions (563)
Fišer Z.: Mechanical Conveyers Used for the Filling of Tower Stores (Haylage Towers) (586)
Grund F.: Measuring and Determining the Wear of Edge with the Knives of Chopping Mechanisms (596)
Kolář K.: A Pulse Generator for the Purposes of Research (605)
Mikulík J.: Analysis of Conditions in the Crushing or Crimping of Alfalfa Stems (611)
Višinský J., Urban A.: Some Characteristic of the Development and Application of Agricultural Machinery in Czechoslovakia (631)

INHALT

Andert A.: Der Einfluß der Feuchtigkeit und Massendichte der Reihe auf die Energetik und maximale Kapazität des Aggregats für die Häckselfutterernte (556)
Sladký V., Souhrada J.: Die Fragen der Geltendmachung der neuen Arten der Futterpflanzenernte in den ariden Gebieten (564)
Fišer Z.: Mechanische Förderer bei der Hochsilobeschickung (Heutürmebeschickung) (586)
Grund F.: Messung und Auswertung der Abnutzung der Messerschneide der Mähhäcksler (596)

- Kolář K.:
Der Pulsgenerator für Forschungszwecke (606)
Mikulík J.:
Analyse der Bedingungen des Drückens (des Brechens) von Luzernestengel (611)
Višinský J., Urban A.:
Einige Kennziffern der Entwicklung und Geltendmachung der Landtechnik in der CSSR. (632)

TABLE DES MATIÈRES

- Andert A.:
L'influence de l'humidité et de la densité de l'andain sur l'énergétique et le rendement maximum du groupe destiné à la récolte du fourrage coupé (res. An 555, Al 556)
Sladký V., Souhrada J.:
Problèmes qu'entraîne la mise en valeur de nouvelles méthodes de récolte du fourrage dans les régions arides (res. An 563, Al 564)
Fišer Z.:
Transporteurs mécaniques destinés au remplissage des silos-tours (res. An, Al 586)
Grund F.:
Mesurage et vérification de l'émoussement des arêtes coupantes des couteaux des moissonneuses-ensileuses (res. An, Al 596)
Kolář K.:
Générateur de pulsation destiné aux buts de recherche (res. An 605, Al 606)
Mikulík J.:
L'analyse des conditions de broyage (coupage) des tiges de la luzerne (res. An, Al 611)
Višinský J., Urban A.:
Certains indices du développement et de la mise en valeur de la technique agricole en Tchécoslovaquie (res. An 631, Al 632)