

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

5

ROČNÍK 15 (XLII)
PRAHA,
KVĚTEN 1969
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

Řídí 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 Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, 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 ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7.

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

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



1. ÚVODNÍ ČÁST

V rámci trvalého úsilí o maximálně hospodárné využití energie v zemědělské výrobě je třeba vyrábět stroje a nářadí, popřípadě organizovat pracovní režim tak, aby měrná spotřeba energie na jednotku zemědělské práce byla co nejnižší (nejde však o absolutní minimum, ale o optimum této hodnoty). Současně je třeba dbát, aby pořizovací náklady na jednotlivé členy agregátu odpovídaly optimálním hodnotám; při práci je třeba co nejlépe využívat celkového mechanizačního vybavení, aby úhrnný vliv všech faktorů zajišťoval nejnižší výrobní náklady na jednotku zemědělského produktu.

Rozborem literárních poznatků zjišťujeme:

a) Z energetického hlediska není věnována dostatečná péče práci celého agregátu. Jsou sice různé podrobné charakteristiky energetických a tahových vlastností traktorů, avšak málo výzkumného úsilí je věnováno energetice komplexu stroje a nářadí při práci v různých podmínkách. Nejsou dostatečné podklady ke skloubení obou energetických charakteristik (traktoru, zemědělského stroje, popř. připojeného přívěsu). Dostatečná péče není věnována ani souborné energetické charakteristice pohonu celého agregátu (ve vztahu k pracovním podmínkám, měnícím se v určitých cyklech na jednom pracovišti).

b) U jednotlivých strojů se provádějí různá energetická měření (mnohdy i pohonu jednotlivých jejich částí, popř. vlivu tvaru konstrukce jednotlivých částí na spotřebu energie). Hodnocení stroje z energetického hlediska, při němž by se porovnávala vzájemná vazba jednotlivých částí stroje, je však jen doplňkové, bez bližšího určení vzájemné vazby. Neurčuje se vliv těch pracovních podmínek, které může zemědělský pracovník měnit (hmotnost řádku, velikost přívěsů apod.), na energetiku příslušného pracovního procesu. Proto nebyly (až na některé výjimky) zjišťovány charakteristiky příkonu, popř. měrné spotřeby mechanické práce, v závislosti na výkonnosti stroje, a to ani pro měnící se pracovní podmínky, ani pro podmínky, které lze v provozu měnit lidským zásahem.

c) Zjištěné charakteristiky příkonu k pohonu agregátu v závislosti na výkonnosti stroje nebo na jeho pracovní rychlosti jsou neúplné především z těchto důvodů:

— Neurčují, kdy se v jednotlivých pracovních podmínkách dosahuje minimální měrné spotřeby energie na jednotku zpracovaného produktu, čímž lze stanovit odpovídající kritické parametry; není tedy zjištěna spodní hranice optimální výkonnosti (nebo rychlosti). Je třeba, aby se v provozu pracovalo při výkonnosti (pracovní rychlosti) vyšší než odpovídá kritickým parametrům, při nichž se dosahuje minimální spotřeby energie. I když zvýšením výkonnosti (pracovní rychlosti) se zvýší i měrná spotřeba energie na jednotku zpracovaného produktu, přesto celkové náklady na jednotku vykonané práce klesají; je to ovlivněno vyšší

výkonnosti celého agregátu. Nelze však připustit práci pod určenou optimální hranicí výkonnosti, kdy klesá výkonnost a stoupají náklady.

- Pokud nebylo možno z charakteristiky příkonu v závislosti na výkonnosti (pojezdové rychlosti) určit kritické parametry výkonnosti, odpovídající minimální měrné spotřebě energie na jednotku zpracovaného materiálu (stroj se ucpával nebo měl jinou závadu, která nedovolila další zvýšení výkonnosti), nemohly být z toho vyvozeny závěry pro hodnocení nedostatku stroje a jeho částí (popř. částí linky). Z tohoto rozboru mělo pak vyplynout, která část stroje je nedostatečně dimenzována a která předdimenzována.

d) Laboratorně byl sice zjišťován vliv jednotlivých faktorů na spotřebu energie k pohybu, činnosti stroje nebo k pohonu agregátu (druh, vlhkost a stav půdy, nebo druh a kvalita materiálu, popř. svah pozemku aj.), nebylo však zkoumáno ani v jakém poměru se tyto faktory vyskytují na jednom pozemku, ani jejich vliv na příkon k pohonu agregátu. Nebyla proto stanovena variabilita spektra příkonu při pohybu agregátu na jednom pozemku (popř. jednoho agregátu během pracovní sezóny). Tato variabilita je ovlivněna

- nahodilými změnami pracovních podmínek (změnou valivého odporu, hustotou sbíraného řádku, změnou porostu a jeho fyzikálním stavem, apod.),
- pravidelnými cyklickými změnami podmínek (postupným naplňováním vozu, jízdou do svahu a se svahu apod.).

Pokud nejsou charakteristiky příkonu pro pohon agregátu (stroje) v závislosti na výkonnosti (pracovní rychlosti) doplňovány variabilitami spektra změny příkonu, nelze určit parametry vhodného energetického měniče pro pohon stroje (jak z hlediska výkonu motoru, tak i jeho dynamických vlastností, a pojezdových vlastností i dynamiky celého agregátu atd.), aby bylo dosaženo vhodné optimální vzájemné vazby.

e) Je věnována minimální péče určení matematického vztahu mezi výkonností agregátu pracujícího za různých podmínek a spotřebou příkonu (energie). Tyto vztahy by umožnily stanovit příkonové charakteristiky stroje v různých podmínkách a matematicky určovat optimální podmínky pro parametry stroje i celého agregátu a pro organizaci celkového pracovního i technologického postupu.

f) Návaznost strojů v pracovních a technologických linkách není posuzována z energetického hlediska, tj. míry vzájemného sladění výkonnosti, za jaké je u všech strojů v lince dosahováno minimální, popř. optimální spotřeby energie.

g) Pro technologické a pracovní linky na stacionárním pracovišti se nesestavují charakteristiky denního nebo ročního odběru energie (k porovnání, popř. sladění s celkovou odběrovou energetickou charakteristikou závodu, zejména s dodávkovo-odběratelskou dohodou mezi energetickým a zemědělským závodem). Na základě těchto podkladů by mohly být upraveny jednotlivé pracovní linky k dosažení optimálních nákladů na spotřebu energie; tím by nedocházelo k zvyšování nákladů.

Proto při výzkumu energetických otázek sklizně a skladování píce byla přednostně věnována pozornost řešení této dosud opomíjené problematiky u agregátu sestaveného z kolového traktoru, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu.

2. METODICKÝ POSTUP

2.1 Po vypracování teoretického rozboru vztahu příkonu k pohonu agregátu v závislosti na jeho výkonnosti byl zjišťován vztah spotřeby energie při přechřívání delší řezanky.

Po teoretických rozbořech byly založeny laboratorně provozní pokusy s agregátem traktoru Z 50 Super + sběrací řezačka (KS 69) + velkoobjemový vůz (PzO 35). Byla zjišťována spotřeba energie pro tyto podmínky:

- různý sklizený materiál,
- různá vlhkost sklizeného materiálu,
- různá měrná hmotnost řádku (dosahovaná shrnutím materiálu z různé šířky při stejné výši porostu,
- různá pracovní rychlost (tím i různá výkonnost agregátu při různé rychlosti i hmotnosti řádku) od minimální do maximální průchodnosti materiálu strojem. (Při maximální rychlosti se zjišťuje, proč nemohla být pracovní rychlost dále zvyšována, čímž by byl určen omezující technický činitel maximální výkonnosti agregátu; může to být nízký výkon motoru, popř. ucpávání některé části stroje, nebo sběrací ústrojí nestačí sebrat materiál z kupícího se řádku.)

K měření bylo použito traktorů vybavených měřicím zařízením pro automatickou klasifikaci a registraci odběru příkonu v různých otáčkách a při různé velikosti příkonu. Současně byl měřicí traktor vybaven zařízením na měření spotřeby paliva a délky ujeté dráhy předních nepoháněných kol traktoru. Dále byl měřen počet otáček hnacích kol traktoru k určení velikosti snížení délky ujeté dráhy; toto snížení bylo ovlivněno nejvíce prokluzem ve stykové ploše hnacích kol s podložkou.

2.2 Testování energetické náročnosti jednotlivých strojů agregátu při chodu naprázdno a při pohybu agregátu v pracovních podmínkách

Před zkouškami a po zkouškách je třeba po seřízení strojů otestovat jejich stav a pracovní podmínky, ve kterých byly zkoušky uskutečněny. Testování bylo provedeno změřením příkonu odebíraného od motoru za těchto podmínek:

- U traktoru se zjistí spotřeba paliva při chodu zahřátého motoru naprázdno a při zapojení vývodového hřídele.
- U zemědělského stroje se příkon měří pro chod naprázdno.
- Testování pole z hlediska pohybu traktorového agregátu a jeho částí. K tomu účelu byl měřen jak příkon, a to přístrojem pro vytížení motoru (který určí hlavně proměnnost příkonu), tak i spotřeba paliva;
- při objetí pole samotným traktorem (se zapojením vývodového hřídele), a to s nejvyšším převodovým stupněm, který bude používán při sklizni píce;
- při objetí pole traktorem s připojeným sklizňovým strojem, který nebyl při jízdě poháněn (opět s nejvyšším převodovým stupněm);
- při objetí pole traktorem s připojeným sklízecím strojem a přívěsem nebo návěsem, který bude zapojován do sklizňového agregátu (při používání více typů přívěsů nebo návěsů jsou nutné zkoušky s každým typem, neboť každý má jiný valivý odpor);
- při objetí pole traktorem s připojeným sklízecím strojem a plně naloženým přívěsem nebo návěsem (zkoušky opět s každým typem).

Poznámka: Doporučuje se zkoušky opakovat vícekrát (alespoň jednou denně), aby byla zachycena změna valivého odporu během dne v důsledku vysychání půdy, popř. po každém dešti.

- Testování pracovních podmínek z hlediska vlivu spuštěného pracovního sběracího ústrojí (během jízdy po sklizeném poli) na zvýšení příkonu k pohybu agregátu nebo na jeho odpor při pohybu po poli.

2.3 Doba zkoušek při sběru a řezání píce

Doba jedné zkoušky odpovídá při jízdě po rovině naplnění jednoho vozu.

2.4 Ze získaných údajů byly vypracovány různé charakteristiky příkonu k pohonu agregátu v závislosti na pracovní rychlosti, popř. na jeho výkonnosti. Dále byly zpracovány charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce na jednotku zpracovaného pro-

duktu, popř. charakteristiky měrné spotřeby paliva v závislosti na výkonnosti agregátu; tyto charakteristiky zahrnují jak parametry skutečně spotřebované měrné mechanické práce, tak i vztah měrné spotřeby paliva pro různé zatížení traktoru.

Zpracovaná variabilita spektra četnosti různého příkonu k pohonu agregátu umožní bližší určení vlivu pracovních podmínek na změny spektra příkonu.

3. DOSAŽENÉ VÝSLEDKY

3.1. NÁVRH ZÁSAD PRO HODNOCENÍ AGREGÁTU NEBO ZEMĚDĚLSKÉHO STROJE PODLE ENERGETICKÉHO HLEDISKA

V dosavadním hodnocení energetiky agregátu byla, mimo různé charakteristiky energetických měničů (nejčastěji v závislosti na tahové síle traktoru, a to pro různé pracovní podmínky), pro zemědělské stroje a nářadí zjišťována spotřeba energie (jak pro celý stroj, tak i často pro jeho části) při maximální výkonnosti strojů. Méně často byla potřeba dodávky energie k pohonu stroje zjišťována při jeho nižším vytížení (popř. při různých pracovních rychlostech), a jen náhodně byla příkonová charakteristika pro pohon stroje zjišťována v závislosti na jeho zatížení od chodu naprázdno až po maximální výkonnost.

Při výzkumu různých koncepcí pracovních orgánů (např. ostří řezačky, tvaru nožů atd.) byl zjišťován vztah mezi spotřebou energie a jejich činnostmi. Nebylo však možno sladit výkonnost všech pracovních orgánů jednoho stroje.

Ježto při hodnocení práce stroje a sladění jeho částí se nevycházelo ze získaných charakteristik, nebyla věnována zvýšená péče jejich soustavnému zjišťování, a to jak při konstrukci, tak hlavně ve zkušebnách zemědělských strojů a nářadí.

Při posuzování agregátu (zejména mobilního), popř. celé linky, navrhuje autor vycházet postupně ze čtyř zásad:

1. Zjistit změny v dodávce energie (mechanické práce) potřebné k zajištění činnosti stroje a změny energie při proměnné výkonnosti i při proměnných pracovních podmínkách.

2. Zjistit změny v dodávce energie (mechanické práce), potřebné k zajištění chodu jednotlivých strojů v agregátu i k jejich pohybu, a změny potřeby této energie v závislosti na výkonnosti (pracovní rychlosti) agregátu, popř. na proměnných pracovních podmínkách.

3. Zjistit změny v dodávce energie ve formě paliva, popř. elektrické energie z rozvodné sítě; tím zahrnout do celkového rozboru i účinnost, s jakou je dodávaná energie (v palivu nebo v elektrickém proudu) přeměňována na mechanickou práci použitou k pohonu a pojezdu agregátu.

4. Zjistit změny v dodávce energie, charakterizující variabilitu spektra četnosti příkonu během jednoho cyklu probíhajícího na jednom pozemku.

Takto vypracovaný souborný rozbor umožňuje bližší hodnocení pracovní činnosti agregátu a jeho částí.

3.1.1 Posouzení činnosti zemědělského stroje z hlediska spotřeby energie ve formě mechanické práce

Posouzení zemědělského stroje podle spotřeby energie vychází ze zásad, že minimální spotřeba energie k určitému mechanizačnímu úkonu nebo pracovní operaci je při vytvoření nejvhodnějších podmínek, odpovídajících stavu zpracovávaného materiálu. Minimálnímu množství mechanické práce na jednotku produktu (minimální měrná mechanická práce) odpovídá i nejmenší opotřebení součástí, a tím i nejnižší měrné náklady na opravy, připadající na jednotku zemědělského produktu.

Vyneseme-li pro tyto podmínky charakteristiku měrné spotřeby mechanické práce, připadající na jednotku zemědělského produktu, a to v závislosti na výkonnosti zemědělského stroje, shledáváme, že při této výkonnosti dosahuje charakteristika svého minima.

Jestliže tyto uvedené optimální podmínky (dolní hranici optimální výkonnosti často označovanou jako kritické parametry výkonnosti stroje) změníme na vyšší nebo na nižší výkonnost, dochází v obou případech k zvýšení spotřeby energie na jednotku výrobku. Charakteristika měrné spotřeby mechanické práce na jednotku výrobku má pak v obou případech změny výkonnosti stoupající charakter. S uvedenou změnou měrné spotřeby energie stoupají současně jak měrné náklady na energii, tak i na opravy. Toto zvýšení však nemusí nepříznivě působit na zvýšení celkových měrných nákladů za vykonanou práci. Při výkonnosti nižší než odpovídá kritickým parametrům (s minimální spotřebou měrné mechanické práce na jednotku produktu) se vždy dosahuje zvýšení celkových nákladů. Při vyšší výkonnosti mohou celkové náklady ještě klesat, a to potud, dokud se stoupající výkonnosti současně rychleji klesají měrné náklady, závislé na mzdách pracovníků nebo na vyšším využití investičních nákladů, než stoupají náklady na vyšší měrnou spotřebu energie a tím i náklady na opravy (obr. 1).

Proto je účelné, aby stroj umožňoval zvyšování výkonnosti nad kritické parametry s minimální spotřebou měrné mechanické práce. Toto zvýšení má být dosti značné, aby bylo dosaženo minimálních úhrnných měrných nákladů na příslušnou pracovní operaci.

V provozu má být práce organizována tak, aby výkonnost stroje kolísala jen v rozmezí minimální hodnoty měrné mechanické práce a hodnoty maximální výkonnosti stroje. Rozmezí mezi výkonností s minimální měrnou spotřebou mechanické práce a s minimálními měrnými náklady na jednotku produktu je různé a závisí na průběhu charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce na výkonnosti stroje a na vzájemném poměru výše nákladů na energetiku a opravy k celkovým nákladům na zmechanizovanou operaci. Při energeticky náročnější práci (jak z hlediska měrné spotřeby energie, tak i nákladů na opravy, z hlediska pořizovacích nákladů na měniče energie — traktory) a jednoduchém zemědělském stroji se výkonnost s minimálními měrnými náklady přibližuje výkonnosti s minimální měrnou spotřebou mechanické práce, a naopak.

Jestliže charakteristika měrné spotřeby mechanické práce v závislosti na výkonnosti stroje má při zjištěné maximální výkonnosti stroje ještě klesající charakter, výkonnost stroje již nelze zvyšovat (pro různé závady, např. ucpávání stroje), pak jednotlivé části stroje nejsou výkonnostně sladěny. Část stroje, kde dochází k závadám, je nedostatečně výkonnostně dimenzována, zatímco většina ostatních částí je předimenzována. Nebylo tedy u nich dosaženo optimálních podmínek, které by se projevíly minimální spotřebou měrné mechanické práce.

Proto nemůže vyhovovat stroj určený k práci s proměnnou průchodností (např. sběrací řezačka, jejíž průchodnost je ovlivněna nerovnoměrností hmotnosti řádku, nestejnoměrným podáváním materiálu s různou soudržností apod.), jehož maximální výkonnost se velmi přibližuje výkonnosti, při které se dosahuje minimální měrné spotřeby mechanické práce. U takového stroje nelze v provozních proměnných podmínkách dodržet požadavek na takovou organizaci práce, aby jeho výkonnost kolísala mezi maximální výkonností a výkonností s minimální měrnou spotřebou mechanické práce.

Na základě takto získaných podkladů lze přistoupit k zdokonalení energeticky zkoušeného stroje, které může být velmi levné, zvláště při výkonnostním předimenzování většiny částí stroje. Úpravou jedné části stroje lze podstatně zvýšit maximální výkonnost celého stroje.

3.1.2 Posouzení činnosti agregátu z hlediska spotřeby energie ve formě mechanické práce

Energetika agregátu zahrnuje jak energetiku samotného zemědělského stroje, tak i energetiku spojenou s pojezdem celého agregátu (energetický měnič — nejčastěji traktor + jeden nebo více zemědělských strojů + i připojené zemědělské nářadí nebo vůz). K posouzení sladění agregátu z energetického hlediska je proto třeba vypracovat

pro různé pracovní podmínky charakteristiky příkonu k pohonu agregátu (souborné i dílčí, vztahující se buď na pohon stroje, nebo na pojezd agregátu) v závislosti na pojezdové rychlosti a výkonnosti agregátu. Tyto charakteristiky mají být sestaveny jednak pro práci za podmínek, které nelze měnit (např. druh půdy, její vlhkost atp.), a dále pro práci za podmínek, které lze měnit (hmotnost řádku, nosnost velkoobjemového přívěsu atd.). Z průběhu charakteristik pak lze podle zjištěné výkonnosti agregátu hodnotit jednotlivé jeho členy (traktor nebo zemědělský stroj), u nichž je minimální měrná spotřeba mechanické práce a maximální výkonnosti agregátu.

Při posouzení charakteristik pak postupujeme podobně jako při hodnocení zemědělského stroje (stať 3.1.1).

3.1.3 Posouzení činnosti agregátu z hlediska spotřeby energie ve formě paliva, popř. elektrické energie z rozvodné sítě

Charakteristiky spotřeby paliva nebo elektrické energie v závislosti na pracovní rychlosti nebo výkonnosti agregátu a charakteristiky měrné spotřeby paliva nebo elektrické energie v závislosti na výkonnosti agregátu se liší od charakteristik příkonu a měrné spotřeby, uvedených ve stati 3.1.2, a to v účinnosti měniče energie, obsažené v palivu nebo v dodávaném elektrickém proudu, na mechanickou práci potřebnou k pohonu agregátu. Jelikož účinnost měniče energie stoupá s jeho vyšším zatížením, bývá výkonnost agregátu s minimální měrnou spotřebou paliva o něco vyšší než výkonnost s minimální měrnou spotřebou mechanické práce.

Při hodnocení agregátu je proto třeba přihlížet z energetického hlediska k průběhu obou charakteristik: a) příkonu a měrné mechanické práce v závislosti na výkonnosti, b) průběhu spotřeby paliva nebo elektrické energie v závislosti na výkonnosti agregátu. První charakteristika umožňuje hodnocení agregátu bez vlivu motoru a druhá jeho hodnocení i z hlediska účinnosti motoru.

3.1.4 Posouzení činnosti agregátu z hlediska variability spektra četnosti odběru různého příkonu potřebného k pohonu

Variabilita spektra četnosti odběru různého příkonu umožňuje posouzení vzájemné vazby výkonu motoru traktoru, popř. jiného typu měniče energie na mechanickou práci. Z této variability můžeme určit parametry energetického měniče, který by nejlépe vyhovoval pro pohon agregátu.

3.1.5 Proměření navržených zásad na hodnocení agregátu nebo zemědělského stroje z energetického hlediska

K prověření navržených zásad bylo využito laboratorně provozních pokusů s agregátem sestaveným z kolového traktoru (Z 50 Super) + sběrací řezačky (KS 69) + velkoobjemový voz (PzO 35). Tyto pokusy byly založeny ve VÚZT v roce 1965 a usku-tečněny v rámci výzkumu energetiky spojené se sklizní pícnin. Bližší poznatky jsou zpracovány v další části tohoto pojednání.

3.2. TEORETICKÝ PŘÍKON K POHONU AGREGÁTU

Teoretický příkon k pohonu agregátu (traktor + sběrací nebo žací řezačka + velkoobjemový vůz) odebíraný od motoru traktoru je závislý na těchto veličinách:

$$P_{sE} = f(W; f_v; \alpha; \tau; P_o; G; v; F_c; F_d; \omega; \delta_s)$$

Toto množství faktorů ovlivňujících potřebný příkon je závislé na

- určitým typu agregátu (daném traktozem, řezačkou, vozem, ale i rychlostí řezání ω a pracovní rychlostí v);
- pracovních podmínkách, které jsou dány druhem a stavem sklizené kultury, stavem terénu, hmotností řádků (která s pojezdovou rychlostí udává W), dále i na τ, f_v, F_c, F_d , avšak i α . Parametry těchto podmínek se zákonitě mění i v určitých cyklech na jednom poli, a to nejen proměnností terénu (stavem půdy, svahem pozemku), avšak i proměnností hmotnosti agregátu působenou postupným plněním velkoobjemového vozu připojeného za sklízňovou řezačkou.

Celkový příkon P_{SP} odebíraný od motoru traktoru se v podstatě skládá ze dvou částí: z příkonu pro pojezd agregátu P_{SC} a příkonu pro pohon zemědělského stroje — řezačky (P_F).

Příkon potřebný k pojezdu agregátu musí být zajištěn nejen výkonem motoru traktoru, ale i jeho realizací v tahový příkon pojezdovým ústrojím agregátu, a to v rozsahu pracovních rychlostí, určených výkonností agregátu (W prokluzem klesá, má být v rozmezí od hranice optimální výkonnosti — rychlosti pojezdu agregátu — až po její maximální hodnotu určenou ekonomickou nebo technickou hranicí) a hmotností řádku (malá hmotnost řádku by často vyžadovala nesplnitelnou pojezdovou rychlost), popř. svahem pozemku, kdy pro bezpečnost jízdy nelze pracovat při odpovídající rychlosti.

3.2.1 Příkon pro pojezd agregátu

Příkon pro pojezd agregátu (traktor + sběrací nebo žací řezačka + velkoobjemový vůz) je hlavně ovlivněn těmito činiteli: rychlostí pohybu agregátu po poli (v); hmotností agregátu (G); valivým odporem (f_v); velikostí svahu (α); mechanickou účinností motoru na hnací kola (η_m); součinitelem změny ujeté dráhy ovlivněným hlavně prokluzem (δ_1); odporem pracovního (žacího) ústrojí proti pohybu způsobeném jednak stykem sběracího ústrojí se strništěm nebo zemí (F_c), popř. i se sbíraným řádkem píce (F_d). Opírá-li se sběrací ústrojí o řádek, zvyšuje se nejen příkon k otáčení sběracího ústrojí, ale v něm i síly působící k intenzivnějšímu přitisknutí sběracího ústrojí k půdě a tím i zvýšení odporu (zejména na delším strništi). Při vyšší pojezdové rychlosti sběracího ústrojí je materiál vtahován do řezačky, čímž se snižuje tahový odpor (to může být za nižší účinnosti než při přenášení energie motoru k tažným účelům přes pojezdová kola traktoru). Při vyšší pojezdové rychlosti agregátu (ve vztahu k obvodové rychlosti řezacího ústrojí) dochází často (hlavně vlivem relativně nízké obvodové rychlosti sběracího ústrojí ve vztahu k pojezdové rychlosti agregátu) k hrnutí materiálu před sběracím ústrojím, čímž se podstatně zvyšuje tahový odpor sběracího ústrojí. Je třeba uvážit, že množství materiálu v řezačce ovlivňuje adhezní silové složky pod pojezdovým ústrojím řezačky a tím i zvýšení jejího valivého odporu.

Okamžitou hmotnost agregátu lze vyjádřit vztahem

$$P_{Cx} = F_{Gx} \frac{f_v (\cos \alpha \pm \sin \alpha) v}{270 \eta_m (1 - \delta_x)} + F_c \frac{v}{270 \eta_m (1 - \delta_x)} \pm F_d \frac{v}{270 \eta_m (1 - \delta_x)}$$

Proměnnou rychlost pak obecně

$$P_{SC} = (k'_1 + k'_2 + k'_3) v$$

Uvažujeme-li pojezdovou rychlost agregátu (v) po poli s určitou hmotností řádku (h), vyjádřenou ve vztahu k výkonnosti (W) agregátu vztahem

$$v = \frac{W}{10 h}$$

lze hodnotu příkonu, odebíraného od motoru traktoru a potřebného pro pojezd agregátu, vyjádřit podle vztahů:

a) Pro okamžitou velikost hmotnosti agregátu G_x a jí odpovídající sílu F_{Gx}

$$P_{Cx} = F_{Gx} W \frac{f_{vx} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_x)} \pm F_{cx} \frac{W}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_x)} \pm F_{dx} \frac{W}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_x)}$$

b) Pro střední hodnotu hmotnosti agregátu

$$G_s = \frac{G_{max} + G_{min}}{2}$$

určenou jako střední hodnota mezi hmotnostmi agregátu s prázdným velkoobjemovým vozem (G_{min}) a plně naloženým (G_{max}). Této hodnotě hmotnosti G_s odpovídá pak příslušná síla F_{Gs} .

$$P_{sC} = F_{Gs} W \frac{f_{vs} (\cos \alpha - \sin \alpha)}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_s)} + F_c \frac{W}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_s)} \pm F_d \frac{W}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_s)}$$

$$P_{sC} = (k_1 + k_2 + k_3) W$$

Pro sběr pícnin v běžných podmínkách (vojtěška strniště 60–80 mm) lze ke stanovení příkonu potřebného pro pojezd agregátu použít i zjednodušeného vztahu. V tomto případě uvažujeme mírně zvýšený součinitel valivého odporu f_v asi o 10–20 % jeho hodnoty, která odpovídá konkrétním podmínkám pro sklizeň pícnin. Pak lze použít vztahu

$$P_{sC} = F_{Gs} W \frac{f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 \, h \, 270 \, \eta_m (1 - \delta_s)}$$

3.2.2 Příkon pro pohon sklizňového stroje — sběrací řezačky

Tento příkon má čtyři základní části:

a) P_o — příkon od motoru traktoru, potřebný pro chod řezačky naprázdno. Jeho velikost je závislá jednak na velikosti (maximální výkonnosti) řezačky, a dále na jejím typu, popř. složitosti (tj. na rozsahu a parametrech pracovních operací, které mají být — kromě řezání — řezačkou zajištěny).

b) $k'_4 v (rW)$

Lineární část vztahu příkonu k výkonnosti řezačky. Charakterizuje základní vztah mezi spotřebou energie k rozřezání okamžitého množství materiálu W a lineárním součinitelem měrného příkonu r , potřebného k rozřezání jednotkového množství materiálu (kg) na danou délku řezačky, a to za jednu vteřinu ($\text{kpm s}^{-1} \text{kg}^{-1}$).

Lineární součinitel r je charakterizován těmito hlavními částmi:

- Energií potřebnou na rozřezání daného množství v daných parametrech, kdy velikost řezné plochy je nepřímou úměrná délce řezanky a řezný odpor je úměrný pevnosti materiálu na stříh τ .
- Udělením výstupní rychlosti rozřezanému materiálu, kdy dodaná energie je úměrná množství zpracované hmoty

$$E = \frac{1}{2} mv^2$$

- Energií potřebnou k dopravě materiálu, který svou svislou silovou složkou (úměrnou jeho hmotnosti) působí:
jednak na dopravní zařízení, čímž se zvětšuje tření v jeho pohybových orgánech;
zvýšená spotřeba energie je úměrná součiniteli tření f , hmotě dopravovaného materiálu m a vykonané dráze s

$$E = m f s$$

jednak na změnu výškové polohy materiálu, kdy opět množství spotřebované energie je úměrné dopravované výšce h a množství dopravované hmoty m

$$E = m h$$

c) $k'_5 v^{a'} (oW^a)$

Příkon vzniklý hlavně cpaním stlačeného materiálu při jeho průchodu strojem. Při průchodu většího množství píce řezačkou (asi od 30 % její maximální výkonnosti, tato hodnota závisí na vlhkosti píce) vzniká tlak řezaného materiálu na stěny řezačky. Tření o stěny vyžaduje zvýšenou potřebu příkonu. Jelikož tento tlak se začne výrazně nepříznivě projevovat až od určité výkonnosti, má součinitel o (k'_5) tohoto exponenciálního přírůstku příkonu nízkou hodnotu.

Exponenciální ukazatel přírůstku příkonu a (a') při změně výkonnosti (způsobený částečně též tlumícím účinkem silnější vrstvy materiálu při odřezávání píce v ústí řezačky) má pak poměrně vyšší hodnotu, jak to odpovídá vzrůstu tlaku na zvýšení měrné hmotnosti píce.

d) $p' (e^{b'v} - 1)$
($p (e^{bW} - 1)$)

Příkon vzniklý hlavně ucpáváním stroje nestlačitelným materiálem při jeho průchodu strojem, popř. jeho zachycováním v různých místech stroje.

I když tento přírůstek příkonu se vyskytuje hlavně u strojů na sklizeň okopanin (cukrovky, brambor apod.), může se v malé míře projevovat i u řezačky při její nejvyšší výkonnosti; popř. i při zpracovávání materiálu, který se zachycuje na stěnách průchozích cest, popř. i na různě deformovaných průchodech ve stroji. Tyto deformace bývají způsobeny nešetrnou manipulací nebo průchodem nežádoucího materiálu.

3.2.3 Úhrnný příkon pro pohon agregátu se sběrací řezačkou

Úhrnný příkon pro pohon tohoto agregátu lze vyjádřit obecně vztahem

$$P_{sP} = P_o + (k'_1 + k'_2 + k'_3 + k'_4) v + k'_5 v^{a'} + p'(e^{b'v} - 1)$$

Uvažujeme-li pojezdovou rychlost agregátu v po poli, vyjádřenou výkonností agregátu W a hmotností řádku, lze úhrnný příkon pro pohon agregátu vyjádřit též vztahem v závislosti na výkonnosti W

$$\begin{aligned} P_{sP} &= F_G W \frac{f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + F_c \frac{W}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} \pm \\ &\pm F_d \frac{W}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta_s)} + P_o + rW + oW^a + p(e^{bW} - 1) \\ P_{sP} &= P_o + (k_1 + k_2 + k_3) W + rW + oW^a + p(e^{bW} - 1) \end{aligned}$$

Pro agregát s řezačkou lze používat s dostačující přesností i zjednodušeného vztahu, který je vhodný pro běžný pracovní rozsah i pracovní podmínky a při stejném druhu i velikosti řezanky.

$$P_{sP} = F_G W \frac{f_{vs} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10 h 270 \eta_m (1 - \delta s)} + P_o + rW + o^x W a^x$$

kdy: $a^x > 2$

Poznámka:

$a'; b'; p'; ks$ jsou pro funkční závislost na jezdové rychlosti v

$a; b; o; p$ jsou pro funkční závislost na výkonnosti W

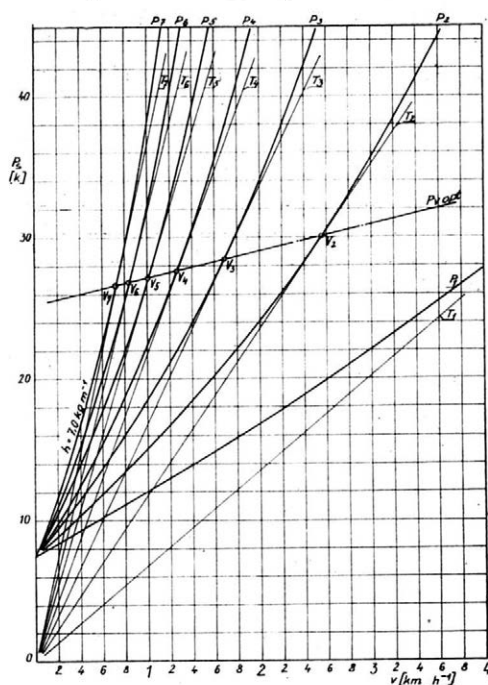
$a^x; o^x$ jsou pro zjednodušený vztah v závislosti P_{sP} na W

3.3. PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ ENERGETIKY SKLIZŇOVÉHO AGREGÁTU

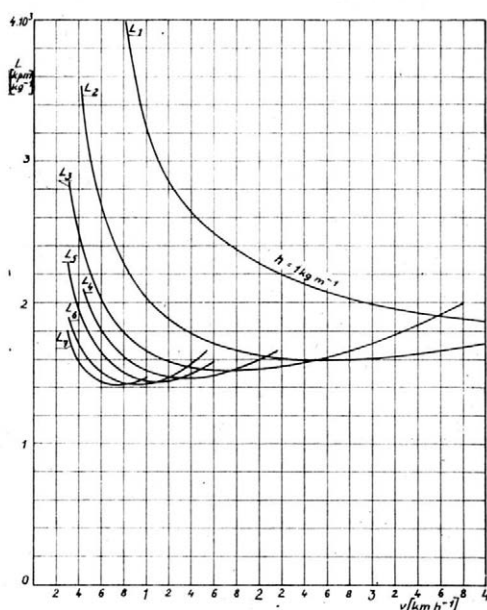
Na základě experimentálních poznatků získaných při laboratorně provozních pokusech se sklizňovým agregátem (traktor Z 50 Super + sběrací řezačka KS 69 + velkoobjemový vůz PzO 35) byla pro tento agregát a pracovní podmínky sestavena funkční závislost na jeho výkonnosti, popř. na jezdové rychlosti.

Závislost na výkonnosti při délce řezanky podle obrázku 13

$$P_{sP} = P_o + F_G W \frac{f_v (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 h \eta_m (1 - \delta s)} + 0,267 W + 1,2 \cdot W^{2,67} \cdot 10^{-4}$$



3. Úhrnná teoretická příkonová charakteristika agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 pro jetel a vojtěšku (45–50 % sušiny) v závislosti na pracovní rychlosti; sestavena podle navrženého matematického vztahu (ze základních naměřených hodnot) mezi výkonností agregátu a jeho příkonem, při $n = 665$ – 720 min^{-1} vývodového hřídele



4. Teoretická charakteristika měrné mechanické práce (kpm kg^{-1}) pro jetel a vojtěšku (40–50 % sušiny), sklizené agregátem Z 50 Super + KS 69 + PzO 35, v závislosti na pracovní rychlosti; sestavena podle matematického vztahu (ze základních naměřených hodnot) mezi výkonností agregátu a jeho příkonem, při $n = 665$ – 720 min^{-1} vývodového hřídele

Závislost na pojezdové rychlosti

$$P_{sP} = P_o + F_G v \frac{f_v (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 h \eta_m (1 - \delta_s)} + 2,67 h v + 1,2 (10 h v)^{2,67} \cdot 10^{-4}$$

Pro uvedené vyhodnocení bylo použito charakteristik příkonu k pohonu agregátu v závislosti na výkonnosti nebo na pojezdové rychlosti (obr. 2).

Na základě získaných vztahů byla pro uvedené pracovní podmínky vypracována úhrnná teoretická příkonová charakteristika (pro střední hodnoty příkonu) pro pohon agregátu při sklizni zavadlého jetele nebo vojtěšky o obsahu sušiny cca 50 %, a to pro různé hmotnosti řádku (obr. 3).

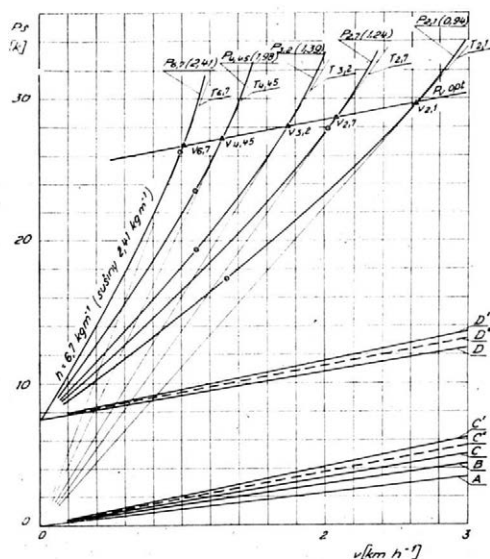
Ze získaného matematického vztahu a charakteristik lze pak matematickým nebo grafickým způsobem určit hranici optimální rychlosti (nebo výkonnosti), při které se dosahuje minimální měrné spotřeby mechanické práce. Grafické znázornění spočívá v tečnách k jednotlivým charakteristikám příkonu z nulového počátku.

Podobně lze určit i hranici optimální pracovní rychlosti (nejnižší hodnotu rychlosti nebo výkonnosti agregátu), a to vypracováním charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce v závislosti na pracovní rychlosti, popř. výkonnosti (obr. 4).

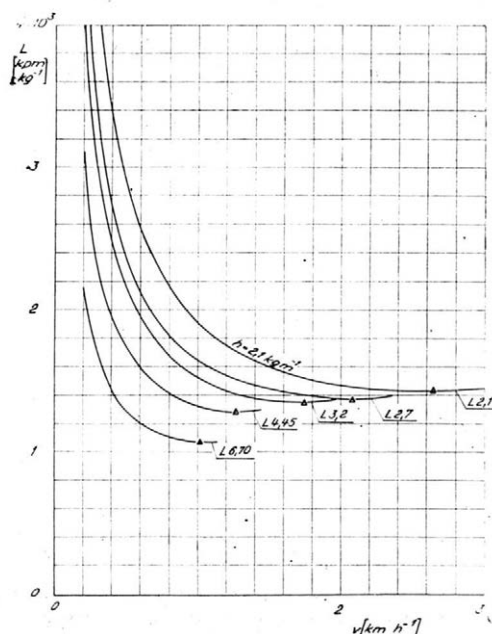
Podobných výsledků bylo dosaženo konkrétním měřením parametrů příkonu k pohonu agregátu při sklizni zavadlé píce s různou hmotností řádků (obr. 5, 6).

K posouzení změn měrné spotřeby paliva k pohonu tohoto agregátu byly vypracovány charakteristiky spotřeby paliva na 1 kg sklizeného materiálu, a to v závislosti na pojezdové rychlosti (obr. 7).

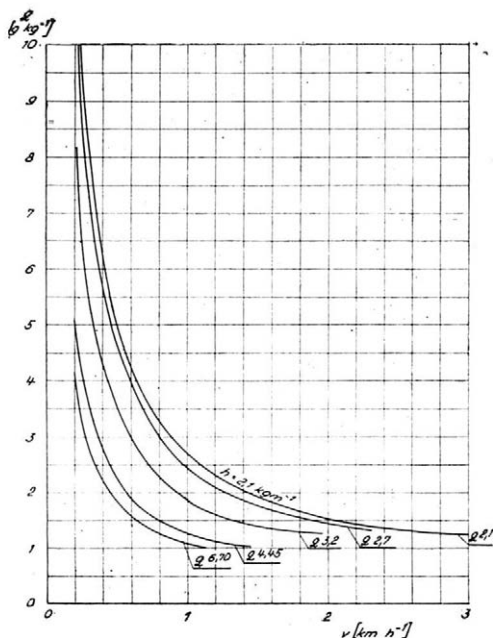
Podobných výsledků bylo dosaženo pro stejný sklizňový agregát, u kterého bylo pro



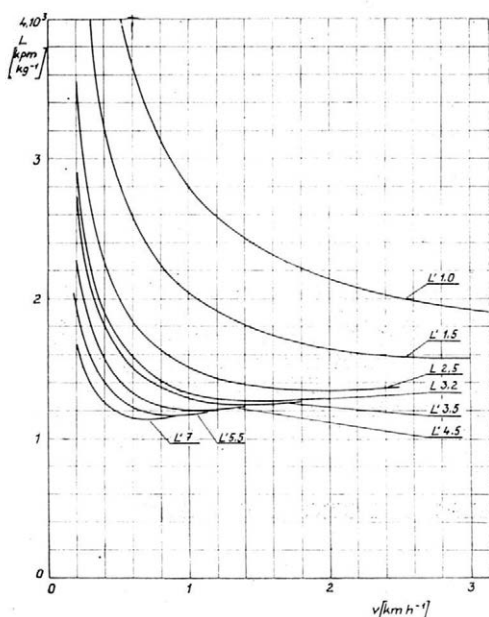
5. Úhrnná příkonová charakteristika agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 v závislosti na pojezdové rychlosti, zjištěná při sklizni zavadlého jetele o různé hmotnosti řádku, kdy otáčky vývodového hřídele jsou zvýšeny o cca 20 %



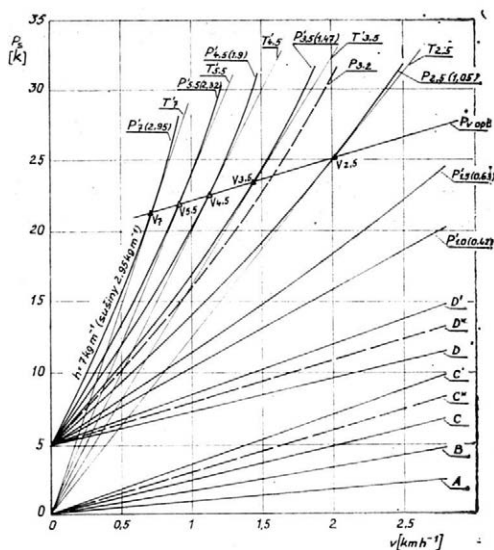
6. Charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce pro agregát Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 při různé hmotnosti řádku, v závislosti na pracovní rychlosti agregátu



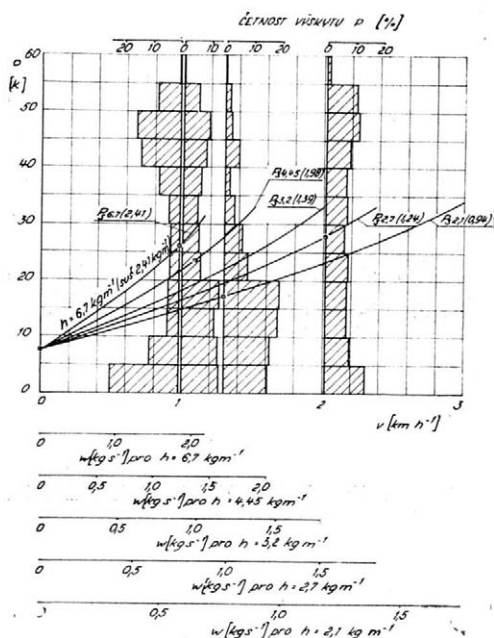
7. Charakteristiky spotřeby paliva na 1 kg sklizeného materiálu v závislosti na jezdové rychlosti



9. Teoretické charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce (kpm kg^{-1}) v závislosti na pracovní rychlosti při normalizovaných otáčkách vývodového hřídele u agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35. Sklizen zaváděcí jetel (40–45 % sušiny); charakteristiky L změřeny, L' propočteny



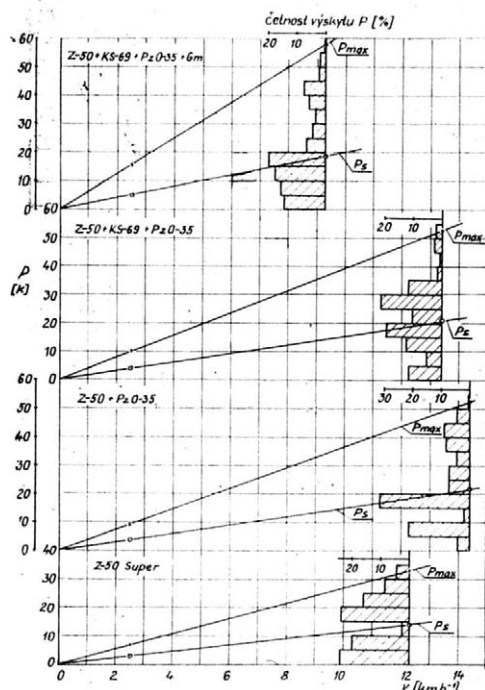
8. Úhrnná teoretická charakteristika agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 v závislosti na jezdové rychlosti při normalizovaných otáčkách vývodového hřídele. Sklizen zaváděcí jetel (40–45 % sušiny); charakteristiky P změřeny, P' propočteny



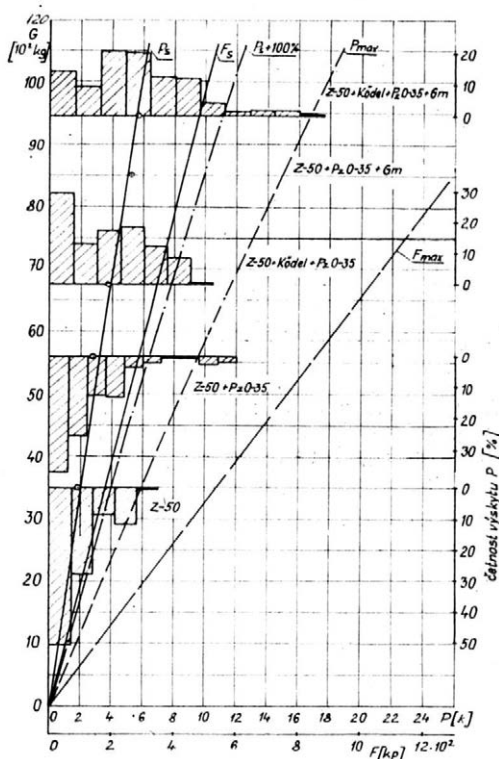
10. Spektrum variability četnosti potřeby různého příkonu pohonu agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 při sklizení zaváděcí píce o různé hmotnosti řádku

pohon řezačky použito jen normalizovaných otáček vývodového hřídele. Úhrnná charakteristika příkonová i měrné spotřeby mechanické práce je patrna z obrázků 8 a 9.

Z uvedených charakteristik vyplývá, že s agregátem se vždy dosahovalo optimální hranice pracovní rychlosti (výkonnosti) při sklizni zavadlé píce, rozřezávané na průměrnou délku 20 mm. Avšak rozdíl mezi optimální pracovní a maximální dosažitelnou rychlostí (výkonností) je příliš nízký. Omezujícím činitelem zde však byl hlavně nízký výkon motoru traktoru.



11. Charakteristika příkonu a variabilita jeho spektra četnosti výskytu pro jezd agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 a jeho jednotlivých částí, v závislosti na pracovní rychlosti



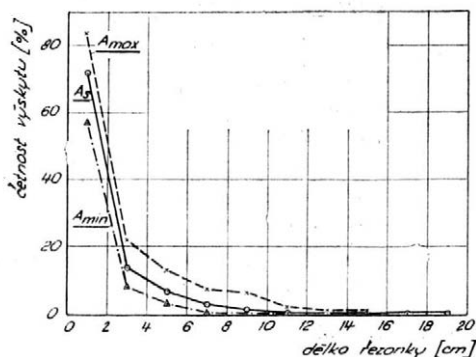
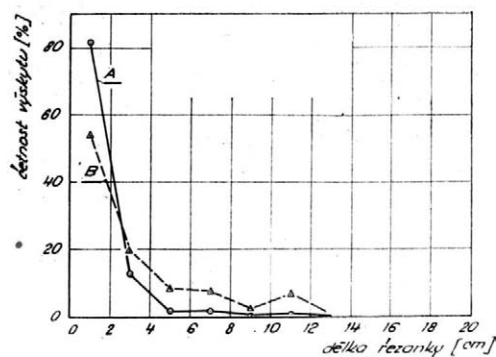
12. Charakteristiky příkonu a tažné síly k pojezdu agregátu Z 50 Super + KB Star + PzO 35 v závislosti na hmotnosti jednotlivých částí agregátu, při pracovní rychlosti $v = 2,5 \text{ km h}^{-1}$. Vliv hmotnosti jednotlivých členů agregátu na variabilitu spektra četnosti výskytu příkonu

3.4. PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ KOLÍSÁNÍ ODBĚRU PŘÍKONU PŘI POHONU SKLIZŇOVÉHO AGREGÁTU

K zajištění určité hodnoty středního příkonu, potřebného k pohonu sklizňového agregátu ve zvolených pracovních podmínkách, je však třeba motor o výkonu s podstatně větší hodnotou než je hodnota středního výkonu.

Změna příkonu k pohonu sklizňového agregátu za dobu jednoho pracovního cyklu, potřebného k naplnění velkoobjemového vozu, je patrna ze změn spektra četnosti výskytu různého příkonu (obr. 10).

Z těchto změn vyplývá, že motor musí mít určitou rezervu potřebné střední hodnoty příkonu ve výši 80–110 %.



13. Charakteristiky zastoupení řezanky vojtěšky a jetele v délkových klasifikačních třídách

A — podle počtu kusů; B — podle hmotnosti; A_s — střední hodnoty; A_{min} — minimální hodnoty; A_{max} — maximální hodnoty

Při rozboru zobrazené variability (obr. 10) je třeba uvážit, že různá hmotnost řádku byla získána shrnutím píce z různé šíře pole. Tyto podmínky pak odpovídají v praxi při sestavování různé hmotnosti řádku na poli o stejném výnosu pícnin. U hmotnosti řádku s vyšší velikostí dosaženou různým porostem lze předpokládat i mírně odlišné spektrum četnosti výskytu.

Spektrum četnosti výskytu různého příkonu k pohonu agregátu je způsobeno nejen řezačkou, popř. množstvím náplně velkoobjemového vozu, ale i změnami podmínek pro pojezd (obr. 11 a 12).

4. ZÁVĚR

Dosažené poznatky ukazují velký význam energetických rozborů jednotlivých strojů i agregátů, zejména však sklizňového agregátu pro sběr, řezání a nakládání zaváděných pícnin.

Energetický rozbor práce jednotlivých strojů, agregátů a pracovních linek umožňuje posoudit jak sladění jednotlivých pracovních orgánů stroje a jednotlivých členů v agregátu, tak i parametry stroje vzhledem k jeho výkonnosti v různých pracovních podmínkách; poskytuje rovněž podklady pro vhodný způsob organizace práce, umožňující zvyšování výkonnosti agregátu při optimální spotřebě energie. Současně poskytuje podklady pro zajištění dodávky energie (z pohonných hmot či elektrické).

Na základě získaných poznatků lze doporučit tato opatření:

1. Rozšířit ve všech zkušebnách metodiky zkoušek pro zaváděné zemědělské stroje a pracovní linky v tomto směru:

- pro všechny zemědělské stroje a agregáty (popř. pracovní linky) vypracovat úhrnné příkonové charakteristiky v závislosti na pracovní rychlosti nebo výkonnosti (ale i charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce, pro agregát pak i měrné spotřeby paliva nebo elektrické energie) a podle nich zhodnotit výkonostní sladění částí stroje (agregátu);
- z úhrnných příkonových charakteristik určit kritické parametry výkonnosti nebo pracovní rychlosti, při nichž se dosahuje minimální měrné spotřeby mechanické práce pro pohon stroje (agregátu), jakož i měrné spotřeby paliva a elektrické energie;

- určit energetické parametry pro pohon stroje (agregátu) při jeho maximální výkonnosti a posoudit, zda se strojem (agregátem) může v rámci proměnných zemědělských pracovních podmínek zajistit dodržení výkonnosti nebo pracovní rychlosti;
- určit variabilitu spektra četnosti různého příkonu k pohonu stroje či agregátu v proměnných provozních podmínkách; tím stanovit parametry motoru traktoru, popř. jiného energetického měniče; z variability příkonu pro pojezd agregátu stanovit tahové parametry traktoru;
- určit parametry v provozu měnitelných veličin (hmotnost řádků, nosnost přívěsu atd.) k dosažení nejvyšší výkonnosti agregátu.

2. Při používání sběrací řezačky KS 69 ke sběru zavadlé píce a její řezání na délku cca 20 mm zajistit pro agregaci traktor o vyšším výkonu motoru (75–80 k).

3. Pro použití agregátu Z 50 Super + KS 69 + PzO 35 ke sklizni zavadlé píce řezané na krátkou řezanku (cca 20 mm) zajistit:

- hmotnost řádku buď cca 3 kg m^{-1} nebo $5\text{--}7 \text{ kg m}^{-1}$ podle převodových stupňů použitých u traktoru Z 50 Super). Při jiných hmotnostech řádku snižuje se výkonnost agregátu podstatně
- rovnoměrnou hmotnost řádku po celé délce, neboť stoupající nerovnoměrnost hmotnosti (způsobená špatnou prací shrnovače) způsobuje prudké klesání výkonnosti agregátu.

Seznam hlavních použitých symbolů a označení

A	— charakteristika potřeby středního příkonu pro pojezd traktoru v závislosti na pracovní rychlosti
a, a'	— exponenciální součinitelé přírůstku příkonu k pohonu agregátu (zemědělského stroje) v závislosti na výkonnosti (a' — v závislosti na pojezdové rychlosti v) stroje
B	— charakteristika potřeby středního příkonu k pojezdu traktoru, ke kterému je připojen jeden typ zemědělského stroje nebo nářadí, a to v závislosti na pojezdové rychlosti agregátu
b, b'	— exponenciální součinitelé přírůstku příkonu k pohonu zemědělského stroje (agregátu) v závislosti na výkonnosti (b' — v závislosti na pojezdové rychlosti v) agregátu
C, C', C^x	— charakteristiky potřeby středního příkonu k pojezdu agregátu sestaveného z traktoru a dvou druhů zemědělských strojů či nářadí v závislosti na pojezdové rychlosti (C — nenaplněný agregát; C' — naplněný agregát — velkoobjemový vůz; C^x — agregát naplněn do poloviny)
D, D', D^x	— charakteristiky potřeby středního příkonu k pohonu agregátu při pojíždění a chodu poháněného zemědělského stroje (řezačky) naprázdno v závislosti na pojezdové rychlosti (D — prázdný přívěs; D' — plný; D^x — středně naplněný, velkoobjemový přívěs)
E_L, E_q	— charakteristiky vztahující se na úhrnnou potřebu dodávky energie k pohonu různých typů agregátu v závislosti na pojezdové rychlosti nebo výkonnosti agregátu
f_v	— součinitel valivého odporu
f_{vs}	— střední hodnota součinitele valivého odporu
F_s	— střední pojezdový odpor (kp)
F_{max}	— maximální pojezdový odpor (kp)
F_c	— pojezdový odpor sběracího ústrojí opírajícího se (pročesávajícího) o strniště, popř. o zem (kp)
F_d	— pojezdový odpor sběracího ústrojí, opírajícího se při vyšší suvné rychlosti o sbíraný materiál a při pomalé pojezdové rychlosti vtažujícího sklizený materiál, čímž se snižuje odpor proti pohybu agregátu (kp)
F_G, F_{Gs}	— svislá silová složka způsobující odpor valení proti pohybu agregátu (kp)
G, G_s, G_x	— hmotnost agregátu (kg, Mg)
$k_1, k_2 \dots$	— součinitelé závislosti příkonu na výkonnosti agregátu
$k'_1, k'_2 \dots$	— součinitelé v závislosti příkonu na pojezdové rychlosti agregátu
L_{x-y}	— charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce na jednotku hmotnosti agregátu při hmotnosti řádku $x - y$ (kg m^{-1})

P_{x-y}	— charakteristiky středního příkonu, které byly získány propočtem podle odvozeného matematického vztahu mezi příkonem a výkonnostními parametry agregátu, kdy příslušní součinitelé, potřební do určeného matematického vztahu, byli zjištěni měřením
P_{Cx}	— okamžitá hodnota středního příkonu k pohonu agregátu (k)
P_{sB}, P_{sC}	— střední příkon agregátu pro pojezd (k)
P_o	— příkon k pohonu řezačky při chodu naprázdno (k)
P_{sP}	— střední příkon k pohonu celého agregátu (k pojezdu i k pohonu příslušného zemědělského stroje zapojeného do agregátu (k)
$P_{x(y)}$	— charakteristiky středního příkonu k pohonu agregátu při sklizni píce, kdy x značí hmotnost řádku a y odpovídající obsah sušiny
q	— měrná spotřeba paliva při sklizni píce při pohonu celého agregátu ($g\ kg^{-1}$)
$qx-y$	— charakteristiky měrné spotřeby paliva k pohonu sklizňového agregátu při hmotnosti v řádku $x - y$ ($kg\ m^{-1}$)
T_{x-y}	— tečna k příkonové charakteristice pro grafické stanovení hranice optimální pracovní rychlosti agregátu
T'	— tečna k příkonové charakteristice, propočtená na základě změřených podkladů
v	— střední pojezdová rychlost agregátu během celého cyklu naplnění velkoobjemového vozu ($km\ h^{-1}$)
v_{x-y}	— optimální pracovní rychlost při sklizni píce z řádků o hmotnosti $x - y$ ($kg\ m^{-1}$)
W	— výkonnost agregátu ($Mg\ h^{-1}, Mg\ h^{-1}\ 10^{-1}$)
W_{opt}	— hranice optimální výkonnosti z hlediska minimální spotřeby měrné mechanické práce na jednotku hmotnosti sklizených píce ($Mg\ h^{-1}, Mg\ h^{-1}\ 10^{-1}$)
α	— úhel sklonu pozemku, na kterém se agregát pohybuje
η_m	— mechanická účinnost převodových ústrojí traktoru
δ_z	— změna ujeté dráhy (prokluz) — okamžitá hodnota odpovídající momentálním podmínkám, ve kterých se agregát nachází
δ_s	— střední změna ujeté dráhy (prokluzu), ke které došlo na jednom pozemku za jeden pracovní cyklus, ve kterém se naplnil velkoobjemový vůz
τ	— pevnost sklizeného materiálu na střih ($kp\ cm^{-2}$)

Došlo dne 17. 2. 1969

Literatura

- ANDERT A., BOHATA F., 1963, Metoda a přístroj pro automatickou klasifikaci, registraci a signalizaci průběhu vztahu dvou proměnných veličin. Zemědělská technika č. 2.
- ANDERT A., HAŠ S., 1963, Energetika v koncepci rozvoje zemědělské výroby. Zemědělská technika č. 3.
- ANDERT A., 1965, Přehled rozvoje energetiky v údobí let 1970—1980. Zpráva VÚZT č. Z-667.
- ANDERT A., 1968, Studie o rozvoji koncepce energetické základny pro československé zemědělství. Zemědělská technika č. 1.
- BAYER H., 1962, Řezačky ve velkovýrobních technologiích v zemědělském provozu. (Kandidátská disertační práce). Vysoká škola zemědělská Brno.
- BERGE O. J., 1951, Design and Performance Characteristics for the Flywheel Type Forage-Harvester Cutterhead. Agricultural Engineering 32 : 85-91.
- BLAŽEK J., 1955, Teorie a výpočet řezného ústrojí kolové řezačky. Mechanizace a elektrifikace zemědělství, č. 5.
- CLENDENIN O., CORWITH H., WALKER D., 1963, Developing a New High-Capacity Forage Harvester. Agricultural Engineering 44 : 186-189, 246-250.
- FISCHER M., SCHLEMM G., EGGERT K., 1955, Der Einfluß des Häckselmesser-Wartenwinkels auf Schnitthaltigkeit und Kraftbedarf. Landtechnik Forschung 4 : 109-111.
- GLUTH M., VOSS H., 1966, Vergleichende Betrachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechnische Forschung 5.
- GRIMM K., 1962, Stallungstreuung im Feldhäckslerbetrieb. Landtechnik 13 : 489-493.
- GRIMM K., 1963, Fütterungsversuchsanlagen in der Praxis. Landtechnik 10 : 310-317.
- GRIMM K., 1965, Schneid- und Wurfvorgänge im Trommel-Feldhäckslern. Berichte für Landtechnik.
- GÜTH K., 1952, Untersuchungen am Schneidvorgang von Gebläsehäckslern. Landtechnische Forschung.
- KAHRS M., 1963, Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechnische Forschung 13.

- KAMPF G., 1956, Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Wurfgebläsen. Diss. T-H. Braunschweig.
 KAMPF G., 1957, Untersuchungen an Wurfgebläsen. Landtechnische Forschung 3: 9-14.
 SASS H., 1958, Der Leistungsbedarf des Feldhäckslers. Landtechnik 9: 226-229.
 SEGLER G., 1951, Ein möglichst geringer Kraftbedarf. Landtechnik 6: 144-147.
 SEGLER G., 1959, Die Feldhäcksler-Aussichten und Erfahrungen. Landtechnik 3.
 SOUCEK J., 1961, Energetické poměry nožového kola řezačky. Sborník prací VÚZS.
 VOSS H., 1966, Ein Beitrag zur Frage der Betriebsbeanspruchungen von Feldhäckslerorganen. Landtechnische Forschung 5.

Энергетика агрегата из колесного трактора, подборщика-измельчителя и крупногабаритного прицепа

Разработаны принципы метода оценки машин с использованием характеристик потребления энергии при работе машины или агрегата при различном рабочем режиме. Оценка разбита на четыре ступени.

На первой ступени оценивается работа машины в различных рабочих условиях с точки зрения ее зависимости от потребления энергии, а именно в сравнении с разной производительностью машины при одинаковом качестве работы. На основании этих данных определяется, была ли достигнута слаженность производительности отдельных частей машины.

На второй ступени оценивается весь агрегат с точки зрения затраты измеримого механического труда на единицу продукта, а именно аналогичным способом, как машина в отдельности.

На третьей ступени оценивается агрегат на основании зависимости между количеством потребленного топлива или электроэнергии и его производительностью.

На четвертой ступени определяется изменчивость потребности в энергии для работы агрегата при одной поступательной скорости агрегата или при ином избранном рабочем режиме.

Далее было разработано математическое отношение между потребляемой мощностью, необходимой для передачи движения уборочному агрегату, и между поступательной скоростью или же производительностью агрегата. По этим принципам был затем в лабораторно-полевых условиях испытан уборочный агрегат, состоящий из колесного трактора (Зетор 50 Супер) + подборщик-измельчитель (КС 69) + крупногабаритный прицеп (ПзО 35).

Полученные результаты подтвердили значение оценки машин и агрегатов с энергетической точки зрения и особенно подчеркнули большое значение определения спектра частот различной потребляемой мощности в течение одного цикла, соответствующего сроку наполнения одного прицепа.

Таким образом полученный спектр частоты разной потребляемой мощности, характеризующий работу определенного типа агрегата, будет впоследствии использован для выбора оптимальных параметров соответствующих двигателей трактора или другого энергообменника.

The Power from a Wheel Tractor, Pick-up Harvester and High-Capacity Van Aggregate

The principles of the method of the evaluation of machines have been worked out using the characteristics of power supply to a machine or aggregate working under various work régimes. The evaluation is made on four stages.

During the first stage, the machine is evaluated for its work under various conditions as to the relations of the power need with various degrees of machine performance, the quality of work remaining the same. The information elicited in this way serves as a ground for the assessment of whether or not a balanced performance of all of the parts of the machine has been achieved.

On the second stage, the aggregate is evaluated in its integrity as to the need for specific mechanic work per unit of product. The method is similar as with the machine itself.

On the third stage, the aggregate is evaluated according to the relation between the amount of the fuel or electric power supplied and its performance.

During the fourth stage, the variability of the power need supplies is determined in relation to the work of the aggregate at a single travel speed or under another work régime chosen.

Furthermore, the mathematical relation between the power required to drive the harvesting aggregate and the travel speed or the efficiency of the aggregate has been calculated. The mentioned principles were used for the checking of a harvesting aggregate of a wheel tractor (Z 50 Super) + a pick-up harvester (KS 69) + a high-capacity van (PzO 35), under laboratory and field conditions.

The results obtained in the above way corroborated the importance of the evaluation of machines and aggregates from the power point of view, and in particular they indicated the high importance of the determination of the frequency spectrum of various power input in the course of one cycle corresponding with the time of the filling of one van.

The above-mentioned frequency spectrum of various power inputs characterizing the work of a determined aggregate type, will be used for the selecting of suitable parameters of the tractor engines or of other energy converter.

Energetik des Aggregates aus dem Radschlepper, Sammelhäcksler und Großvolumenwagen

Es wurden die Grundsätze der Methode zur Bewertung der Maschinen mit der Ausnutzung der Charakteristik der Energielieferung bei der Arbeit der Maschine oder des Aggregats unter verschiedenem Arbeitsregime ausgearbeitet. Die Bewertung wurde in vier Stufen geteilt.

In der ersten wird die Arbeit der Maschine in verschiedenen Arbeitsbedingungen vom Gesichtspunkt der Beziehung des Energieverbrauches bewertet, und zwar im Vergleich mit verschiedener Maschinenleistungsfähigkeit bei derselben Arbeitsqualität. Aus diesen Angaben wird dann beurteilt, ob eine Abstimmung der Leistungsfähigkeit der einzelnen Maschinenteile erreicht wurde.

In der zweiten Stufe wird das ganze Aggregat vom Gesichtspunkt des Bedarfes der spezifischen mechanischen Arbeit auf eine Produkteinheit bewertet, und zwar ähnlich wie die alleinige Maschine.

In der dritten Stufe wird das Aggregat in Beziehung zwischen der Menge des gelieferten Brennstoffes oder der elektrischen Energie und seiner Leistungsfähigkeit bewertet.

In der vierten wird die Veränderlichkeit des Verbrauches der Energielieferung zur Arbeit des Aggregats bei einer Fahrgeschwindigkeit oder in einem anderen gewählten Arbeitsregime bestimmt.

Ferner wurde die mathematische Beziehung zwischen der zugeführten Leistung, die zum Antrieb des Ernteaggregats notwendig ist, und zwischen der Bewegungsgeschwindigkeit, eventuell der Aggregatleistung ausgearbeitet.

Laut dieser Grundsätze wurde dann in den Laborfeldprüfungen das Ernteaggregat überprüft, das aus einem Radschlepper (Z 50 Super) + Sammelhäcksler (KS 69) + Großvolumenwagen (PzO 35) zusammengesetzt ist.

Die gewonnenen Ergebnisse bestätigten die Bedeutung der Maschinen- und Aggregatenbewertung vom energetischen Gesichtspunkt, besonders deuteten sie auf die große Bedeutung der Feststellung des Frequenzspektrums verschiedener zugeführten Leistung während eines Zyklus hin, der der Zeit des Einfüllens eines Wagens entspricht.

Ein so gewonnenes Frequenzspektrum verschiedener zugeführter Leistung, das die Arbeit eines bestimmten Aggregatentypes charakterisiert, wird dann für die Wahl geeigneter Parameter der zugehörigen Traktorenmotoren oder eines anderen Energieumwandlers ausgenutzt werden.

Energétique d'un groupe constitué d'un tracteur à roues, d'une hacheuse ramasseuse et d'un véhicule spacieux

On a élaboré les principes de la méthode destinée à l'évaluation des machines en appliquant les caractéristiques de l'apport de l'énergie pendant le fonctionnement de la machine ou du groupe de machines dans des conditions différentes du régime de travail. L'évaluation était divisée en quatre échelons.

Dans le premier on évalue le travail de la machine dans des conditions de travail différentes, par rapport au besoin d'énergie, et cela en comparant les différents rendements de la machine quand la qualité du travail reste la même. Or, c'est

à partir de ces données qu'on apprécie si les rendements des parties singulières de la machine sont en harmonie.

Dans le second échelon on évalue le groupe tout entier par rapport au besoin de travail mécanique spécifique par unité de produit, et cela d'une façon analogue à celle utilisée pour la machine seule.

Dans le troisième échelon on évalue le groupe en examinant le rapport qu'il y a entre le volume du combustible ou de l'énergie fournis et le rendement du groupe.

Dans le quatrième on détermine la variabilité du besoin d'énergie nécessaire au travail du groupe, d'une part pour une seule vitesse de déplacement et d'autre part pour un autre régime de travail que l'on choisit.

On a également établi le rapport mathématique entre le wattage nécessaire à la propulsion du groupe de récolte et la vitesse de déplacement, le cas échéant la puissance du groupe. C'est sur la base de ces principes qu'on a ensuite éprouvé le groupe de récolte, composé d'un tracteur à roue (Z 50 Super), d'une hacheuse-ramasseuse (KS 69) et d'un véhicule spacieux (PzO 35).

Les résultats obtenus ont confirmé l'importance de l'appréciation des machines et des groupes au point de vue énergétique, montrant notamment la grande importance qu'a l'identification du spectre de fréquence du wattage différent pendant un cycle qui répond au temps de chargement d'une voiture.

Le spectre de fréquence des wattages différents ainsi obtenu, qui caractérise le travail d'un type de groupe déterminé, sera ensuite utilisé au choix des paramètres convenables pour des moteurs de tracteur correspondants ou pour un autre changeur énergétique.

Adresa autora:

Ing. Antonín A n d e r t, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

■ Základním způsobem zjišťování výkonových parametrů motorů je v současné době zkoušení motorů na výkonových brzdách. Velkou výhodou těchto měření je přesnost a komplexnost zkoušek. Požadované údaje se měří nebo vypočítávají podle přesně stanovených vztahů bez nutnosti předchozích či následných měření. Měřicí metoda je řádně propracována a podmínky jsou určeny ČSN, takže výsledky jsou vzájemně porovnatelné.

Tyto zkoušky však mají dvě velké nevýhody. Zařízení laboratoře výkonových brzd je velmi nákladné a většinou stabilní. Druhou nevýhodou je dlouhá doba zkoušek, po kterou je stroj vyřazen z provozu. Uvedené nevýhody značně omezují použití metody při kontrolních zkouškách.

Proto byly intenzivně hledány nové jednodušší způsoby. Můžeme je rozdělit zhruba do dvou skupin.

V první skupině jde o úpravy nebo nové konstrukce brzd. Ke zkrácení doby přípravy zkoušky se u traktorů používá brzdění přes vývodový hřídel nebo řemenici. Při tomto způsobu odpadá nutnost demontáže motoru z traktoru. Používá se brzdění na válcích, které má podobné výhody. V SSSR byly vyvinuty vzduchové brzdy, které jsou jednodušší a jsou vyráběny jako pojízdné. V Anglii se k zatěžování motoru používá hydraulických čerpadel, poháněných vývodovým hřídelem traktoru. Vzhledem k jeho rozměrům lze toto zařízení budovat jako pojízdné.

Přes uvedené úpravy však zkoušky na výkonových brzdách zůstávají značně časově náročné a nákladné.

Do druhé skupiny můžeme zařadit metody umožňující zjišťování výkonových parametrů bezbrzdovým způsobem. Jde převážně o metody, které využívají empiricky zjištěných vztahů, hlavně výkonu motoru, k některým jiným lehce měřitelným projevům jeho činnosti. Známá je např. metoda zjišťování výkonu podle stupně komprese, podle množství plynů prošlých do klikové skříně motoru, nebo podle otáček motoru při práci na jeden válec (tzv. parciální metoda), atd.

Tyto metody, které vznikly ve snaze nahradit nákladný a časově náročný způsob brzdění motorů způsobem levnějším a rychlejším však nedávají výsledky použitelné při přesnějších měřeních. Jejich společným jmenovatelem je, že žádané údaje neměří, ale usuzují na ně na základě empiricky zjištěných závislostí; tím jsou výsledky ovlivněny řadou různých činitelů, které snižují jejich přesnost.

MĚŘENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ MOTORU ZA NEUSTÁLENÝCH PODMÍNEK JEHO ČINNOSTI

Při zkoušení motoru na brzdě se měří vnější, užitečný točivý moment v závislosti na otáčkách motoru. Měří se bod po bodu při ustálených otáčkách. Při neustálených podmínkách se část tohoto točivého momentu ztratí (vedle vnitřních ztrát způsobených

změnou účinností) na urychlení rotačních setrvačných hmot motoru. Nebude-li motor zatěžován žádnou vnější silou, bude celý užitečný točivý moment spotřebován na urychlení těchto hmot a na vnitřní ztráty. Laboratorními pokusy bylo prokázáno, že vnitřní ztráty, tj. změna indikované a mechanické účinnosti při neustálených podmínkách, jsou při měření s přesností nad 1 % u traktorových motorů zanedbatelné. To znamená, že vnější točivý moment odpovídá za ustálených podmínek (na brzdě) točivému momentu na urychlení rotačních setrvačných hmot nezatíženého motoru.

Tento moment je vyjádřen vztahem:

$$M_t = I \cdot \varepsilon \quad (\text{kpm}) \quad (1)$$

kde: I — moment setrvačnosti rotujících částí motoru (kpm.s^2)
 ε — úhlové zrychlení (rad.s^{-2})

Výkon se pak vypočte podle známého vztahu

$$P_e = \frac{M_t \cdot n}{955} \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

Z rovnice (1) vyplývá, že k zjištění točivého momentu motoru, který není zatěžován žádnou vnější silou, je třeba měřit hodnoty I a ε .

MĚŘENÍ ÚHLOVÉHO ZRYCHLENÍ

K měření úhlového zrychlení lze použít řady různých mechanických nebo elektrických zařízení. Vzhledem k velkým hodnotám úhlového zrychlení (u traktorových motorů 50–200) (rad.s^{-2}) však mechanické a některé elektrické přístroje svou přesností nevyhovují. Proto bylo na fakultě mechanizace VŠZ vyvinuto zařízení nové (obr. 1). Toto zařízení upravuje signál z jednoduchého elektromagnetického snímače tak, že je přímo-úměrný otáčkám snímače (motoru). K získání úhlového zrychlení přístroj provede elektricky derivaci otáček podle času. Zařízení tedy umožňuje měření úhlové rychlosti (otáček) a úhlového zrychlení.

Signály lze zpracovat různým způsobem. Ručičkový ukazatel, zabudovaný v přístroji, umožňuje přímé měření otáček. K registraci průběhu úhlového zrychlení v závislosti na otáčkách lze použít katodového oscilografu. K registraci úhlové rychlosti a úhlového zrychlení v závislosti na čase oscilografu smyčkového. Dále je možné k záznamu použít souřadnicového zapisovače. Doplněním přístroje o člen umožňující elektrické násobení obou signálů lze současně získat i záznam, který svým průběhem odpovídá průběhu výkonu motoru. Také je možno signál zaznamenat na magnetofonovou pásku měřicího magnetofonu a zpracovat jej nezávisle na době a místě měření. Ukázka záznamu na katodovém oscilografu je na obrázku 2.

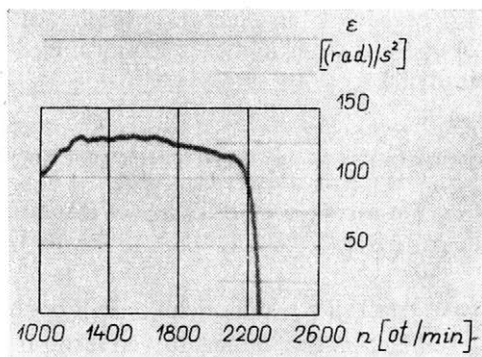
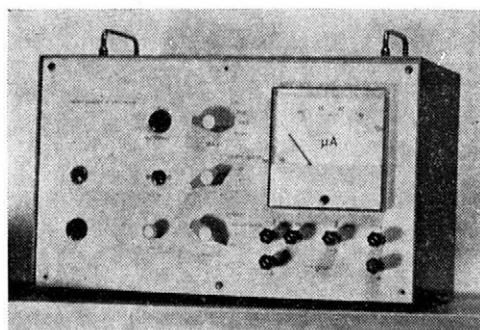
MĚŘENÍ MOMENTU SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Vzhledem k velkému počtu rotujících částí, rozmanitosti jejich geometrického tvaru a nutnosti redukce ke klikovému hřídeli je obtížné stanovit celkový moment setrvačnosti rotujících částí motoru. Laboratorními zkouškami se jako nejvýhodnější ukázal způsob jejich měření pomocí měrného setrvačníku. Předností tohoto způsobu je, že umožňuje měření při známém momentu měrného setrvačníku provést na základě měření úhlového zrychlení, tj. stejným přístrojem.

Měření vychází ze stálého točivého momentu a ze vztahu

$$M_t = I \cdot \varepsilon = I_1 \cdot \varepsilon_1 \quad (3)$$

$$I_1 = I + I_p \quad (4)$$



1. Přístroj k měření otáček a úhlového zrychlení motoru

2. Záznam úhlového zrychlení motoru v závislosti na otáčkách

V tom případě

$$I \cdot \varepsilon = (I + I_p) \cdot \varepsilon_1 \quad (\text{kpm}) \quad (5)$$

Po úpravě

$$I = I_p \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon - \varepsilon_1} \quad (\text{kpm} \cdot \text{s}^2) \quad (6)$$

kde: I — moment setrvačnosti rotujících částí motoru ($\text{kpm} \cdot \text{s}^2$)
 I_p — moment setrvačnosti přídavného měrného setrvačnicku ($\text{kpm} \cdot \text{s}^2$)
 ε — úhlové zrychlení motoru ($(\text{rad}) \cdot \text{s}^{-2}$)
 ε_1 — úhlové zrychlení motoru s měrným setrvačnickem ($(\text{rad}) \cdot \text{s}^{-2}$)

Hodnotu momentu setrvačnosti měrného setrvačnicku lze stanovit početně vzhledem k jednoduchému geometrickému tvaru, nebo zjistit odkýváním, např. jako torzní gravitační kyvadlo, podle rovnice

$$I_p = \frac{G \cdot r^2 \cdot T^2}{4 \pi^2 \cdot l} \quad (\text{kpm} \cdot \text{s}^2) \quad (7)$$

kde: G — váha měrného setrvačnicku (kp)
 r — polovina vzdálenosti závěsů (m)
 T — doba kmitu (s)
 l — délka závěsů (m)

STRUČNÁ METODIKA ZKOUŠEK

Po připojení elektromagnetického snímače ke klikovému hřídeli a zapojení přístrojů se motor prohřeje na teplotu 80°C . Na vývodový hřídel traktoru se nasadí měrný setrvačnick. Motor se nastaví na 500 ot./min. Kontrola otáček se provede podle ukazatele přístroje. Rychlým sešlápnutím akceleračního pedálu se zvýší dodávka paliva na maximum a změří se úhlové zrychlení v závislosti na otáčkách motoru. Měření se uskuteční podle požadované přesnosti vícekrát. Stejným způsobem se změří i zrychlení bez měrného setrvačnicku. Provede se redukce měrného setrvačnicku ke klikovému hřídeli a podle rovnice (6) se vypočte moment setrvačnosti rotujících částí motoru. Při přesnějších měřeních je výhodné stanovit moment setrvačnosti při doběhu, tj. z maximálních otáček se zastavením dodávky paliva, čímž se vyloučí případný vliv odchylky činnosti motoru.

Při běžných kontrolních zkouškách však stačí pro každý typ motoru určit jednorázově hodnotu I a tím je možné zkrátit a zjednodušit zkoušku, která se omezí jen na měření průběhu ε .

ZPRACOVÁNÍ A VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Do oscilogramu získaného z měření

$$\varepsilon = f(n)$$

se dokreslí síť a podle cejchu se určí hodnoty ε , n .

Při známém momentu setrvačnosti se pro jeden bod vypočte podle rovnice (1) hodnota točivého momentu a zakreslí se stupnice momentů. Dále lze podle rovnice (2) vypočítat potřebný počet bodů průběhu výkonu, který se do oscilogramu ve vhodném měřítku zakreslí, pokud nebyl výpočet a záznam proveden elektrickou cestou.

Tímto způsobem se velmi rychle získá výkonová část charakteristiky motoru. Na jejím základě je možno zjistit důležité údaje o činnosti motoru, posoudit jeho činnost a technický stav. Lze posoudit činnost regulátoru otáček. Velikost a průběh točivého momentu a výkonu umožňují posouzení činnosti palivové soustavy, rozvodového ústrojí a technického stavu pístní skupiny. Na základě zpomalení při doběhu je možno stanovit mechanické ztráty a podle rovnice

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_t + M_{tz}} \quad (8)$$

vypočítat mechanickou účinnost motoru.

M_{tz} je moment způsobený mechanickými ztrátami a zjistí se jako součin momentu setrvačnosti rotujících částí a zpomalení při doběhu motoru.

VÝSLEDKY LABORATORNÍCH ZKOUŠEK

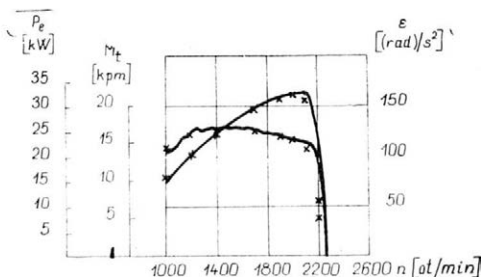
Při laboratorním ověřování navržené metody byly získány tyto výsledky:

Na základě statistického vyhodnocení měření u traktorových motorů Z 3011 a Z 4011 bylo zjištěno, že při rozběhu nedochází k takovým náhodným odchylkám činnosti motoru, které by znehodnotily naměřené výsledky nebo vyžadovaly velký počet měření k vyloučení náhodných chyb.

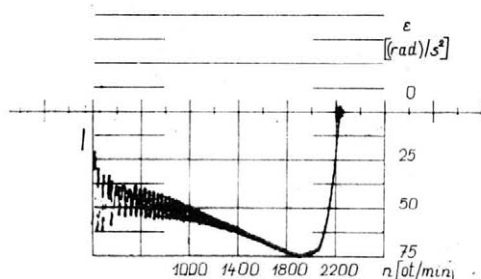
Byla též ověřena porovnatelnost výsledků měření s výsledky zkoušek na brzdě. Výsledky měření motoru traktoru Z 4011 jsou uvedeny v tabulce I. Zkoušky byly provedeny v laboratoři brzd katedry traktorů a automobilů FM VŠZ na výkonové brzdě VD 110.

I. Výsledky zkoušek motoru na motorové výkonové brzdě

	Otáčky — 1/min										
	1000	1200	1400	1500	1700	1900	2000	2050	2100	2150	2200
M_t (kpm)	14,53	16,01	16,63	16,57	16,40	15,69	15,36	15,04	14,13	13,20	4,90
P_e (kW)	15,25	20,20	24,40	26,00	29,50	31,30	32,20	32,20	31,10	29,80	11,30



3. Porovnání výsledků zjištěných navrženou metodou a brzděním. Údaje označené x jsou podle výsledků naměřených na brzdě



4. Průběh a velikost zpomalení při doběhu motoru

Výkonová část charakteristiky, zjištěná navrženou metodou a pro porovnání doplněná hodnotami z brzdy, je na obrázku 3. Moment setrvačnosti rotujících částí motoru $I = 0,1317 \text{ (kpm} \cdot \text{s}^2\text{)}$.

Na obrázku 4 je záznam doběhů pro zjištění momentu setrvačnosti rotujících částí motoru a pro výpočet mechanické účinnosti.

ZÁVĚRY

Navržená metoda zkoušení vznětových motorů je jediným bezbrzdovým způsobem, který umožňuje měřit vnější točivý moment a výkon v celém průběhu otáček motoru. Všechny ostatní bezbrzdové způsoby měří údaje jiné a z nich usuzují na vlastnosti motoru. Znamená to, že navržená metoda se nejvíce přiblížila měření na výkonových brzdách. V porovnání s ním má však některé přednosti.

Výrazně zkracuje dobu měření v porovnání se zkouškami na brzdě, hlavně dobu, při které je traktor vyrazen z provozu. To je umožněno tím, že zařízení je převozná, příprava motoru ke zkoušce nevyžaduje zvláštní montážní práce a doba vlastního měření je velmi krátká.

Výsledek lze vyhodnotit nezávisle na práci motoru.

Toto zkrácení doby zkoušky umožňuje zvýšit počet uskutečněných měření a tím získat přesnější a obsáhlejší podklady.

K měření hlavních údajů se používá moderních přístrojů, které se rychle vyvíjejí a které zproduktivňují a zkvalitňují měření a vyhodnocování výsledků. To znamená, že navržená metoda umožňuje další vývoj a zde uvedená řešení jsou vlastně prvním stadiem.

Po zpracování lze metodu použít i při kontrolách jiných vznětových motorů, nejen traktorových, bez ohledu na jejich výkon, jejichž zkoušení na brzdě je obtížné.

Vzhledem k jeho přesnosti lze měření použít i při výzkumných a vývojových pracích.

Došlo dne 5. 2. 1969

Новый метод определения параметров мощности тракторных дизельных двигателей

Предложенный метод испытания дизельных двигателей представляет собой единственный способ нетормозного испытания, который дает возможность производить замер внешнего крутящего момента и мощности во время работы двигателя. Все остальные нетормозные способы измерений помогают найти другие показатели, на основании которых можно сделать вывод о свойствах двигателя. Это значит, что предложенный метод наиболее приблизился к тормозному способу замера мощности, однако по сравнению с ним он имеет некоторые преимущества.

По сравнению с тормозными испытаниями значительно сокращается время, затраченное на замер, в течение которого трактор выходит из эксплуатации. Это возможно благодаря тому, что приспособление можно транспортировать, подготовка двигателя к испытаниям не требует особых монтажных работ и на замер затрачивается мало времени.

Оценку результатов можно производить независимо от работы двигателя.

Это сокращение периода испытаний дает возможность увеличить количество замеров и, таким образом, получить более точные и обширные данные.

Для замера главных показателей применяются современные приборы, которые быстро усовершенствуются, благодаря чему замер и оценка результатов становятся более продуктивными и более качественными. Следовательно, предложенный метод предоставляет возможности дальнейшему развитию и приведенное здесь решение представляет собой по существу первый этап решения всей проблематики.

После усовершенствования метода его можно будет применять для контролирования не только тракторных, но и других дизельных двигателей, независимо от их мощности, тормозные испытания которых довольно трудоемки.

Ввиду точности замера, этот метод можно применять и в научно-исследовательской и конструкторской работе.

A New Method for the Determination of Power Characteristics with the Tractor Compression Ignition Engines

The method devised for the testing of compression ignition engines is the only brakeless method of testing which enables to determine the outer torque and power within the whole course of revolutions. All other brakeless methods determine other values, on hand of which the engine characteristics are derived. This means, that the method devised is the most closely related to the measuring on the power brakes, but has some advantages over it.

It decreases significantly the time needed for the measuring when compared with the braking test, notably the time for which the tractor is out of operation. This is due to the fact that the equipment is portable, the preparation of the engine for the test does not require any mounting operations and the time proper of the measuring is very short.

The result can be evaluated independently on the operation of the engine.

This shortening of the time needed for the test enables to increase the number of actual measurements and to obtain more accurate and detailed information.

To determine the main characteristics, modern apparatuses and devices are used which make the measuring and evaluation of the results more efficient and of higher quality. It means, that the method devised enables a further development and the solutions described are the first stage.

After some more improvement, the method can be used also for testing of other compression ignition engines, i. e. not only with tractors, regardless their h. p., the braking tests of which are difficult.

With regard to the accuracy of the method, it can be used with research and development operations as well.

Neues Verfahren für die Ermittlung der Leistungsparameter von Schlepperdieselmotoren

Das vorgeschlagene Verfahren der Prüfung von Dieselmotoren ist das einzige bremslose Prüfverfahren, daß die Messung des Außendrehmomentes und der Leistung im ganzen Drehzahlbereiche gestattet. Alle übrigen bremslose Verfahren messen andere Angaben und schließen daraus auf die Eigenschaften des Motors. Das bedeutet, daß die vorgeschlagene Methode sich am meisten der Messung auf Leistungsbremsen nähert, allerdings im Vergleich dazu weist es manche Vorzüge auf.

Es kürzt im Vergleich zu den Bremsprüfungen ausdrucksvoll die Meßzeit, vor allem die Dauer, während der Schlepper außer Betrieb gesetzt wird. Das wird dadurch ermöglicht, daß die Einrichtung ortsbeweglich ist, die Motorvorbereitung zur Prüfung macht keine besonderen Montagearbeiten erforderlich und die eigentliche Meßdauer ist sehr kurz.

Das Ergebnis kann unabhängig von der Motorarbeit ausgewertet werden.

Diese Kürzung der Prüfdauer gestattet, die Anzahl der realisierten Meßvorgänge zu erhöhen und so genauere und umfangreichere Unterlagen zu gewinnen.

Zur Messung der Hauptangaben werden moderne Geräte verwendet, die sich rasch entwickeln und die Messung und Auswertung von Ergebnissen produktiver und qualitativer machen. Das bedeutet, daß das vorgeschlagene Verfahren die weitere Entwicklung ermöglicht und daß die erwähnten Lösungen eigentlich das erste Stadium darstellen.

Nach der Durchbildung kann dieses Verfahren auch für Kontrollen von anderen Dieselmotoren dienen, deren Bremsprüfung schwierig erscheint, und zwar nicht nur bei den Schleppermotoren, ohne Rücksicht auf deren Leistung.

Das Verfahren kann infolge seiner Genauigkeit auch für Forschungs- und Entwicklungsarbeiten angewendet werden.

Adresa autora:

Doc. ing. Oldřich Petr, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta,
Praha - Suchbát

■ Při řešení výzkumných úkolů, zabývajících se vytvářením mechanizovaných a automatizovaných linek pro skot, byly kromě jiného vyšetřovány i různé veličiny ovlivňující plynulost manipulace s objemovými krmivy, spolehlivost provozu linek, výkonnost jednotlivých strojů a měrnou spotřebu hnací energie. V současném stavu vývoje strojního zařízení pro krmné linky činí největší potíže vyřešení plynulého, spolehlivého a po všech stránkách výkonného odběru materiálu ze souvislé vrstvy. Další části krmného procesu, tj. doprava, skladování a dávkování krmiv, jsou z hlediska mechanizování podstatně jednodušší a technicky méně náročné. Proto se z charakterových vlastností materiálu ukazuje jako nejdůležitější jeho vhodnost k strojnímu odběru z konzervačních věží, a to at spodními, či vrchními vybírači. Odběr frézovacími vybírači splňuje nezbytné předpoklady k vytváření kontinuálních mechanizovaných krmných linek pro skot, jakož i předpoklady k zavádění prvků automatizace a samočinné regulace.

Faktory ovlivňující průběh odběru krmiva z věží jsou jednak technické, souvisící především s konstrukčním řešením stroje, jednak jsou dány druhem odebíraného materiálu, délkou jeho řezanky a obsahem sušiny.

V publikovaných pracích se jen velmi zřídka objevují zmínky o vlivu druhu materiálu na činnost vybíracích strojů v silážních věžích. Pokud jsou, pak tyto ojedinělé údaje nejsou zaměřeny přímo k tomuto problému, avšak obsahují některé souvislosti. Geraskov (1961) a Zuev (1961) se zmiňují o „soudržnosti“ nebo také „měrné pevnosti siláže“, Geraskov pak o soudržnosti v souvislosti s řešením otázky vytváření klenby siláže při vyprazdňování zásobníků, avšak konkrétní hodnoty neuvádí. Zuev se zmiňuje o soudržnosti materiálu v souvislosti s odebíráním siláže pomocí vibrujícího drapáku. Konkrétní uváděné hodnoty jsou zřejmě podmíněny technologií odebírání pomocí drapáku, avšak autor neuvádí metodu, jakou byly tyto hodnoty získány.

V předkládaném příspěvku jsou shrnuty všechny dosavadní poznatky autorů o vlivu druhu materiálu na jeho vhodnost k odběru, získané jednak zkouškami současných vybíračů siláže z věží, jednak speciálním zjišťováním soudržnosti materiálu.

1. POZNATKY Z ČINNOSTI VYBÍRACÍCH STROJŮ

Podle výsledků pozorování činnosti většího počtu vrchních i spodních vybíračů siláže z věží lze nejčastěji používaná krmiva v krmné dávce rozčlenit do tří základních skupin (tab. I):

a) Krmiva velmi vhodná až vhodná k odběru; mohou být odebírána bez provozních poruch a bez nutnosti obsluhy stroje.

b) Krmiva vhodná až méně vhodná k odběru; při jejich odběru vznikají občasné obtíže, takže přítomnost obsluhovatele je nutná (i když převážně jen pro kontrolu). Při

I. Rozčlenění materiálu podle vhodnosti k odběru

a	b	c
Kukuřice Oves Směs ovsa s vojtěškou nebo jetelem Obilní směsky	Vojtěška, jetel Kukuřice s vojtěškou Jetelotrávní a vojtěškotrávní směsky	Trávy

odběru těchto materiálů spodními vybírači byl zaznamenán zvýšený počet technických poruch.

c) Krmiva méně vhodná až nevhodná k odběru; při jejich odběru vznikají časté provozní potíže, u spodních vybíračů i časté technické poruchy. Přítomnost obsluhovatele při odběru je nutná vzhledem k nutnosti častých zásahů do činnosti stroje.

Výsledky měření z ověřovacích zkoušek různých vybíračů siláže dokazují, že hodinová výkonnost při odběru různých materiálů v podstatě souhlasí s uvedenou klasifikací, zatímco měrná spotřeba hnací energie k objasnění této otázky významně nepřispívá.

V další části příspěvku bude proto věnována pozornost hodinové výkonnosti jednotlivých vybíračů siláže z věží ve vztahu k druhu odebíraného materiálu. Všechny dále uvedené výsledky byly zjištěny při délce řezanky, vhodné podle platné metodiky ke strojnímu odběru.

1.1 MATERIÁLY VELMI VHODNÉ AŽ VHODNÉ K ODBĚRU

Všimněte si nejprve výsledků pokusů získaných při odběru kukuřice, které jsou přehledně uvedeny v tabulce II.

II. Výsledky dosažené při odběru kukuřice sklizené v mléčné voskové zralosti

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
Big Jim	vrchní	do vnitřní šachty	nestanovena	10,26	nestanovena
VSH-6	vrchní	do vnitřní šachty	23,51	7,64	1,80
Badger-9	vrchní	do vnější šachty	22,38—23,73	5,92	1,38
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	21,86	5,58	1,22
Harvestore	spodní	na bok věže	nestanovena	1,51— —1,92	nestanovena
Harvestore	spodní	na bok věže	nestanovena	1,03— —2,94	nestanovena
Volumatic	vrchní	do vnější šachty	nestanovena	5,26	nestanovena
VSH-9	vrchní	do vnější šachty	nestanovena	7,53	nestanovena

Z údajů v tabulce vyplývá, že při obsahu sušiny v kukuřici vyšším než 20 % byla velmi uspokojivá výkonnost strojů, které pracovaly vždy bez obtíží a plynule.

Tento příznivý stav souvisí s vegetačním stadiem kukuřice v době sklizně. Při obsahu sušiny nad 20 % bývá kukuřice již v mléčné voskové zralosti, kdy palice po rozřezání snižují soudržnost materiálu. Odlišný stav může však vzniknout při sklizení kukuřice v ranějším vegetačním stadiu, kdy ještě nemá palice a obsah sušiny nepřevyšuje 20 % (viz tab. III).

Z tabulky III je zřejmé, že při nižším obsahu sušiny v kukuřici je výkonnost stroje nižší. Při velmi vlhkém materiálu (tab. III — stroj VSH 9) se projeví i provozní poruchy, vzniklé ucpáním metače příliš lepkavým materiálem.

Dále však bude posuzována pouze kukuřice s obsahem sušiny nad 20 %.

Dalším materiálem s velmi vhodnými vlastnostmi k strojnímu odběru je oves sklizený pro silážování na počátku mléčné voskové zralosti, kdy obsahuje asi 50–60 % sušiny. Pokusy s odběrem samotného ovsa mohly být uskutečněny pouze se spodními vybírači; jejich výsledky jsou obsaženy v tabulce IV.

Při odběru ovsa s vojtěškou strojem Harvestore (tab. V) byl poměr ovsa k vojtěšce 4,04 (podle hmotnosti), při odběru strojem Chepos byl tento poměr 0,92.

Výsledky obsažené v tabulkách IV a V dokazují jak výbornou vhodnost ovsa k strojnímu odběru, tak i jeho schopnost zlepšit vhodné vlastnosti k odběru u těch materiálů, které samy o sobě nejsou k odběru příliš vhodné.

Méně vhodné k strojnímu odběru jsou obilní směsky. Výsledky činnosti vybíračů při odběru obilních směsek uvádí tabulka VI.

Směsky nezpůsobují poruchy při činnosti strojů, což lze vysvětlit přítomností obilních částic. Vybírací výkonnost strojů je však ponejvíce u obilních směsek menší než u směsi ovsa s vojtěškou a přibližuje se výkonnosti při odběru vojtěšky nebo jetele.

III. Výsledky dosažené při odběru kukuřice sklizené v ranějším vegetačním stadiu

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na suš.
Badger-9	vrchní	do vnější šachty	18,89–25,50	4,38	1,05
VSH-9	vrchní	do vnější šachty	14,95–18,64	3,56	0,61
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	20,00	3,47	0,69
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	20,00	4,60	0,92

IV. Výsledky dosažené při odběru ovsa

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na suš.
Harvestore	spodní	na bok věže	52,30	2,23	1,17
Alkosil	spodní	do podjezdu	49,70	2,31	1,15

V. Výsledky při odběru ovsa s vojtěškou nebo s jetelem

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
VSH-6	vrchní	do vnitřní šachty	43,00 – 48,70	5,57	2,49
Badger-9	vrchní	do vnější šachty	27,50 – 31,74	5,06	1,54
Clay	vrchní	do vnější šachty	42,40 – 48,50	3,85	1,92
Clay	vrchní	do vnitřní šachty	48,75	11,89	5,80
Harvestore	spodní	na bok věže	57,13	1,96	1,12
Chepos	spodní	do podjezdu	52,30 – 56,97	1,64	0,93
Chepos	spodní	do podjezdu	47,43 – 62,27	1,66	0,95

VI. Výsledky při odběru obilní směsky

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
VSH-9	vrchní	do vnější šachty	30,30 – 38,60	5,34	1,69
Big Jim	vrchní	do vnitřní šachty	32,00 – 51,90	3,29	1,34
Harvestore	spodní	na bok věže	43,20 – 51,27	1,36	0,63
Harvestore	spodní	na bok věže	45,90	1,06	0,49
Harvestore	spodní	na bok věže	53,00	1,26	0,67
Harvestore	spodní	na bok věže	nestanoveno	1,16–1,84	nesta- noveno
Harvestore	spodní	na bok věže	nestanoveno	1,06–1,26	nesta- noveno

1.2 MATERIÁLY VHODNÉ AŽ MĚNĚ VHODNÉ K ODBĚRU

Do kategorie těchto materiálů lze zařadit vojtěšku, jetel, směs kukuřice s vojtěškou, jetelotrávní a vojtěškotrávní směsky, někdy i trávy (pokud obsahují dostatečný podíl tvrdých stébel). U těchto plodin byly však zjištěny podstatně větší rozdíly ve vhodnosti k odběru než u kukuřice a ovsa, což lze vysvětlit výraznějším vlivem délky řezanky a obsahu sušiny; u jetelotrávních a vojtěškotrávních směsek se uplatňuje navíc ještě kvalita trav a jejich podíl ve směsi.

Výsledky dosažené při odběru vojtěšky a jetele uvádí tabulka VII.

VII. Výsledky při odběru vojtěšky a jetele

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažná na sušinu
Starline	vrchní	do vnější šachty	34,00 – 63,95	1,43	0,63
Volumatic	vrchní	do vnější šachty	29,68 – 36,23	3,42	1,13
Big Jim	vrchní	do vnitřní šachty	30,55 – 57,95	5,20	2,30
VÚZS	vrchní	do vnitřní šachty	30,55 – 46,90	3,63	1,42
Volumatic	vrchní	do vnější šachty	27,30	1,82	0,50
Alkosil	spodní	do podjezdu	62,04 – 70,32	1,06	0,71
Alkosil	spodní	do podjezdu	64,43 – 67,35	1,03	0,73
Alkosil	spodní	do podjezdu	32,47 – 67,01	1,48	0,69
Harvestore	spodní	na bok věže	51,93 – 58,27	1,15	0,64
Harvestore	spodní	na bok věže	46,70 – 51,50	0,81	0,41
Harvestore	spodní	na bok věže	35,79	0,98	0,35
Harvestore	spodní	na bok věže	55,50	0,72	0,40
Harvestore	spodní	na bok věže	54,20	1,21	0,66
Harvestore	spodní	na bok věže	nestanoveno	1,28	nestanoveno
Chepos	spodní	do podjezdu	38,51 – 43,18	1,27	0,52

Z výsledků uvedených v tabulce VII je u spodních vybíračů patrné jisté zhoršení odběru vojtěšky a jetele v porovnání se směskami, zatímco u vrchních vybíračů lze rozdíl těžko prokázat.

Klasifikování vojtěšky a jetele jako materiálu s horší vhodností k odběru je způsobeno hlavně tím, že způsobuje více poruch při činnosti vybíračů než směsky. Na pracovišti VÚZT byly v období pěti let ověřovány spodní vybírače ve věžích Harvestore, Alkosil a Chepos při odběru vojtěšky, jetele, vojtěšky s ovsem, luskobílné směsky a ovsa. Bylo zaznamenáno osm velmi vážných poruch, které způsobily přerušení odběru na dobu delší čtyř dnů. Tyto poruchy vznikly při odběru vojtěšky nebo jetele. Mimoto byl v různých zemědělských závodech informativně sledován provoz 25 spodních vybíračů. U těchto strojů vzniklo již v prvním roce sledování 25 poruch, které způsobily přerušení odběru na dobu delší než jeden den. Všechny tyto poruchy vznikly při odběru vojtěšky, jetele, jetelotravních a vojtěškotravních směsek, většinou při obsahu sušiny v materiálu v intervalu 30–40 %.

VIII. Výsledky při odběru kukuřice s vojtěškou

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
VSH-9*	vrchní	do vnější šachty	27,00–32,00	3,54	1,03
VSH-6*	vrchní	do vnější šachty	30,10–36,03	3,48	1,21

* s hnacím bubnem

IX. Výsledky při odběru jetelotrávních a vojtěškotrávních směsí

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	57,00	2,62	1,49
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	40,00	1,75	0,70
Badger-6	vrchní	do vnější šachty	42,00	2,20	0,92
Kemper	spodní	na bok věže	45,74	0,85	0,39

X. Výsledky při odběru trav

Vybírací stroj	Typ stroje	Způsob odhozu materiálu	Obsah sušiny v materiálu %	Hodinová výkonnost t h ⁻¹	
				absolutní	vztažená na sušinu
VSH-9	vrchní	do vnější šachty	35,50	1,62	0,58
VSH-6	vrchní	do vnější šachty	47,38	1,44	0,68
VSH-6	vrchní	do vnější šachty	49,00	1,55	0,76
VSH-6	vrchní	do vnější šachty	47,38	1,31	0,62

Při odběru směsi kukuřice s vojtěškou se projevuje jisté zhoršení hlavně při činnosti vrchních vybíračů s hnacím bubnem. Při ukládání do věže se totiž tyto materiály odlišují a vytvářejí poměrně ostře ohraničené partie kukuřice a vojtěšky. V důsledku značných rozdílů ve fyzikálně mechanických vlastnostech těchto materiálů se při odběru vybírači s hnacím bubnem tvoří nepravidelnosti hladiny, což často ruší plynulou činnost stroje.

Výsledky činnosti strojů při odběru směsi kukuřice s vojtěškou jsou uvedeny v tabulce VIII.

Do kategorie materiálů vhodných až méně vhodných k odběru patří též i jetelotrávní a vojtěškotrávní směsky a popřípadě některé trávy s tvrdými stébly. Přehled výsledků, dosažených při odběru těchto materiálů, je obsažen v tabulce IX.

1.3 MATERIÁLY MĚNĚ VHDNĚ AŽ NEVHDNĚ K ODBĚRU

Do této kategorie materiálů patří trávy, u nichž je odběr tím obtížnější, čím méně tvrdých stébel obsahují. K odběru proto bývají nejméně vhodné trávy z posledních sečí. Přehled výsledků z odběru trav je uveden v tabulce X.

1.4 ZHDNOCENÍ VÝSLEDKŮ POKUSŮ S VYBÍRACÍMI STROJI

Hodnotíme-li vhodnost různých materiálů k odběru podle výkonnosti vybíračů siláže z věží, dospíváme rozbohem výše uvedených výsledků k závěru, že podle absolutní dosažené výkonnosti je nejvhodnější kukuřice, oves, oves s vojtěškou nebo jetelem. Dále směsky, i když rozdíl mezi výkonností při odběru směsek a vojtěšek nebo jetelů není již tak výrazný.

K podobnému závěru dospíváme hodnocením podle výkonnosti vztažené na množství vybrané sušiny materiálu; kukuřice se však projevuje méně příznivě hlavně proto, že má zpravidla menší obsah sušiny.

Tyto materiály tedy lze zařadit do kategorie *a* (tab. I), zpracované z hlediska provozní spolehlivosti vybíračů při odběru různých druhů krmiv. Obdobná shoda výsledků je u materiálů kategorie *b*; avšak podle výkonnosti absolutní i vztažené na sušinu se kukuřice s vojtěškou řadí před vojtěšku nebo jetel. Podle výkonnosti vybíracích strojů jsou na posledním místě trávy.

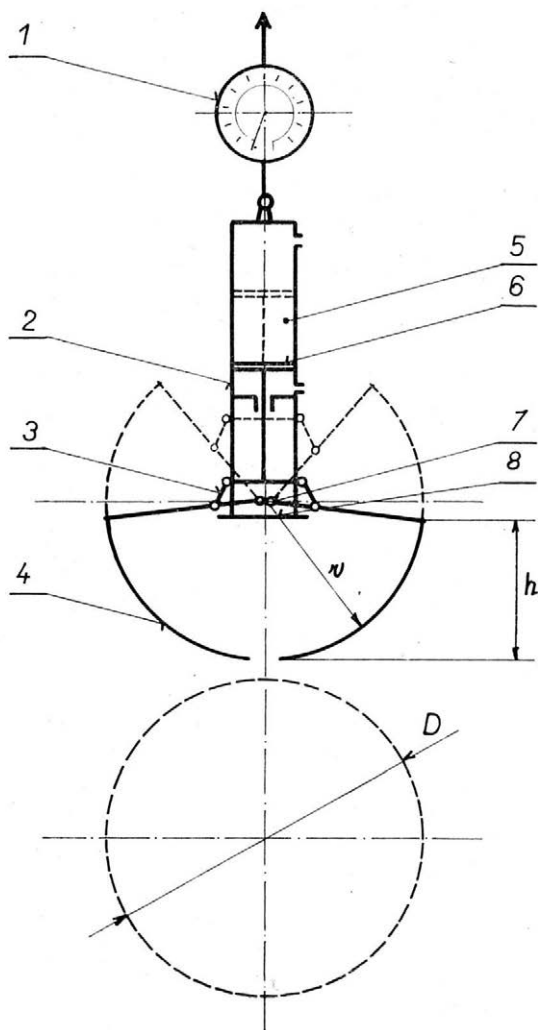
2. SOUDRŽNOST MATERIÁLŮ VE VĚŽÍCH

Z předcházející stati je patrné, že v provozních podmínkách je velmi obtížné stanovit objektivní kritéria k vyjádření vhodnosti různých materiálů k odběru; není totiž prakticky dobře možné provést více pokusů, při kterých by se měnila jen zkoumaná veličina (v tomto případě druh materiálu), zatímco ostatní důležité veličiny (délka řezanky, obsah sušiny a vybírací stroj) by zůstaly beze změny.

Proto bylo přistoupeno k vypracování porovnatelné metody, a to měření soudržnosti materiálů.

Fyzikální vlastnosti zkoušeného materiálu a nutnost většího množství pokusů přímo v provozních podmínkách vedly k použití měrného drapáku; k stanovení síly potřebné k odtržení materiálu bylo použito kulového vrchlíku stálých rozměrů. Jde tedy o překročení meze pevnosti zkoušeného materiálu při definovatelných a opakovatelných podmínkách. Napětí, kterým se určuje mez pevnosti, se vždy vztahuje k počátečnímu průřezu, bez namáhání zkoušeného materiálu. Dodržet tuto podmínku není možné, neboť pokusy se konají v neporušeném materiálu; počáteční průřez je sice určen velikostí kulového vrchlíku, který obalují ramena drapáku, ale vlastní odtržení může vzhledem k délce řezanky, vrstvení atd. proběhnout i mimo tyto vymezené hranice. K tomu také při pokusech často dochází. Pro výpočet meze pevnosti bylo proto třeba zvolit metodu proměření odtržené části materiálu a zpětného přepočtu plochy. Jelikož měření této členité plochy činí značné potíže, bylo pro výpočet meze pevnosti použito průmětu odtrženého náběru drapáku do vodorovné roviny. Proto dále zjištěnou hodnotu nenazýváme mezi pevnosti materiálu (jak bylo uvedeno dříve, je definována jiným způsobem), ale soudržností, udávanou v kp m^{-2} .

Schéma přístroje na určování soudržnosti je na obrázku 1. Je to speciálně konstruovaný drapák, jehož funkční ústrojí je uzpůsobeno tak, aby struktura materiálu byla při vnikání bodců minimálně porušena. Ramena bodců (4) jsou uchycena co nejbližší svislé ose drapáku (7) a 8 bodců kruhového tvaru ohraničuje při vnikání do materiálu vrchlík koule o průmětu $\varnothing D$. Zkoušený materiál je na povrchu vrchlíku porušen minimálně.



1. Schéma přístroje k určování soudržnosti siláže a senáže

1 – pružinový dynamometr; 2 – hydraulický válec s rámem pro uchycení drapáku; 3 – kloubový mechanismus ramen bodců; 4 – bodce; 5 – hydraulický válec; 6 – píst; 7 – uchycení ramen drapáku; 8 – opěrná deska

Jelikož při odběru je nutno zachovat stejné podmínky, je třeba, aby před vniknutím bodců do materiálu byla opěrná deska drapáku (8) opřena o jeho povrch. Síla potřebná k odtržení byla měřena na pružinovém dynamometru (1) s kruhovou stupnicí, opatřenou volnou ručkou pro zachycení maximální síly.

Zkoušky byly konány v otevřených silážních věžích během odebírání siláže vybírači. Povrch materiálu nebyl upravován. V místech měření byly odebírány vzorky materiálu k určování délky řezanky, obsahu sušiny a objemové hmotnosti.

Základní charakteristiky naměřených hodnot jsou uvedeny v tabulce XI.

Podle velikosti síly potřebné k odtržení náběru je možno seřadit materiály v pořadí: kukuřice, směs s ovsem, obilní směska, vojtěška a jetelotravní směsky. Toto pořadí (tab. XII) odpovídá i sledu materiálů sestavených podle soudržnosti.

Porovnáním jednotlivých hodnot v tabulce XI vidíme, že v mezích měřených hodnot nemá na hodnotu soudržnosti určující vliv vlhkost materiálu, jejíž velikost neodpovídá uvá-

děnému pořadí; výrazný vliv bude mít zřejmě délka řezanky.

Způsob ovlivňující hodnotu soudržnosti ostatních měřených veličin je patrný z korelace mezi soudržností, vahou náběru a hloubkou odběru. Výpočty byly provedeny společně pro všechny druhy materiálu.

Pro závislost soudržnosti a váhy náběru dostáváme korelační koeficient

$$r_v = 0,580$$

pro závislost soudržnosti a hloubky odběru pak

$$r_h = 0,349$$

Pro $(n-2)$ stupňů volnosti a pro hranici významnosti $p = 0,01$ je podle (2) $r = 0,254$. Vypočítané hodnoty korelačních koeficientů

$$r_v > r_{t_2} \quad r_h > r_t$$

jsou tedy statisticky vysoce významné.

XI. Charakteristicky měřených hodnot při zkouškách soudržnosti

Druh materiálu	Sušina %	Délka řezanky $\bar{x}$ mm	Síla F potřebná k odtržení kp			Váha náběru Q kg			Střední plocha průmětu náběru m ²	Střední hloubka odběru m	Počet měření	Objemová hmotnost kg m ⁻³
			střední hodnota	směro- datná odchylka	interval spolehlivosti pro $p = 95 \%$	střední hodnota	směro- datná odchylka	interval spolehlivosti pro $p = 95 \%$				
Vojtěška	35,3	45	124,5	55,4	104,5—144,5	14,0	16,6	8,1—20,0	0,244	0,26	30	1136*
Kukuřice	22,4	33	39,5	14,2	35,5—43,5	6,9	8,7	4,5—9,4	0,124	0,22	50	832
Směska	24,2	40	96,8	31,1	78,3—115,3	14,9	3,2	13,0—16,8	0,192	0,24	11	906
Směs s ovsem	33,10	33	95,1	42,1	68,8—121,3	17,1	3,2	15,1—19,1	0,232	0,23	10	533
Jetelotravní směska	26,6	74	256,0	90,7	174,8—337,2	23,0	3,6	19,8—26,2	0,338	0,30	5	671

* Objemová hmotnost vojtěšky byla ovlivněna doplněním věže vlhkou pořezanou kukuřicí

XII. Soudržnost různých materiálů v silážních věžích

Druh materiálu	Soudržnost (kp m ⁻²)		Střední hodnota poměru trhací síly k hmotnosti náběru	
	střední hodnota	interval spolehlivosti pro $p = 95 \%$	pro jednotlivé plodiny	u všech plodin
Kukuřice	314,6	268,5 – 360,7	6,0	7,5
Směs s ovsem	414,7	326,7 – 502,7	5,5	
Směska	509,1	420,3 – 587,9	6,7	
Vojtěška	516,3	469,5 – 553,1	9,3	
Jetelotravní směska	757,8	459,8 – 1055,8	9,9	

Odhadneme ještě interval, v němž s danou spolehlivostí leží koeficient korelace, pomocí Fischerovy transformace:

$$z' = \frac{1}{2} \ln \frac{1+r}{1-r}$$

Podle Myslivce je pro $r_0 = 0,580$, $z' = 0,6625$ a směrodatná odchylka

$$\sigma_z = \frac{1}{\sqrt{n-3}} = 0,098$$

Při 95% spolehlivosti leží hodnota ξ , odpovídající neznámé hodnotě korelačního koeficientu ξ základního souboru, v intervalu mezi čísly

$$\begin{aligned}\xi_1 &= z' - 1,96 \sigma_{z'} = 0,470 \\ \xi_2 &= z' + 1,96 \sigma_{z'} = 0,854\end{aligned}$$

Odpovídající hodnoty korelačního koeficientu jsou pak podle Myslivce $\xi_1 = 0,438$ a $\xi_2 = 0,691$

Vidíme, že hodnoty

$$\xi_1' > r_{0,01} \quad \xi_2 > t_{0,01}$$

Mezi soudržností a vahou náběru je tedy vysoce významný vztah.

Pro korelační koeficient r_h , závislosti soudržnosti a hloubky odběru dostaneme podle Myslivce $z' = 0,365$. Jelikož $\sigma_{z'}$ se proti předešlému případu nemění, je

$$\xi_1 = 0,173 \quad \text{a} \quad \xi_2 = 0,557$$

Odpovídající hodnoty korelačního koeficientu jsou pak podle (Myslivce)

$$\xi_1 = 0,168 \quad \xi_2 = 0,508$$

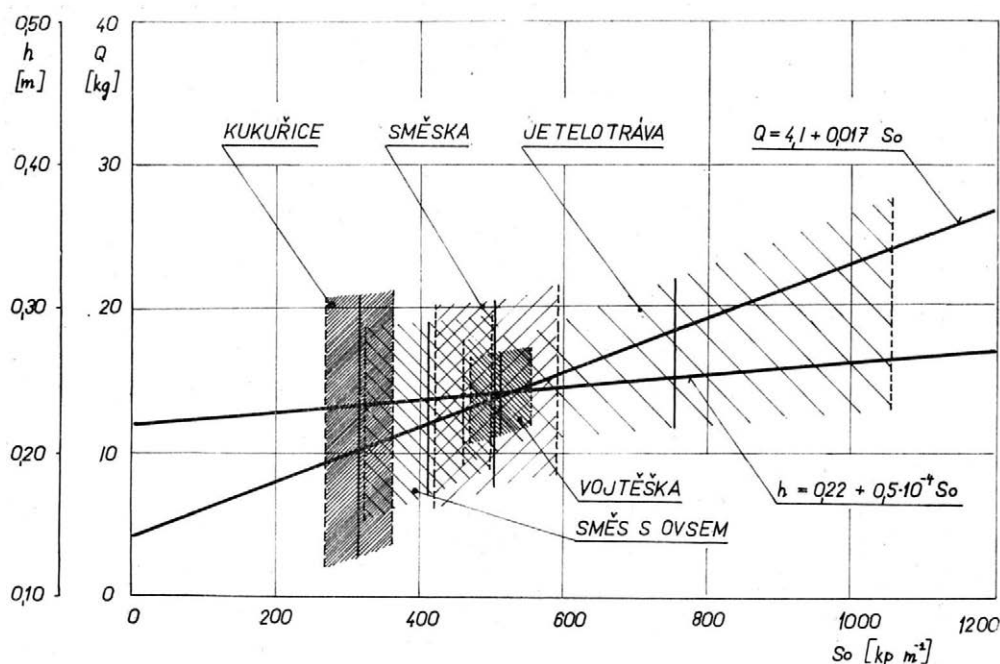
Jelikož je hodnota

$$\xi_1 > r_{0,1}$$

a hodnota

$$\xi_2 > r_{0,01}$$

lze předpokládat, že mezi soudržností a hloubkou odběru existuje významný vztah.



2. Závislosti hmotnosti náběru a hloubky odběru na soudržnosti

Stanovíme-li dále regresní koeficienty obou závislostí, platí, že

$$Q = 4,1 + 0,017 S$$

$$h = 0,22 + 0,00005 S$$

kde: S — soudržnost (kp m^{-2})
 Q — hmotnost náběru (kg)
 h — hloubka odběru (m)

Graficky jsou tyto závislosti znázorněny na obrázku 2; střední hodnoty soudržnosti pro jednotlivé plodiny jsou vyznačeny šrafovaným polem pro 95% spolehlivost.

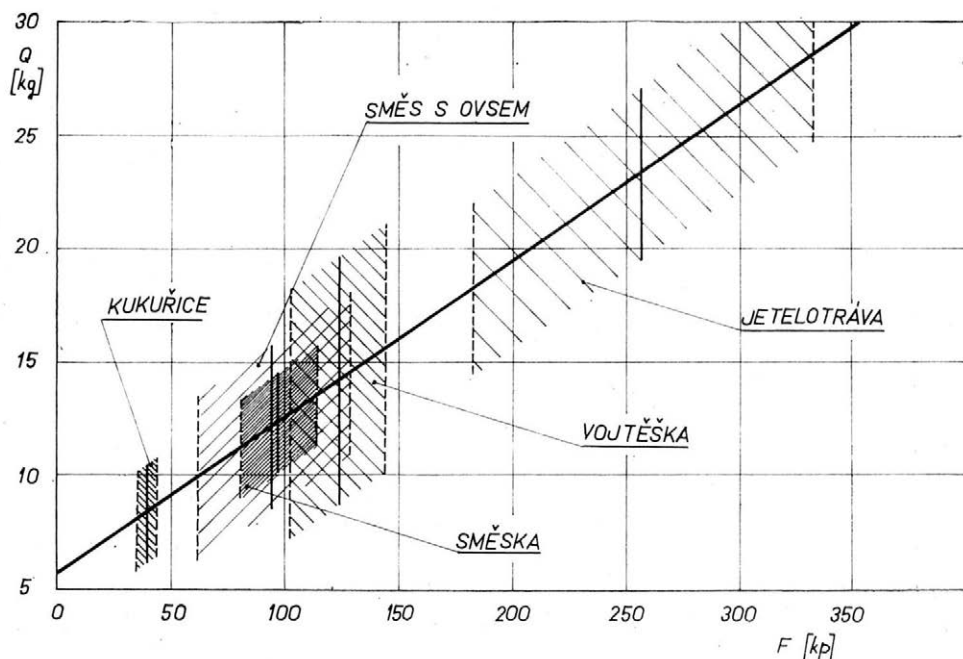
Váhu náběru lze také vztáhnout přímo k dosahované trhačí síle. Tato závislost je také vysoce významná spolu s korelačním koeficientem $r = 0,763$.

Rovnice regresní přímky

$$Q = 5,63 + 0,07 F$$

kde F (kp) je síla potřebná k odtržení náběru, je použito ke grafickému znázornění na obrázku 3; pro jednotlivé měřené plodiny jsou střední hodnoty trhačí síly a rozsahy souborů pro spolehlivost 95 %.

Ze závislosti uvedených na obrázku 2 vyplývá, že soudržnost je zřejmě větší ve směru horizontálním než vertikálním. Charakterizuje to směrnice regresních přímek závislostí, kde přímka charakterizující vzestup hloubky odběru se zvyšující se soudržností má velmi malý vzestup proti přímce charakterizující narůstání váhy náběru. Je zřejmé, že vzhledem k hodnotám objemových hmotností (tabulka XI), zjišťovaným při zkouškách, a při malém stoupání hloubky odběru je vzestup soudržnosti ovlivněn rozměry náběru ve vodorovné rovině. Tento poznatek je plně v souladu s praktickými zkušenostmi a lze jej snadno vysvětlit způsobem plnění silážních věží.



3. Závislost hmotnosti náběru na velikosti trhačí síly

Z uvedených úvah vyplývá, že hodnoty soudržnosti uváděné v tabulce XII by zřejmě ve směru horizontálním ještě vzrostly. Pokus s odběrem siláže v horizontálním směru v otevřeném okně silážní věže prokázal opodstatněnost této úvahy, neboť dosavadním zkušebním zařízením nebylo možno náběr odebrat, přesto, že hodnota dosažené síly přesáhla 600 kp (dosažené maximum ve směru vertikálním bylo okolo 350 kp).

V tabulce XII je dále porovnání trhačí síly a váhy náběru. Velikost poměru těchto hodnot se pohybuje od 5,5 do cca 10. Porovnáme-li podle tohoto kritéria pořadí zkoušených materiálů, vidíme, že ke změně v pořadí podle soudržnosti dochází pouze u kukuřice a směsi s ovsem. Z toho je možno odvodit již dříve vyslovenou domněnku, že převládající vliv na soudržnost má druh materiálu. Délky řezanky jsou totiž u kukuřice a směsi s ovsem téměř stejné, střední hodnota soudržnosti u směsi s ovsem je podstatně vyšší a poměr váhy náběru k trhačí síle zase nižší. Provedeme-li toto porovnání ještě vzhledem k objemovým hmotnostem, docházíme k jednoznačnému výsledku, že podstatným faktorem soudržnosti je druh materiálu, neboť směs s ovsem měla podstatně menší objemovou hmotnost než kukuřice.

3. ZÁVĚRY

Při zkoumání vlivu druhu materiálu na jeho vhodnost k strojnímu odběru z věží se předpokládalo, že zjištěné poznatky budou mít širší, v podstatě obecnou platnost pro veškerou strojní manipulaci s krmivem v procesu vyskladňování a krmení. Tento předpoklad vycházel ze zkušeností získaných několikaletým ověřováním dosavadních strojů k odběru krmiva z věží a strojů pro dopravu, směšování a dávkování krmiv.

Jako měřítko hodnocení se použilo těchto veličin:

- plynulosti a spolehlivosti činnosti vybíracích strojů,
- absolutní výkonnosti vybíracích strojů,
- výkonnosti vybíracích strojů vztahované na sušinu materiálu,
- soudržnosti materiálu.

Пlynulost a spolehlivost činnosti vybíracích strojů jsou veličinou stanovenou převážně subjektivním hodnocením. Výkonnost vybíračů je proti tomu veličinou zjištěnou výhradně měřením, ale proměnlivost podmínek, za kterých byla zjišťována, neposkytuje dostatečnou záruku objektivnosti dosažených a porovnávaných výsledků. Výsledky zjišťování vhodnosti materiálů k odběru podle plynulosti a spolehlivosti chodu vybíračů a podle výkonnosti se však velmi dobře shodují a pro praktické účely by jistě plně vyhověly.

Jako objektivní kritérium k stanovení schopností různých materiálů k odběru byla vypracována metoda měření soudržnosti. Touto metodou bylo potvrzeno toto postupné pořadí materiálů podle způsobilosti k strojnímu odběru: kukuřice, oves, směs ovsu s jinými obtížněji odebíratelnými materiály, obilní směsky, vojtěška nebo jetel, kukuřice s vojtěškou, jetelotravní nebo vojtěškotravní směsky, trávy.

Předložená práce nechce uzavřít uvedenou problematiku; zpracování problému z různých hledisek a velmi dobrá shoda výsledků však splňují předpoklad dobré spolehlivosti odvozeného závěru.

Došlo dne 5. 3. 1969

Literatura

GERASKOV N. I., 1961, *Experimentaľno-teoretičeskoje issledovanie opytного obrazca mehanizma ravnomernoj vygruzki silosa iz bunkera. Elektrifikacija sel'skogo chozjajstva, Naučnyje trudy VIESCH, tom IX, Moskva.*

MYSLIVEC V., 1957, *Statistické metody zemědělského a lesnického výzkumnictví. ČSAZV, SZN, Praha.*

ZUEV V. A., SMOLKO J. O., 1961, *Elektromechanizacija vyjemki silosa iz jam i tranšej. Elektrifikacija sel'skogo chozjajstva, Naučnyje trudy VIESCH, tom IX, Moskva.*

Zpráva VÚZT č. 694. Praha 6 — Řepy 1967.

Zpráva VÚZT č. 703. Praha 6 — Řepy 1967.

Zpráva VÚZT č. 709. Praha 6 — Řepy 1967.

Годность разных видов консервированных кормов к машинной выемке

При исследовании влияния видов материала на пригодность их выемки из башен при помощи машин предполагалось, что полученные данные будут иметь более широкое, в сущности общее применение в области любых механизированных манипуляций с кормами в процессе разгрузки и кормления. Это предположение исходило из опыта, полученного в результате многолетних испытаний имеющихся машин для выемки кормов из башен, транспортировки, смешивания и дозирования кормов.

В качестве критерия для оценки были использованы следующие величины:

- бесперебойность и надежность работы машин для выемки силоса,
- абсолютная производительность машин для выемки силоса,
- производительность машин для выемки силоса в пересчете на содержание сухого вещества в материале,
- связность материала.

Бесперебойность и надежность работы машин для выемки силоса представляет собой величину, определенную преимущественно путем субъективной оценки. Производительность машин для выемки силоса, напротив, является величиной, полученной исключительно в результате измерений, но изменчивость условий, при которых она была получена, не дает достаточной гарантии объективности полученных и сравниваемых результатов. Результаты определения годности материалов для выемки из силосной башни по бесперебойности и надежности хода силосоразгрузчиков и по производительности, однако, очень хорошо согласуются и, безусловно, полностью удовлетворяют производственным требованиям.

В качестве объективного критерия для определения годности разных материалов к выемке был разработан метод измерения связности материала. При помощи этого метода была определена годность материалов к выемке из башен машинами в следующем порядке: кукуруза, оves, смесь оvsа с другими трудно выгружаемыми материалами, смеси злаковых трав с клевером или люцерной, травы.

Suitability of Different Kinds of Preserved Fodder for Mechanical Unloading

When investigating the suitability of the different kinds of produce for the mechanical unloading from the silo towers, it was assumed, that the results obtained will have a broader, substantially general validity for all mechanical handling

operations with feedstuffs, as concern both unloading and feeding. This assumption was based on the experience gained in several years' testing of the existing silo unloaders and of the machines for the transport, mixing and rationing of the feedstuffs.

- In the evaluation, the following characteristics were used,
- continuous flow and reliable operation of the unloaders,
 - absolute performance of the unloaders,
 - performance of the unloaders, related to the dry matter contents of the material,
 - the cohesiveness of the products.

The continuous and reliable operation of the unloaders present a characteristic, which is mostly determined by subjective evaluation. On the other hand, the performance of the unloaders is a characteristic determined by measuring solely, but the variability of the conditions in which it was determined, does not grant a sufficient guarantee of the objectivity in the results achieved and compared. The results obtained in determining the suitability of products for unloading on hand of continuous and reliable operation of the unloaders and on hand of performance are, however, consistent and fully adequate for practical use.

To obtain an objective criterion for the determination of suitability of different kinds of produce for the unloading, a method of determining the cohesiveness has been devised. The method confirmed the following descending ranking of the different kinds of produce in their ability for mechanical unloading: maize, oats, mixture of oats with other less easily unloadable products, mixture of cereals, alfalfa or clover, maize with alfalfa, mixtures of clover and grass or alfalfa and grass, grass crops.

Eignung von verschiedenen Gärfutterarten zur maschinellen Entnahme

Bei der Untersuchung über die Auswirkung der Futterart auf deren Eignung zur maschinellen Siloturmentnahme wurde angenommen, daß die ermittelten Erkenntnisse eine breitere, im wesentlichen allgemeine Gültigkeit für alle maschinelle Futterbehandlung im Prozeß der Auslagerung und Fütterung haben werden. Diese Annahme ging von den Erfahrungen aus, die durch mehrjährige Überprüfung der bisherigen Siloentnahmeanlagen sowie der Futtertransport-, Misch- und Dosieranlagen gewonnen wurden.

Als Maßstab für die Bewertung wurden folgende Größen angewendet:

- kontinuierliche und betriebssichere Tätigkeit von Entnahmeanlagen,
- absolute Leistungsfähigkeit von Entnahmeanlagen,
- Leistungsfähigkeit der Entnahmeanlagen, auf Trockensubstanz des Silogutes bezogen,
- Zusammenhaltung des Silogutes.

Die Kontinuität und Zuverlässigkeit der Tätigkeit von Entnahmeanlagen sind eine vorwiegend durch subjektive Schätzung festgelegte Größe. Die Leistung der Entnahmeanlagen ist im Gegenteil eine ausschließlich durch Messung ermittelte Größe, allerdings die Veränderlichkeit der Bedingungen, unter denen sie ermittelt wurde, gewährt keine Garantie für die Objektivität der erzielten und zu vergleichenden Ergebnisse. Die Ergebnisse der Erhebungen über die Entnahmefähigkeit des Silogutes entsprechend der Kontinuität und Zuverlässigkeit des Ganges von Entnahmeanlagen und entsprechend der Leistungsfähigkeit fallen jedoch sehr gut zusammen und haben für praktische Zwecke wohl gut befriedigt.

Als objektives Kriterium zur Festlegung der Entnahmefähigkeit von verschiedenen Gütern wurde eine Methode der Messung von Zusammenhaltung erarbeitet. Durch diese Methode wurde folgende Reihenfolge der maschinellen Entnahmefähigkeit von Gütern bestätigt: Mais, Hafer, Gemenge von Hafer und anderen schwer zu entnehmenden Gütern, Getreidegemenge, Luzerne oder Klee, Mais mit Luzerne, Klee-Grasgemenge oder Luzerne-Grasgemenge, Gräser.

Adresa autorů:

Ing. Josef Blažek, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 — Řepy, Gottwaldova 50



631.359

■ Vážení nákladů přepravovaných především nákladními automobily a vlečnými vozy není problém v místech, kde je spolehlivá mostní váha. V mnohých zemědělských závodech však mostní váhy, pokud jsou k dispozici, většinou nevyhovují. Jejich oprava, pokud je ještě proveditelná, je mnohdy neúčelná, neboť při nové organizaci zemědělského podniku bývají váhy většinou nevhodně situovány. Postavení nové váhy je nejen náročné, ale i poměrně nákladné.

Přepravované materiály, které se nedodávají do zpracovatelských nebo výkupních závodů, nejsou proto většinou váženy, nebo se jejich váha odhaduje. Navíc pak by bylo mnohdy velmi žádoucí vážit zemědělské produkty přímo v polních podmínkách.

S touto problematikou se každoročně setkávají i pracovníci VÚZT při zajišťování výzkumných úkolů v zemědělském provozu. Tak vznikl požadavek na zkonstruování jednoduché, na údržbu nenáročné polní přenosné či převozní váhy s maximální váživostí 12 tun.

Na základě tohoto požadavku zkonstruovaná váha řeší, přes některé své nedostatky, uvedený problém zcela odlišně od dosavadních způsobů.

1. KONCEPCE ŘEŠENÍ

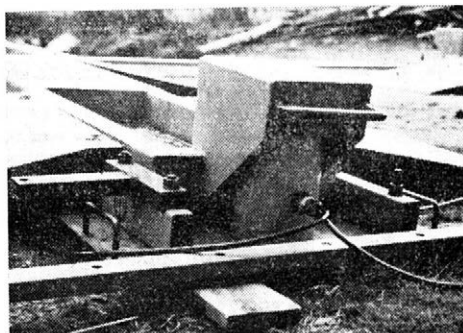
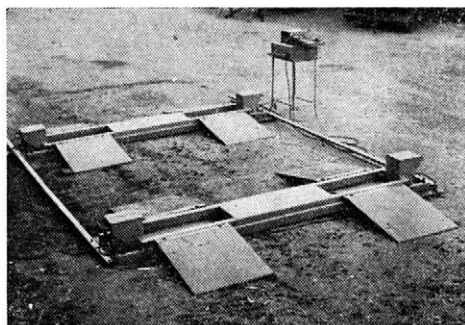
Váha byla navržena především k vážení nákladů přepravovaných na jednoosých a dvouosých vlečných vozech s běžnými rozchody a rozvory kol. Přihlíželo se k tomu, aby váhu mohli přenášet a sestavovat maximálně dva pracovníci.

Váha je deformační, na principu odporových tenzometrů. Má tři základní rozsahy: 0–2500 kg, 0–5000 kg a 0–12 000 kg. Přesnost vážení je minimálně 2 %.

Jako mechanicko-elektrických měničů je použito čtyř tlakových snímačů na principu odporových tenzometrů. Tenzometry nalepené na měřicí kroužky umístěné v jednotlivých snímačích jsou zapojeny tak, že tvoří jediný Wheatstoneův most; nezáleží tedy na tom, je-li některý ze snímačů zatěžován větší nebo menší silou. Přírůstky odporů v jednotlivých snímačích se totiž navzájem elektricky sčítají.

Dvojice opěrných desek s namontovanými tlakovými snímači jsou vzájemně spojeny dvěma dutými profily. Na takovouto dvojici tlakových snímačů s pevně nastavenou vzdáleností je pak uložena vlastní nájezdová plošina. Nájezdové plošiny jsou dvě a jejich vzdálenost se nastavuje v závislosti na rozvoru vážených vozů. Šikmé nájezdy umístěné před a za vlastními plošinami umožňují plynulé najíždění kol přívěsných vozů na plošiny.

Použitá elektronická aparatura vyžaduje napájení z elektrorozvodné sítě, což do určité míry omezuje rozsah použití váhy v terénu. Do budoucna však lze předpokládat nahrazení této aparatury elektronické tranzistorovou.



1. Celkový pohled na sestavenou polní váhu

2. Pohled na umístění tlakového snímače

Výstup z aparatury je prozatím indikován ručkovým laboratorním miliampérmetrem na 150dílkové stupnici.

Obrázek 1 zachycuje celkový pohled na sestavenou polní váhu a obrázek 2 detailní záběr tlakového snímače.

2. TENZOMETRICKÝ TLAKOVÝ SNÍMAČ

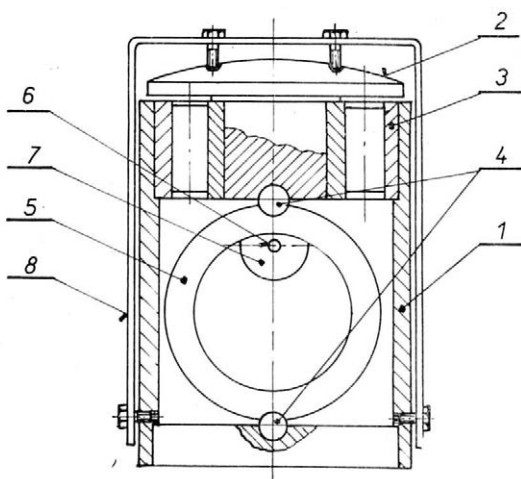
Konstrukční provedení snímače je zřejmé z obrázku 3.

Válečkové ložisko nalisované v horní části snímače zajišťuje, že síla vyvíjená na víko snímače působí na měřicí kroužek stále v ose snímače a s minimálními ztrátami v důsledku tření, způsobeného posuvem víka v ložisku. Příčně procházející šroub s nastavitelnými kruhovými přírubami zamezuje pootáčení kroužku v kuličkách. Zajišťovací třmen se používá výhradně při přepravě váhy na určené stanoviště. Tento třmen stabilizuje uložení měřicího kroužku v tělese snímače. Případným uvolněním kroužku by totiž mohlo dojít k poškození tenzometru.

2.1 MĚŘICÍ KROUŽEK

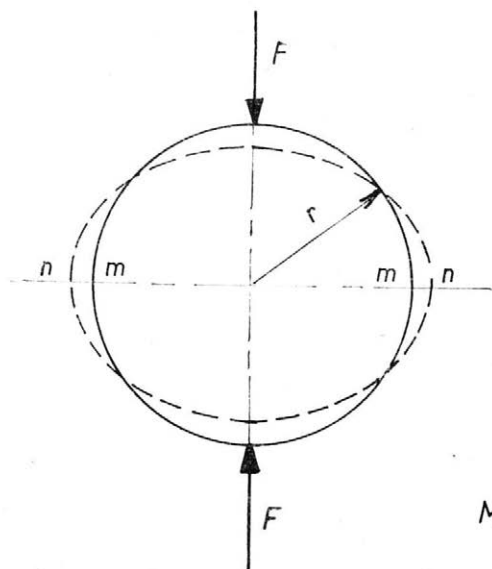
Měřicí kroužek byl navržen ve tvaru kruhového prstence, který dobře splňuje požadavek velké citlivosti a tuhosti.

2.1.1 Teoretické odvození

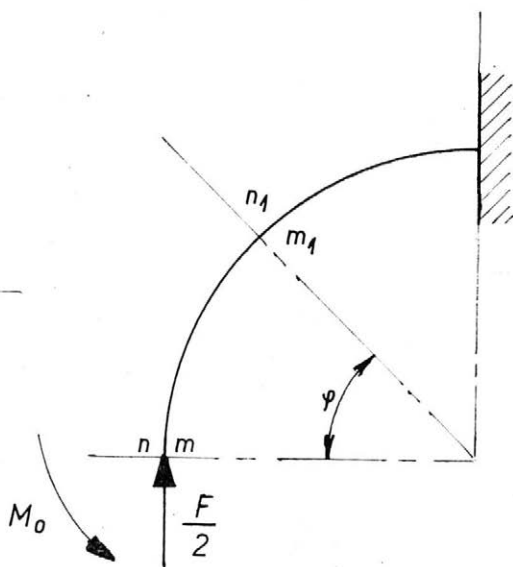


Výpočet se provádí podle teorie ohybu křivých prutů. Na tenký prstenec působí ve směru svislého průměru dvě síly F stejné velikosti, avšak opačného smyslu (obr. 4). Vzhledem k souměrnosti prstence stačí však vyšetřit pouze jeden kvadrant; stejně tak lze předpokládat, že v průřezu mm nejsou smyková napětí a že tlak v něm je roven $F/2$. Ohybo-

3. Řez tlakovým snímačem
1 - těleso snímače, 2 - víko snímače,
3 - ložisko, 4 - kulička, 5 - měřicí
kroužek, 6 - příčně procházející
šroub, 7 - stavěcí příruba, 8 - zajišťovací
třmen



4. Deformace měřicího kroužku v důsledku působení dvou protilehlých sil



5. Silové poměry při vyšetřování čtvrtkvantrantu měřicího kroužku

vý moment M libovolného průřezu $m_1 n_1$,*) vzdáleného od horizontály o oblouk určený úhlem φ (obr. 5), je

$$M = \frac{F}{2} r (1 - \cos \varphi) - M_0 \quad (1)$$

kde: r — poloměr střednice prstence procházející těžištěm průřezu

U tlustého prstence s obdélníkovým průřezem o šířce b a výšce h (kteréžto rozměry vůči poloměru r nejsou malé) je třeba brát v úvahu nejen energii napjatosti ohybovým momentem, ale i energii napjatosti podélnými i smykovými silami.

Ohybový moment v místě 1 (obr. 6) je podle Timošenska (1951)

$$M_{01} = -\frac{F \cdot r}{2} \left(1 - \frac{2}{\pi} + \frac{2e}{\pi \cdot r} \right) \quad (2)$$

kde: e — vzdálenost neutrálné osy od střednice r , procházející těžištěm průřezu

Pro obdélníkový průřez platí s dostatečnou přesností prvá přibližná hodnota

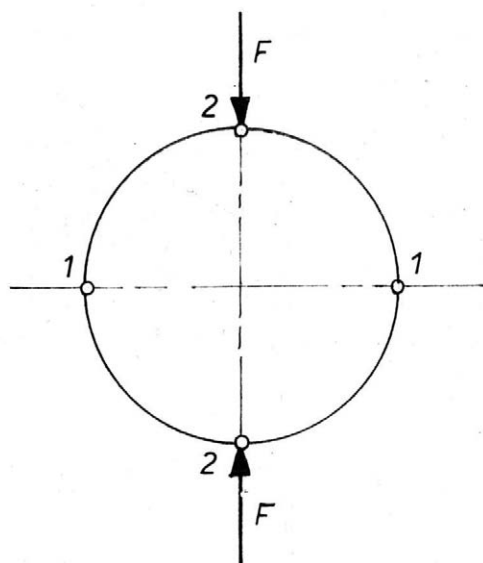
$$e \doteq \frac{h^2}{12r} \quad (3)$$

Po dosazení do rovnice (2) bude ohybový moment v místě 1

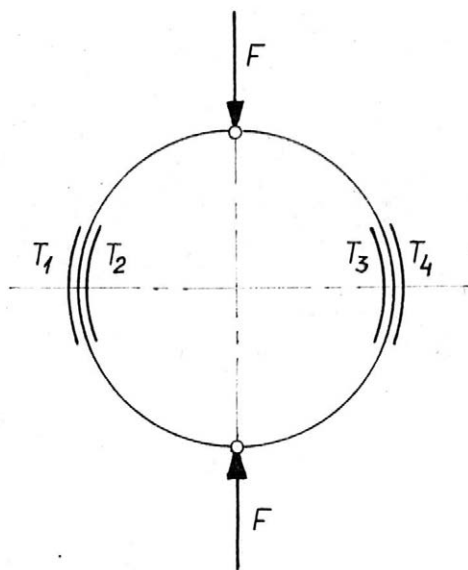
$$M_{01} = -\frac{F \cdot r}{2} \left[1 - \frac{2}{\pi} + \frac{1}{6\pi} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \quad (4)$$

a v místě 2

*) Za kladné považujeme momenty, které se snaží zmenšit původní křivost prutu.



6. Uvažovaná místa pro vyšetřování ohybového momentu



7. Umístění tenzometrů na měřicím kroužku

$$M_{02} = \frac{F \cdot r}{\pi} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \quad (5)$$

Použijeme-li čtyř aktivních tenzometrů v místech 1 (obr. 7) zapojených podle obrázku 9, dostaneme podle označení na obrázku 8 a podle Růžhy (1958) tento výraz:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{2K(\sigma_1 - \sigma_2)}{E} = \frac{2K}{E} \left(\frac{M_{01} \cdot h_1}{S \cdot e \cdot r_1} + \frac{M_{01} \cdot h_2}{S \cdot e \cdot r_2} \right) \quad (6)$$

kde: $\frac{\Delta R}{R}$ — poměrná změna odporů tenzometrů
 K — deformační součinitel tenzometru
 σ_1, σ_2 — napětí odpovídající poloměrům r_1 a r_2
 S — průřez měřicího elementu
 E — modul pružnosti použitého materiálu

Podle označení na obrázku 8 platí dále

$$h_1 = \frac{h}{2} - e$$

$$h_2 = \frac{h}{2} + e$$

$$r_1 = r - \frac{h}{2}$$

$$r_2 = \frac{h}{2} + r$$

Po dosazení do vztahu (6) a úpravě bude

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{2K \cdot F \cdot r}{3E \cdot W_o} \left[1 - \frac{2}{\pi} + \frac{1}{6\pi} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \left[1 + \frac{8}{4 - \left(\frac{h}{r} \right)^2} \right] \quad (7)$$

Ohybový moment v místě 2

$$M_{02} = \frac{F \cdot r}{\pi} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \doteq 5000 \text{ kpcm}$$

Napětí v místě 1 odpovídající poloměru r_1

$$\sigma_{11} = \frac{M_{01} \cdot h_1}{S \cdot e \cdot r_1} \doteq -2150 \text{ kpcm}^{-2}$$

Napětí v místě 1 odpovídající poloměru r_2

$$\sigma_{12} = -\frac{M_{01} \cdot h_2}{S \cdot e \cdot r_2} \doteq 1750 \text{ kpcm}^{-2}$$

Napětí v místě 2 odpovídající poloměru r_1

$$\sigma_{21} = \frac{M_{02} \cdot h_1}{S \cdot e \cdot r_1} \doteq 3750 \text{ kpcm}^{-2}$$

Napětí v místě 2 odpovídající poměru r_2

$$\sigma_{22} = -\frac{M_{02} \cdot h_2}{S \cdot e \cdot r_2} = -3100 \text{ kpcm}^{-2}$$

Z velikosti napětí v uvažovaných bodech lze učinit závěr, že z hlediska maximálních napětí by bylo výhodné nalepit tenzometry výhradně uvnitř kroužku, a to v místech 1 a 2. Z konstrukčních důvodů, především vzhledem k příčně procházejícímu šroubu, bylo však nutno nalepit tenzometry jen v místě 1, a to uvnitř a vně kroužku (obr. 7).

Poměrná změna odporů tenzometrů, nalepených v místě 1 a zapojených podle obrázku 9, pak podle vztahu (7) při použití tenzometrů s deformačním součinitelem $K = 2,05$ a s modulem pružnosti použitého materiálu $E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ kpcm}^{-2}$ bude tato:

Dáno:

$$b = 3,5 \text{ cm} \quad r = 5,3 \text{ cm} \quad E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ kpcm}^{-2}$$

$$K = 2,05 \text{ cm} \quad h = 1,6 \text{ cm} \quad F = 3 \cdot 10^3 \text{ kp}$$

$$W_0 = \frac{1}{6} b \cdot h^2 = 1,493 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{2}{3} \frac{K \cdot F \cdot r}{E \cdot W_0} \left[1 - \frac{2}{\pi} + \frac{1}{6\pi} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \left[1 + \frac{8}{4 - \left(\frac{h}{r} \right)^2} \right] = 7,58 \cdot 10^{-3}$$

Na měřicí aparatuře však nelze nastavit uvedenou hodnotu $\frac{\Delta R}{R} = 7,58 \cdot 10^{-3}$. Nejblíže nižší nastavitelná hodnota je $5 \cdot 10^{-3}$, nejbližší vyšší 10^{-4} .

Aby bylo možno prověřit výpočet měřicího kroužku skutečností, tj. hodnotami získanými při cejchování skutečného kroužku, provedeme přepočty síly působící na kroužek např. pro

$$\frac{\Delta R}{R} = 5 \cdot 10^{-3}$$

přičemž budeme předpokládat, že tato síla vyvede plnou výchylku, tj. 125 dílků na indikačním přístroji.

Potřebnou sílu vypočteme z upravené rovnice (7)

$$F = \frac{3 \Delta R}{2 R} \cdot \frac{E \cdot W_0}{K \cdot r} \cdot \frac{1}{\left[1 - \frac{2}{\pi} + \frac{1}{6\pi} \left(\frac{h}{r}\right)^2\right] \left[1 + \frac{8}{4 - \left(\frac{h}{r}\right)^2}\right]} \doteq 1980 \text{ kp}$$

Cejchováním bylo zjištěno, že při stlačování měřicího kroužku silou 2200 kp byla na rozsahu $\lambda 5$, tj.

$$\frac{\Delta R}{R} = 5 \cdot 10^{-3}$$

vyvozena na indikačním přístroji výchylka o velikosti 133 dílků. Přepočteme-li dále, vzhledem k lineární závislosti mezi silou a výchylkou na indikačním přístroji, sílu pro výchylku 125 dílků, zjistíme, že síla bude mít velikost $F \doteq 2060 \text{ kp}$.

Porovnáme-li velikosti obou sil, vidíme, že výpočet kroužku se shoduje s jeho praktickým ověřením na 96 %, což lze považovat za vyhovující.

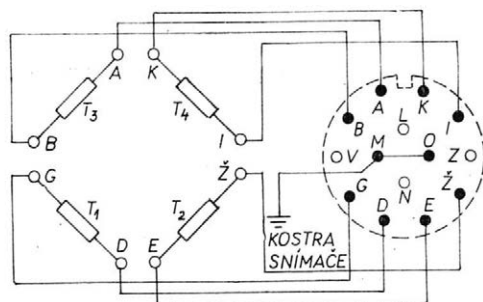
Cejchování dále ukázalo, že zapojením snímačů do jediného Wheatstoneova mostu se snižuje zhruba 5,6násobně citlivost jednotlivých snímačů, a tím i váhy jako celku.

3. ELEKTRICKÉ ZAPOJENÍ

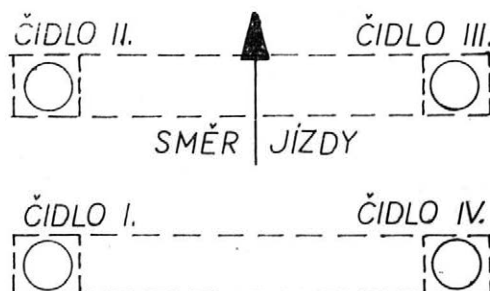
Na každý měřicí kroužek byla nalepena čtveřice odporových tenzometrů typu C-120 o ohmickém odporu 120, 4 Ω , a to v místech vyznačených na obrázku 7. Deformační součinitel použitých tenzometrů byl 2,05. Označení vývodů na jednom měřicím kroužku a jejich zapojení na kolíky konektoru je patrné z obrázku 10.

Obrázek 11 ukazuje rozmístění jednotlivých čidel v celkovém uspořádání váhy. Snímače jsou vzájemně propojeny leteckým pětižilovým vodičem LVSU o průřezu jednotlivých žil 0,75 mm². Kabele jsou zakončeny 14pólovými leteckými kolíkovými spoji řady VŠ.

Jak bylo již dříve uvedeno, jsou tenzometry z jednotlivých čidel vzájemně propojeny tak, že tvoří jediný Wheatstoneův most (obr. 12, 13).

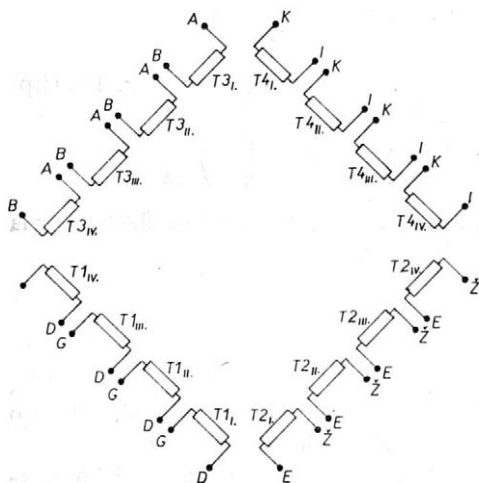


10. Propojení tenzometrů nalepených na jednom měřicím kroužku s kolíky konektoru

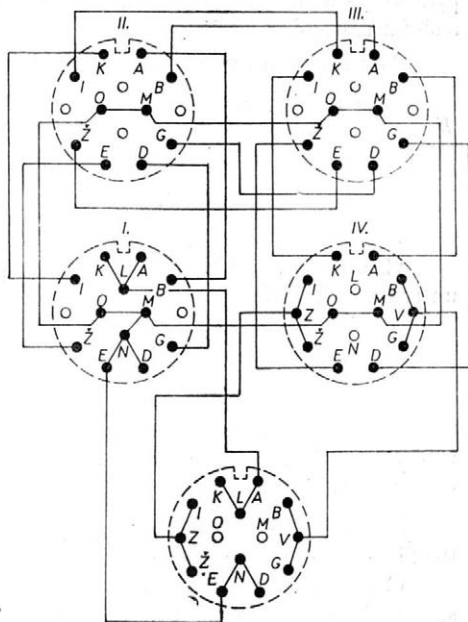


11. Rozmístění jednotlivých čidel v celkovém uspořádání váhy

12. Uspořádání tenzometrů ve Wheatstoneově mostu



13. Vzájemné propojení konektorů snímačů i aparatury



4. POUŽITÁ ZESILOVACÍ APARATURA

Jelikož má při vážení signál získaný z tlakových snímačů statický charakter, vyhověla by plně měřicí aparatura používající kompenzační nebo můstkové metody. Protože však kvalitní statická aparatura nebyla k dispozici, bylo užito staticko-dynamické aparatury TDT/59, používající výchylkové metody (obr. 14).

Aparatura byla před časem vyvinuta ve VÚZT a vyznačuje se poměrně značnou stabilitou jednotlivých parametrů. Je určena k měření pomocí odporových tenzometrů i diferenciálních transformátorů. Použitý oscilátor může napájet až 12 měřicích kanálů. Blokové schéma aparatury je uvedeno na obrázku 15.

Aparatura má tyto parametry:

Počet aktivních tenzometrů v jednom mostu

4

Doporučená ohmická hodnota tenzometrů

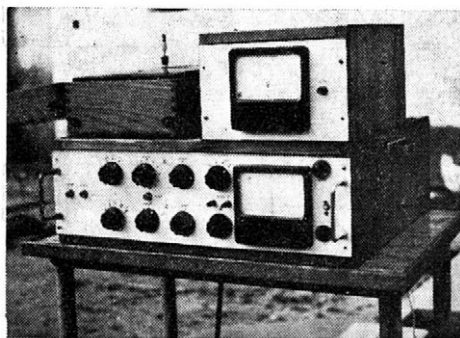
120 Ω

Kmitočet nosného proudu

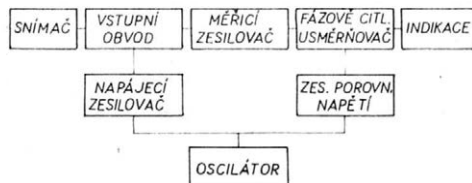
2 kHz

Napájecí napětí mostu

5 V



<14. Použitá zesilovací aparatura TDT/59



15. Blokové schéma použité zesilovací aparatury

Jmenovitá citlivost při provozu T (tenzometry)

pro rozsah

$$I = \lambda = 10^{-3} \cdot \frac{\Delta R}{R}$$

$$II = 2 \lambda$$

$$III = 5 \lambda$$

$$IV = 10 \lambda$$

$$V = 20 \lambda$$

Výstupní proud

Síťové napájecí napětí

$$\pm 5 \text{ mA}$$

$$\sim 220 \text{ V}$$

Výstup z aparatury je v daném případě indikován miliampérmetrem typu DLL 60 mV/10 Ω na 150dílkové stupnici.

5. CEJCHOVÁNÍ

Předběžné cejchování polní váhy bylo provedeno na trhačím stroji ZDM-30 t. Jednotlivé snímače byly zatěžovány až do 2600 kp. To posloužilo zejména k ověření jejich činnosti a k stanovení rozdílu v jejich citlivosti. Při zatížení 2600 kp se snímače vzájemně nelišily o více než 2 %. Poté byly snímače jako celek zatěžovány silou 12 000 kp na rozsahu λ 5, 5000 kp na rozsahu λ 2 a 2500 kp na rozsahu λ 1. Ve všech případech byla mezi zatížením a výstupním proudem prokázána přímková závislost.

Konečné cejchování polní váhy bylo provedeno cejchovním závažím, zapůjčeným z Kovoslužby v Hostivaři. Cejchováno bylo rovněž na rozsahu λ 1 do 2500 kp, λ 2 do 5000 kp a λ 5 do 10 000 kp. K výpočtu měničové konstanty byly však vzaty jen hodnoty získané při zatěžování, zatímco hodnoty získané při odlehčování byly vypuštěny. To ostatně odpovídá i cejchování běžné mostní váhy. Měničová konstanta, resp. konstanta snímače (váhy β), byla stanovena za vztahu

$$\beta = \frac{a \cdot \lambda}{\varnothing \Delta A_c}$$

kde: a — směrnice přímky

λ — nastavená citlivost aparatury

$\varnothing \Delta A_c$ — průměrná hodnota amplitudy cejchu odečtená na indikačním přístroji

Skutečná hodnota zatížení působícího na váhu (kp), resp. skutečná hmotnost m (kg), byla vypočtena ze vztahu:

$$m = \frac{A_m}{\varnothing A_c} \cdot \frac{\lambda}{\beta}$$

kde: A_m — amplituda měření, tj. amplituda odečtená na indikačním přístroji, která je vyvozena zatížením váhy

Jelikož pro příslušný rozsah se hodnoty β , $\varnothing \Delta A_c$ a λ nemění, lze je nahradit jedinou konstantou k .

I. Vypočtené hodnoty pro jednotlivé rozsahy

λ	k (kg)
1	17,16
2	34,60
3	87,94



16. Provoz váhy v terénu

Především vztah se tím zjednoduší na výraz

$$m = A_m \cdot k \quad (\text{kg})$$

Vypočtené hodnoty k pro jednotlivé rozsahy jsou uvedeny v tabulce I. Na obrázku 16 je zachycena váha při provozu v terénu.

6. ZÁVĚR

Uvedený návrh tenzometrické přenosné polní váhy řeší zcela novým způsobem otázku vážení nákladů přepravovaných především na vlečných vozech. Jsme si vědomi, že citlivost této váhy, resp. přesnost odečítání naměřené hodnoty, nelze porovnávat s běžnou mostní váhou. Problém je především v tom, že dosud není k dispozici jednoduché indikační zařízení dovolující odečíst více než 300 naměřených bodů.

Za nedostatek váhy považujeme i prozatímní závislost na elektrorozvodné síti, nastavování nájezdových plošin v závislosti na rozvoru vážených vozů a zdánlivě složitější obsluhu elektronické měřicí aparatury.

Přesto se však domníváme, že váha se zaručenou minimální přesností na 2 % přispívá podstatnou měrou k řešení problematiky vážení nákladů přepravovaných na vlečných vozech, a to především při výzkumných pracích. Pro běžný zemědělský provoz však vyžaduje další vývoj.

Došlo dne 5. 3. 1969

Literatura

RŮŽHA Zd., 1958, Elektrické odporové tenzometry. ČSAV.
TIMOŠENKO Š., 1951, Pružnost a pevnost II. TVV.

Проект переносных тензометрических весов на 12 т

Указанный проект переносных полевых весов решает вопрос взвешивания грузов, транспортируемых преимущественно прицепами, совершенно новым способом. Автор сознает, что в отношении чувствительности, т. е. точности отсчета измеренных величин, эти весы нельзя пока сравнивать с обычными вагонными весами. Проблема заключается в том, что в настоящее время в нашем распоряжении нет простого индикаторного приспособления, позволяющего отсчитывать более 300 измеренных точек.

Недостатком весов автор считает как временную зависимость от электросети, так и регулирование расстояния между весовыми площадками в зависимости от колесной базы взвешиваемых прицепов, а также более сложное на первый взгляд обслуживание электронной измерительной аппаратуры.

Несмотря на это автор считает, что весы, гарантирующие минимальную точность 2 %, вносят значительный вклад в решение проблематики взвешивания грузов, транспортируемых в прицепах, прежде всего в тех местах, где не имеются в наличии надежные вагонные весы.

Design of a Portable Strain-Gauging Balance 12 t

The design of a portable field balance presents a new method of weighing loads, notably of those which are hauled on trailers. The author is aware of the fact, that the new balance can not be, for the time being, compared with a conventional weighbridge as for the sensitivity or accuracy in reading the values measured. The problem is especially due to the fact, that at the time being, there exist no simple devices enabling to read more than 300 of points measured.

In the author's opinion, another disadvantage of the balance is its dependability on the mains, the dependability of the platforms on the wheel base of the trailers or wagons to be weighed and, at the first glance perhaps even a more complicated control of the electronic gauging devices.

Despite these circumstances, the author is of the opinion, that the balance, which guarantees the minimum 2% of accuracy, aids substantially to solve the problems in weighing the loads hauled on trailers, notably in places where no reliable weighbridge is available.

Entwurf einer ortsbeweglichen tensometrischen 12 t-Waage

Der vorliegende Entwurf einer ortsbeweglichen Feldwaage löst die Frage der Wägung von Lasten, die vor allem auf Anhängern befördert werden, auf einem völlig neuen Wege. Der Autor ist sich der Tatsache bewußt, daß diese Waage in bezug auf Empfindlichkeit, bzw. Ablesengenauigkeit des Meßwertes einstweilen mit der gebräuchlichen Brückenwaage nicht verglichen werden kann. Das Problem besteht vor allem darin, daß gegenwärtig immer noch keine einfache Anzeigeeinrichtung vorliegt, die mehr als 300 Meßpunkte abzulesen gestattet.

Als Mangel der Waage wird ebenfalls deren derzeitige Abhängigkeit von dem Stromleitungsnetz sowie die Einstellung von Auffahrtrampen in Abhängigkeit von dem Achsstand der zu wägenden Wagen, und auf den ersten Blick vielleicht auch eine mehr komplizierte Wartung der elektronischen Meßapparatur empfunden.

Ungeachtet dessen glaubt der Verfasser, daß die Waage mit einer garantierten Mindestgenauigkeit von 2% im wesentlichen Maße zur Lösung der Problematik über die Wägung von auf Anhängern zu befördernden Lasten beiträgt, namentlich in den Plätzen, wo keine betriebssichere Brückenwaage vorhanden ist.

Projet d'une balance extensiométrique transportable de douze tonnes

Le projet mentionné de la bascule champêtre transportable essaie de résoudre d'une façon tout à fait nouvelle la question des pesées des charges transportées notamment sur les remorques. L'auteur se rend très bien compte du fait que la bascule en question ne peut être en attendant comparée avec le pont-basculé courant, du moins en ce qui concerne la rapidité de réponse, respectivement la précision de la lecture des valeurs mesurées. Le problème consiste en premier lieu dans le fait qu'à l'heure présente on n'a pas encore à la disposition un dispositif d'indication simple, permettant de lire plus de 300 point mesurés.

Comme défaut de la bascule l'auteur considère également d'une part sa dépendance temporaire du réseau électrique et d'autre part l'ajustage des plate-formes d'accès en fonction de l'empatement des véhicules pesés et aussi le service, à première vue peut-être plus compliqué de l'appareillage électronique de pesage.

Malgré cela, l'auteur estime que la bascule, assurant la précision minima de 2 p. 100, contribue d'une façon essentielle à la solution de la problématique des pesées des charges transportées sur des voitures de remorque, et cela en particulier dans les lieux, où il n'y a pas à la disposition un pont-basculé éprouvé.

Adresa autora:

Ing. Josef Sláma, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 — Řepy,
Gottwaldova 50

Vědecké časopisy

ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ

uveřejňují původní vědecké práce o vyřešených výzkumných úkolech ze všech oborů zemědělství a lesnictví. Dále otiskují vědecká pojednání, studie a přehledy zahraniční literatury o vědeckých problémech. Práce z různých výzkumných pracovišť, vztahující se k jednomu problému, vycházejí v monotematických číslech.

V roce 1969 vycházejí:

Rostlinná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 216.—
Živočišná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Veterinární medicína	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská ekonomika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská technika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Sborník ÚVTI	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Lesnictví	12 X ročně, předplatné Kčs 144.—

Vědecký časopis

SCIENTIA AGRICULTURAE BOHEMOSLOVACA je určen pro zahraničí. Otiskuje takové vědecké práce a studie, které jsou československým přínosem k celosvětovým vědním zemědělským poznatkům. Články jsou otiskovány v angličtině, ruštině, němčině a francouzštině. Vychází čtvrtletně, celoroční předplatné Kčs 40.—

VĚSTNÍK ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ je orgánem ČSAZ, národních akademií zemědělských a jejich výzkumných ústavů. Pravidelně informuje o problémech zemědělské vědy a výzkumu, jež jsou projednávány na zasedáních pléna, předsednictva, odborů a komisí Akademií, na konferencích a symposiích. Přináší referáty z mezinár. kongresů a výsledné zprávy ze zahraničních studijních cest. V četných rubrikách uveřejňuje materiály o výsledcích a plánech činnosti jednotlivých výzkumných ústavů a pracovišť. Věstník ČSAZ vychází měsíčně, celoroční předplatné Kčs 96.—

Objednávky zasílejte na

ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ,
Slezská 7, Praha 2 — Vinohrady

S novými poznatky zemědělské vědy a techniky z domova
i ze zahraničí Vás seznámí

STUDIJNÍ INFORMACE

obsahující původní odborné studie, úvahy a aktuální přehledy.

STUDIJNÍ INFORMACE poskytují solidní přehled o současné světové úrovni jednotlivých oborů zemědělství a lesnictví a souhrnně a kriticky hodnotí domácí i zahraniční poznatky a novinky vědeckovýzkumného rozvoje.

STUDIJNÍ INFORMACE vycházejí v roce 1969 nově redakčně i graficky uspořádané v následujících řadách:

Řada	Ročně čísel	Celoroční předplatné
Rostlinná výroba	12	Kčs 72.—
Živočišná výroba	12	Kčs 72.—
Půdoznalství a meliorace	10	Kčs 60.—
Zemědělská technika	10	Kčs 60.—
Všeobecné otázky v zemědělství	8	Kčs 48.—
Zemědělská politika	8	Kčs 48.—
Ochrana rostlin	6	Kčs 36.—
Zemědělská ekonomika	6	Kčs 36.—
Veterinářství	4	Kčs 24.—
Základní vědy v zemědělství	4	Kčs 24.—
Lesnictví	10	Kčs 60.—

Jednotlivá čísla mají rozsah cca 60 stránek

Objednávejte u ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ, SLEZSKÁ 7, PRAHA 2 — VINOHRADY

OBSAH

Андерт А.: Энергетика агрегату з колového трактору, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu	241
Petr O.: Nová metoda zjišťování výkonových parametrů traktorových vznětových motorů	261
Blažek J., Fiala J.: Vhodnost různých druhů konzervovaných krmiv k strojnímu odběru	269
Sláma J.: Návrh přenosné dvanáctitunové tenzometrické váhy	283

СОДЕРЖАНИЕ

Андерт А.: Энергетика агрегата из колесного трактора, подборщика-измельчителя и крупногабаритного прицепа (258). — Петр О.: Новый метод определения параметров мощности тракторных дизельных двигателей (265). — Блажек Й., Фиала Й.: Годность разных видов консервированных кормов к машинной выемке (281). — Слама Й.: Проект переносных тензометрических весов на 12 т (293).

CONTENT

Андерт А.: The Power from a Wheel Tractor, Pick-up Harvester and High-Capacity Van Aggregate (258). — Петр О.: A New Method for the Determination of Power Characteristics with the Tractor Compression Ignition Engines (266). — Блажек J., Фиала J.: Suitability of Different Kinds of Preserved Fodder for Mechanical Unloading (281). — Слама J.: Design of a Portable Strain-Gauging Balance 12 t (293).

INHALT

Андерт А.: Energetik des Aggregates aus dem Radschlepper, Sammelhäcksler und Großvolumenwagen (259). — Петр О.: Neues Verfahren für die Ermittlung der Leistungsparameter von Schlepperdieselmotoren (266). — Блажек J., Фиала J.: Eignung von verschiedenen Gärfutterarten zur maschinellen Entnahme (282). — Слама J.: Entwurf einer ortsbeweglichen tensometrischen 12 t-Waage (293).

TABLE DES MATIÈRES

Андерт А.: Energétique d'un groupe constitué d'un tracteur à roues, d'une hacheuse ramasseuse et d'un véhicule spacieux (259). — Петр О.: Méthode nouvelle d'identification des paramètres de puissance des moteurs Diesel de tracteur (res. An, Al/266). — Блажек J., Фиала J.: Disposition des différentes sortes d'aliments conservés pour l'évacuation mécanique (res. An/281, Al/282). — Слама J.: Projet d'une balance extensiométrique transportable de douze tonnes (293).

Zemědělská technika č. 6/1969 otiskuje články:

- J. Svatoš, J. Karásek: *Ovladatelnost traktorů při vyosené tahové síle*
J. Břečka, K. Neubauer: *Příspěvek k teoretickému rozboru práce žací lišty s protiběžnými kosami*
M. Velebil: *Náměty k mechanizačnímu zajištění pracovních postupů při podestýlání*
J. Čermák: *Porovnání výkonnosti klasické a rotační orebné soustavy*
M. Kravciv: *Analytické řešení regulačního obvodu klimatizace ve skleníku a modelovou technikou na analogonu*

Zemědělská technika č. 7/1969 otiskuje články:

- M. Velebil: *Vědeckovýzkumné práce z úseku technologie a techniky v živočišné výrobě*
M. Velebil: *Rozbor základních ukazatelů pro technologii odstraňování výkalů z bezstelivových provozoven*
L. Domanský: *Metody a výsledky ověřování vhodnosti rozměrů boxových stání a konstrukcí*
J. Souhrada: *Využití vybíračů v silážních věžích*
J. Vegracht, M. Ruml: *Vliv frézových vybíračů siláže z horizontálních sil na odebíraný materiál*
L. Venkrbec: *Využití hermetických věžových sil ke konzervaci zrna kuřetice pro chov a výkrm prasat*
M. Velebil: *Poznatky ze semináře C. I. G. R.*

Zemědělská technika č. 8/1969 otiskuje články:

- Z. Souček: *Řešení tlakových poměrů v soupravě dojícího automatu na analogovém počítači*
Z. Fišer: *Plnění silážních věží zdola osou věže*
L. Ondřej: *Rozbor a stanovení nejvýhodnější velikosti zásobní skříně sázečů brambor*
B. Doležal: *Dávkování kapalin a suspenzí*
K. Koskuba: *ASAE (Agricultural Society of Agricultural Engineers)*

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ul. 14, Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS - ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská 14, Praha 1. Vytiskl Mír 6, novinářské závody, n. p., Legova 22, Praha 2.