

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

Zemědělská technika

8

ROČNÍK 10 (XXXVII) – PRAHA, SRPEN 1964

CENA 10 Kčs

**ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ**

Z E M Ě Ď Ě L S K Á T E C H N I K A

Řídí redakční rada: Jan Květoň (předseda), inž. Karel Bernhard, inž. Josef Dovrtěl, inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, doc. inž. Karel Koč, inž. Karel Koskuba, CSc., inž. Jozef Martaus, CSc., inž. Vladimír Piša, inž. Vladimír Suchý, doc. dr. inž. Zdeněk Steffl, inž. Jaroslav Sulc, inž. Miroslav Thér, CSc., doc. inž. Ján Tomovčík, CSc., inž. Alois Vávra. — Vedoucí redaktor Čeněk Rendl.

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1964

Obsah - Содержание - Inhalt - Content - Contenu - Contenido

Souček Z.: Experimentálně zjištěné výsledky výzkumu charakteru namáhání zemědělských strojů Экспериментально установленные результаты исследования характера нагрузки сельскохозяйственных машин Experimentale Untersuchungen des Beanspruchungscharakters von Landmaschinen The Research into the Nature of the Stresses in Agricultural Machines with the Results of the Tests	431
Příhoda Z.: Orební tělesa pro práci při zvýšených rychlostech Пахотные корпуса для работы на повышенных скоростях Pflugkörper für die Arbeit bei erhöhten Geschwindigkeiten Plough Bodies for High-Speed Tillage	465
Procházka J.: Silové poměry a energetické nároky vyorávacích orgánů sklízeců řepy Силовые отношения и энергетические требования подкапывающих органов свеклоподъемников Kräfteverhältnisse und energetische Ansprüche der Rodeorgane von Rübenrodern The Power Conditions and the Power Requirements of the Sugar-Beet Lifting Units	477
Jankovský F., Lanča J., Veselý J.: Zhodnocení jakosti práce vyorávacích těles sklízeců cukrovky Оценка качества труда подкапывающих корпусов свеклоподъемников Bewertung der Qualität der von Rodekörper-Arbeit bei Rübenrodern The Comparison of the Different Sugar-Beet Lifting Units with Respect to the Quality of Operation	501
Dovrtěl J.: Traktory na letošním pařížském agrosalonu	509

Experimentálně zjištěné výsledky výzkumu charakteru namáhání zemědělských strojů

Экспериментально установленные результаты исследования характера нагрузки
сельскохозяйственных машин

Experimentale Untersuchungen des Beanspruchungscharakters von Landmaschinen
The Research into the Nature of the Stresses in Agricultural Machines with the
Results of the Tests

Inž. Zbyněk SOUČEK, CSc.

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

Ředitel ústavu inž. J. Homolka

Úvod

V předložené práci je uvedeno několik typických příkladů použití tenzometrické metody při pevnostním výzkumu zemědělských strojů, prováděném ve VÚZS Chodov. Z uvedených výsledků vyplynou některé závěry o charakteru namáhání zemědělských strojů, což je hlavní cíl pojednání. Tyto závěry vyplývají z velkého počtu výsledků, které byly ve VÚZS v minulých letech získány. První měření proběhla již v r. 1955 a v posledních letech je každým rokem řešeno 10–15 problémů na různých typech zemědělských strojů. Soustavně jsou podrobovány tenzometrickému měření všechny nejdůležitější typy zemědělských strojů v nejrozličnějších pracovních podmínkách. Cílem těchto měření není ověřování hotového stroje, tj. jeho zkoušení, ale získání číselných podkladů pro jeho další vhodnější řešení; je tedy určitou fází vývoje strojů.

Uváděné výsledky byly vesměs získány měřicími prvky s elektrickými odporovými tenzometry. Kromě namáhání součástí strojů jsou ve VÚZS na principu odporových tenzometrů měřeny též další mechanické veličiny, zvláště síly, krouticí momenty, dráhy a vibrace. Při měření např. sil a krouticích momentů často postačí lepit tenzometrická tělíska přímo na součásti strojů (bez zeslabení a úprav), které se po ocejchování stávají velmi dokonalými dynamometry. Pokud je třeba vsazovat do stroje snímače na principu odporových tenzometrů, např. tahové a torzní dynamometry, je možno konstruovat je jako velmi tuhé v porovnání se součástkami konstrukce zemědělských strojů, které obvykle mívají dosti nízkou tuhost. Tyto vlastnosti souhrnně zaručují, že vlastní frekvence soustavy stroje se nijak nezmění a tedy i dynamická odezva na budící účinek, kterým bývá měřena veličina, zůstává stejná.

Všechny dále uvedené výsledky byly získány většinou s tenzometrickými tělísky fy Huggenberger se zesilovači s nosnou frekvencí 5000 Hz. Většinou

se užívalo zesilovačů OPK Rumburk a v poslední době též zesilovačů n. p. Mikrotechna. Jako registračního zařízení bylo většinou používáno dvou paralelně elektricky i mechanicky spojených smyčkových oscilografů Oscilloport fy Siemens se smyčkami 2,5 T, které mají vlastní frekvenci o něco vyšší než 2500 Hz. Vlastní frekvence použitých smyček a nosná frekvence zesilovačů tedy dostatečně zaručují, že i při měření velmi rychlých mechanických dějů, které se mohou na zemědělských strojích vyskytnout, nedochází k větším amplitudovým nebo fázovým chybám. Přitom všechny použité snímače a zesilovače jsou vždy před měřením i po něm cejchovány. Ve VÚZS jsou v provozu dvě měřicí soupravy, umístěné v měřicích vozech, které umožňují současnou registraci až 10 nebo 23 mechanických veličin současně.

Namáhání zemědělských strojů má výrazně kmitavý charakter. Přitom amplituda zatěžovacího účinku není konstantní, ale neustále se mění. Dochází tedy k nestacionárnímu namáhání. Rovněž střední hodnota zatížení se obvykle během práce mění. To je pravidelný pracovní režim. Navíc však při provozu zemědělských strojů občas dochází k značnému stoupnutí zatížení, jež někdy několikanásobně převyšuje pravidelné provozní namáhání. Nestacionární kmitavé namáhání, vystřídání občasným vysokým přetížením, je způsobeno specifickými pracovními podmínkami zemědělských strojů. Plyne např. z nerovnoměrného dávkování, nehomogenního materiálu, nebo z odporu nehomogenního prostředí, popř. z periodicky se opakujícího pracovního procesu (např. sled řezů, který se uskutečňuje v řezače). Často však dochází k nepříznivým dynamickým jevům, jež plynou z nevhodných tuhostí součástí, např. hřídelů, vůči hmotám pracovních orgánů při dané frekvenci budicího účinku, jež je dána např. otáčkami. Nepříznivé dynamické účinky mohou vznikat z nesprávného zalomení kloubových hřídelů, z kmitavého pohybu některých částí stroje, z rychlého pojezdu po nerovném terénu nebo z hrubého zacházení. Příkladem hrubého zacházení je náhlé spuštění spojky traktoru nebo zachycení části stroje za pevnou překážku. Z těchto typických příkladů tedy plyne, že u součástí zemědělských strojů může dojít k překročení meze plastických deformací, popř. k únavovým lomům.

Dále jsou rozbírány jednotlivé typické skupiny strojů a součástí. Na základě experimentálních výsledků, které byly získány celým kolektivem pracovníků odd. základního výzkumu VÚZS ve spolupráci s konstruktéry výrobních podniků zemědělského strojírenství, je posouzen charakter namáhání těchto skupin a vypozeny závěry o způsobu pevnostního výpočtu. Práce se ve svém rozsahu může zabývat jen typickými případy a ne řešením všech případů. Experimentální výsledky o charakteru namáhání jsou uvedeny pro součásti strojů na zpracování půdy, hřídele a nápravy zemědělských strojů, závěsy a ostatní součásti namáhané vodorovnými silami, pro součásti namáhané kmitavými silami, plynoucími z vratných pohybů některých částí stroje a pro součásti zemědělských strojů namáhané kmitavými silami, plynoucími — jak bylo vysvětleno výše — z opakovaného pracovního procesu.

Stroje na zpracování půdy

V této skupině jsou nejdůležitějším a typickým případem radličné pluhu. Dále uvedené výsledky vycházejí z měření na 10 typech různých konstrukcí za nejrozmanitějších podmínek. Zvlášť podrobně byl zkoumán charakter napětí na unifikované řadě pluhů. Vyšlo se ze sil, působících na radlice. Tyto síly

se měřily tak, že na slupice prvních radlic pluhů se nalepila tenzometrická tělíska, pro kontrolu obvykle na dvě různá místa. Přímým zatěžováním přes pružinový dynamometr silou v rovině procházející břitem čepele, rovnoběžně se směrem jízdy, byla zjištěna závislost velikostí namáhání slupice na zátěžné síle, resp. výstupního proudu zesilovače na této síle.

Jak vyplývá z této metody měření silových účinků na radlice, jde spíše o měření momentu, než o měření síly. Pro názorné vyjádření výsledků měření však zavádíme tuto sílu rovnoběžnou se směrem jízdy, ležící ve vodorovné rovině odpovídající dnu brázdy. Moment, který vyvolá skutečná a tato náhradní síla v místě nalepení tenzometrů, je stejný.

Na obrázcích jsou oscilografické záznamy průběhu velikosti síly na jednu radlici spolu s průběhem namáhání různých typů plužních rámu. Všechna místa na záznamech byla registrována současně. Z těchto záznamů posoudíme charakter namáhání pluhů. Každá křivka značí průběh namáhání nebo síly jiného místa konstrukce. Čas jde zleva doprava.

Na obrázku 1 je obvyklý průběh sil a napětí na rámu pluhu při velmi těžké orbě tříradličným závěsným pluhem v nekamenité půdě. Zjednodušíme-li průběh napětí a zanedbáme velmi drobné kmity, tj. desetinu až osminu rozsahu největších kmitů, a počítáme schematizované poloviny cyklů, pak zjistíme frekvenci v průměru asi 3–7 cyklů za vteřinu. Časová základna je uvedena, s značí vteřinu.

Pro jednoduchost je uvedeno měřítko pouze u průběhu síly na první radlici, tj. pro místo XXXIV. Nulové hladiny napětí jsou uvedeny na okrajích. Je zřejmé, že průběh namáhání některých míst dobře souvisí (např. místa XXXIII a XXXIV), což vyplývá z toho, že vznikají silovým účinkem téže radlice. V celkovém tažném odporu pluhu, který znázorňuje křivka LV, se vliv jedné radlice projeví jen málo a zřetelný je pouze při větších nárazech. Charakter průběhu se značně mění při orbě kamenitého pozemku. Měřilo se na pozemku, který obsahoval četné balvany s rozměrem 30–50 cm. Doba stoupnutí namáhání z průměrné hladiny na maximum činila podle charakteru překážky 0,05–0,1 s.

Obdobně byl zkoumán těžký závěsný pluh s patrovým rámem 3 PZ 35. Na obr. 2a je záznam namáhání různých míst rámu při normální orbě. Je uvedeno měřítko napětí místa I, které je namáháno pouze silou poslední radlice. Frekvence činí cca dva až tři cykly za vteřinu. Obdobně je na obr. 2b záznam z orby kamenitého pozemku. Je uvedeno měřítko napětí místa VI, které představuje namáhání slupice první radlice. Délka trvání nárazů zde činila cca 0,07 s. Bylo zjišťováno namáhání součástí rámu velmi měkké a vylehčené konstrukce pluhu 3 PN 35 A za běžných podmínek a na šterkovitém pozemku. Drobný šterk působí namáhání o značně vyšší frekvenci kolem sedmi cyklů za vteřinu na rozdíl od běžných podmínek, kdy namáhání kmitalo s frekvencí dva až tři cykly za vteřinu.

Tyto ukázky výsledků měření namáhání různých konstrukcí pluhů ukazují, že charakter jejich namáhání je velmi podobný. Typické je, že namáhání v na-prosté většině případů vykazuje určitou střední hodnotu, která se s přirozeným kolísáním půdních podmínek mění. Tato střední hodnota přibližně odpovídá zatížení, které plyne z obvykle udávaného měrného odporu půdy. O tomto měrném odporu, vztaženém na jednotku oraného průřezu určeného hloubkou orby a záběrem, můžeme předpokládat, že stoupne nejvýše na krajní hodnotu, pro kterou je daný pluh určen. Toto zatížení však jako podklad pro pevnostní výpočet sou-

tou jsou dynamické součinitele, zjištěné z výsledků měření namáhání těch částí pluhu, kde působí síly pouze z jedné radlice, tedy z poměru $P_{1rmax} : P_{1rstř}$. Další výchozí hodnotou je maximální dovolený měrný odpor.

Střední hodnota dynamického součinitele jedné radlice byla zjištěna 2,22, což je aritmetický průměr z 19 hodnot zjištěných z měření na čtyřech typech nesených a závěsných dvouradličných až šestiradličných pluhů s kolovými i pásovými traktory při rychlosti cca 1 m/s při různé hloubce. Pravděpodobná chyba aritmetického středu tohoto výsledku je 1,4 %. Zdůrazňuje se, že nebyl zjištěn výrazný vliv počtu radlic, hloubky, druhu pluhu nebo záběru radlice na velikost dynamického součinitele. Na jiné písčitohlinité půdě s měrným odporem 85 kg/dm^2 byl z několika výsledků zjištěn dynamický součinitel pro jednu radlici $d_1 = 2$. Obdobně bylo na pluhu 3 PZ 35 (s patrovým rámem) (za poměrně příznivých podmínek) zjištěno $d_1 = 1,8$ a u neseného pluhu trubkové konstrukce 3 PN 35 A se zjistilo $d_1 = 2,1$.

Shrňme-li tyto výsledky, pak lze doporučit krajní hodnotu dynamického součinitele 2,5. Pevnostního výpočtu na základě uvedeného principu je možno použít u pluhů, určených pro dnes běžné rychlosti orby i pro mírně zvýšené rychlosti. Pro případ vyložení rychlostní orby by byl vhodný další výzkum, z něhož by měla vyplynout závislost dynamického součinitele na rychlosti. Je zřejmé, že ty součásti, které přenášejí síly z několika orebních těles, není účelné dimenzovat na současné působení krajních hodnot zatížení na všech radlicích. Takový způsob by vedl ke značnému předdimenzování konstrukce. Postup v takovémto případě je podrobně uveden v dřívějších pracích VÚZS [13]. K typickému případu dochází u částí sousedících se závěsem pluhu v případě nárazu na jednu radlici. Pro dokreslení uvažujeme jednodušší případ prostého sčítání silových účinků všech radlic bez ohledu na jejich různou polohu. Přitom předpokládáme, že stejná síla v místě kterékoliv radlice způsobí stejný silový účinek v uvažované přední části pluhu. Např. pro tříradličný pluh je dynamický součinitel d_3 pro přední část rámu:

$$d_3 = \frac{2 \cdot P_{1r dov} + 2,5 \cdot P_{1r dov}}{3 \cdot P_{1r dov}} = 1,5$$

Obecně platí pro rázový součinitel d_n pluhu s počtem radlic n_r a rázový součinitel pro jednu radlici $d_1 = 2,5$.

$$d_n = \frac{n_r + d_1 - 1}{n_r} = \frac{n_r + 1,5}{n_r} = 1 + \frac{1,5}{n_r} \quad (1)$$

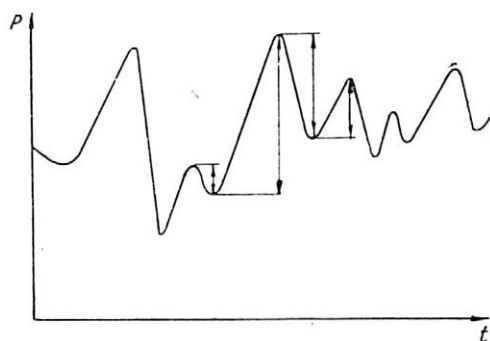
Rázový součinitel podle vztahu (1) zřejmě klesá s počtem radlic. Pro kontrolu, zda k takovému poklesu skutečně dochází, byl zjištěn poměr maximálních a středních hodnot namáhání předních částí rámu a celkového tažného odporu pluhů unifikované řady. Porovnání výsledků je uvedeno v tabulce I. Jsou zde pro různý počet radlic uvedeny hodnoty dynamických součinitelů podle rovnice (1) a podle výsledků měření.

Shoda dynamických součinitelů orby, vypočtených a zjištěných pokusně, je u předních částí rámu poměrně dobrá a zřejmě není náhodná. Abychom při výpočtu o něco zvýšili bezpečnost předních částí rámu a vyloučili jejich poruchu vlivem náhodné souhry nárazů, jsou v tabulce I doporučené hodnoty o 20 % vyšší než vypočtené. Není vhodné užívat hodnot pod 1,65.

Z hlediska výpočtu životnosti součástí pluhů je důležitá velikost a počet cyklů kmitavých složek sil, které se při orbě na určité délce trati vyskytnou.

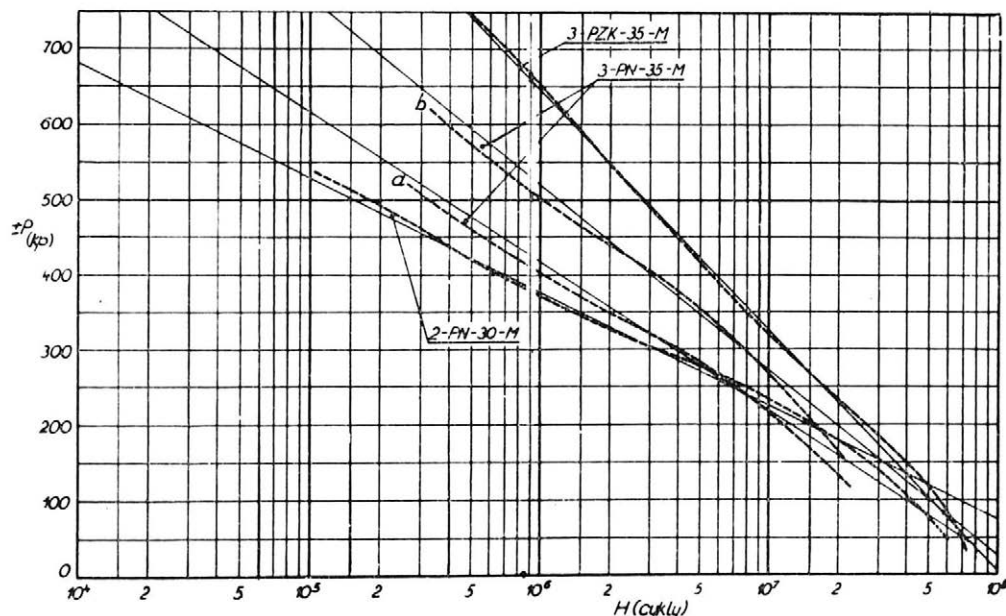
Počet radlic	d_n podle rovnice (1)	Pluh	Ráz. součin z měření	Průměr z počtu měření	Doporučené hodnoty d_n
1	2,5	—	—	—	2,5
2	1,75	2 PN 30 M	1,78	29	2,1
3	1,50	3 PN 35 M 3 PZK 35 M	1,68 1,45	18 6	1,8
4	1,37	4 PZ 35 M	1,38	7	1,65
5	1,30	—	—	—	1,65
6	1,25	6 PZ 25 M	1,49	9	1,65

Výsledkem statistického rozboru výsledků měření je tzv. spektrum provozních zatížení, vyjadřující závislost velikosti kmitavých složek a jejich četností (třídní četnost). Nejvhodnější je vyjádřit výsledky měření ve tvaru tzv. součtové křivky (kumulativní četnost). Bod součtové křivky značí počet cyklů kmitavých složek dané velikosti a vyšších, které se ve zvolených podmínkách za určitý časový úsek, popř. za celou dobu životnosti nebo na zvolené měřicí trati vyskytnou. Provozní spektra pro radlice unifikované řady a způsob vyhodnocení jsou uvedeny na následujících obrázcích. Na obr. 3 je schematicky znázorněn způsob hodnocení průběhu síly z oscilografického záznamu. Uvažují se schematizované poloviny cyklů. Odměřují se rozkmity, tedy dvojnásobky kmitavých složek. Použito se tzv. dvouparametrického způsobu hodnocení, který je výhodný tehdy, když střední hodnota zatížení se mění. Hodnoty kótované v obr. 3 pochopitelně nejsou přesně odměřovány, ale obvyklým způsobem zařazovány v určitém rozmezí do tříd, které umožní stanovit četnost různých hladin kmitů. Celý rozsah vyskytujících se kmitů byl rozdělen do osmi až deseti, někdy i většího počtu tříd. Na obr. 4 je uveden typický příklad průběhu kmitavých složek.



3. Způsob hodnocení průběhu síly z oscilografického záznamu. Uvažují se rozkmity, tedy dvojnásobky kmitavých složek a poloviny cyklů

Tyto výsledky představují velmi cenný materiál o charakteru zatížení na pluzích. Jak názorně vyplývá z obr. 4, v kterém jsou cykly na vodorovné a zatížení na svislé ose, je možno součtové křivky, vynesené v semilogaritmických souřadnicích, s dostatečnou přesností nahradit přímkami. Přímkový průběh poměrně snadno umožní rozšířit provozní spektrum (za předpokladu, že jeho charakter se nemění) i do oblasti vyšších hodnot sil s menší četností, které se na měřicí trati nevyskytnou, i když se v provozu dají očekávat.



4. Součtové křivky podle výsledků měření sil na radlice typu P na pluhu 2 PN 30 M ($h = 22$ cm, $v = 4,7$ km/h), 3 PN 35 M ($h_a = 19$ cm, $h_b = 24$ cm, $v = 3,7$ km/h) a 3 PZK 35 M ($h = 24$ cm, $v = 3,5$ km/h) při orbě strniště po jeteli pro životnost 10 let.
(čárkované – podle výsledků vyhodnocení, plně – podle exponenciálního rozložení)

O tom svědčí výsledky jiných měření. K větším odchylkám dochází v oblasti malých hodnot sil, kde podle výsledků vyhodnocení již součtová křivka téměř nestoupá a tedy křivka třídní četnosti se blíží nule. To však spíše vyplývá ze způsobu ručního vyhodnocení, kde byly vědomě vynechány cykly v rozsahu jedné třídy, tj. přibližně do 10 % z maximálního rozsahu, což značně zjednodušilo práci, aniž podstatně ovlivnilo výsledek.

Přímkový průběh součtové křivky v semilogaritmických souřadnicích odpovídá tzv. exponenciálnímu rozložení četností, při kterém pro třídní četnost H pozorované veličiny σ platí

$$H_t = H_m \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)}, \quad (2)$$

kde:

H_m = nejvyšší třídní četnost, odpovídající pozorované veličině $\sigma = \sigma_m$

h = konstantní veličina.

Rovnice součtové křivky je dána integrálem rovnice (2)

$$H = \int_{\sigma}^{\infty} H_m \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)} d\sigma = \frac{H_m}{h} \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)} \quad (3)$$

Rovnice (2) a (3) se liší pouze konstantou; tedy vynesáním obou výrazů jak pro kumulativní, tak pro třídní četnost dostáváme přímky stejného sklonu, který je určen konstantou h plynoucí z charakteru děje. Je celkem logické předpokládat, že u zemědělských strojů k vůbec nejvyšší četnosti dojde u nejmenších

kmitavých složek a tedy bez ohledu na výsledky zjednodušeného, tj. bez přístroji provedeného vyhodnocení, lze přímky prodloužit až k čáře $P = 0$, čímž vyjádříme, že těchto kmitavých složek je velký počet. Přesný počet nelze prakticky ani zjistit, což není podstatnou závadou, neboť podle některých pramenů složky do 5 % z nejvyšší hodnoty, podle jiných pramenů dokonce do 10 %, lze pro výpočet životnosti vůbec zanedbat. Podle jiných mají tyto složky určitý význam, i když jsou hluboko pod mezí únavy, proto jsou i v našem případě alespoň řádově uvažovány.

Jak jsme si ukázali, má namáhání pluzních rámců kmitavý charakter. U součástí strojů s takovým způsobem zatížení je třeba počítat s únavou materiálu. Avšak s ohledem na možnost ojedinělých značných přetížení dochází u obvyklých konstrukcí (bez velkých vrubových účinků) k jejich vyřazení spíše překročením meze plastických deformací. Zabráníme-li těmto destruktivním vhodným pojistným zařízením, pak nás zajímá, při jak velkém vrubovém účinku dosáhne bezpečnost vůči mezi únavy nejnižší dovolené hodnoty, tj. 1,2 u konstrukce, která má při rázovém součiniteli 2,5 hodnotu bezpečnosti vůči mezi průtažnosti 1,5.

Vydeme z konkrétního případu. Budeme uvažovat radlici pluhu 2 PN 30 M, pro kterou bylo sestrojeno a vyhodnoceno spektrum provozních zatížení. Matematickým zpracováním tohoto spektra bylo stanoveno hrubě přibližně ekvivalentní zatížení na jedné hladině. Bylo použito výrazu, který uvádí S e r e n s e n (vyvozeno na principu Minerovy hypotézy).

$$P_{red} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\frac{1}{N_o} \sum n_i P_i^m} \quad (4)$$

kde:

m = kotangens úhlu sklonu větve Wöhlerovy křivky nahrazené přímkou, vynesené v logaritmických souřadnicích (při výpočtu bylo dosaženo $m = 10$),

a = součinitel, který je možno přibližně uvažovat rovný 1,

N_o = počet cyklů zvolených za základ (např. počet odpovídající zlomu na Wöhlerově křivce),

n_i = počet výkmitů zatížení P_i (nad mezí únavy),

P_i = velikost zatížení odpovídající počtu cyklů n_i .

Za základ byl zvolen počet cyklů $N_o = 2 \cdot 10^6$, což vyhovuje dobře pro praktické použití. Pro výpočet hodnoty zatížení byly uvažovány nejnižší hodnoty $P_i = 250$ kp. Nižší hodnoty se při výpočtu součinu $n_i \cdot P_i^m$ již neuplatňují. Přitom hodnoty odpovídající 250 kp a dokonce i 350 kp výsledek málo ovlivní.

Při výpočtu nebyla respektována hranice pro P_i (mez únavy), neboť i zatížení pod mezí únavy při náhodně vystřídáných výkmitcích mají vliv na životnost. Tohoto způsobu se v podstatě využilo též při výpočtu životnosti podle americké hypotézy C o r t e n D o l a n o v y. Výpočtem byla zjištěna hodnota kmitavé složky přibližně ± 400 kp. Tato hodnota činí 62 % z velikosti předpětí, které odpovídá síle plynoucí z nejvyšší hodnoty dovoleného měrného odporu. Tento poměr byl potvrzen i z jiných výsledků. Na obr. 5 je schematicky znázorněn dvojitý typ namáhání pluzních rámců. Amplitudy jsou vyneseny v měřítku pro probíraný konkrétní případ.

Pro výpočet použijeme v ČSSR všeobecně používanou metodu prof. N ě m c e. Jestliže zanedbáváme vliv předpětí na bezpečnost vůči mezi únavy, což si u hrubě orientačního výpočtu můžeme dovolit, je bezpečnost vůči mezi únavy

$$s_{\dot{u}} = \frac{\sigma_{cs}}{\sigma_a}$$

kde:

σ_{cs} = mez únavy skutečné části

σ_a = kmitavá složka zatížení

Dále platí

$$\sigma_{cs} = \sigma_c \frac{\eta_p \cdot v_\sigma \cdot x}{\beta}$$

Zde σ_c značí mez únavy hladkého vzorku, kterou budeme uvažovat 2/3 meze průtažnosti. Součinitel povrchu η_p volíme 0,8, součinitel základního vlivu velikosti v_σ uvažujeme 1 a rovněž součinitel x , vyjadřující vliv proměnnosti namáhání, bereme rovný 1, neboť byl uvažován výpočtem kmitavé složky podle *S e r e n s e n o v a* vzorce. Bereme-li součinitel plasticity 1,3 a k první plastické deformaci dojde při 3,75 násobku (tj. 2,5 . 1,5) střední síly plynoucí z měrného odporu, které odpovídá napětí $\sigma_{1r\,dov}$, pak platí vztah

$$\sigma_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{3,75 \cdot \sigma_{1r\,dov}}{1,3}$$

$$s_{\dot{u}} = 1,2 = \frac{2 \cdot 3,75 \cdot \sigma_{1r\,dov} \cdot 0,80}{3 \cdot 1,3 \cdot \beta \cdot \sigma_a}$$

Pro $\sigma_a = 0,62 \cdot \sigma_{1r\,dov}$ vypočteme

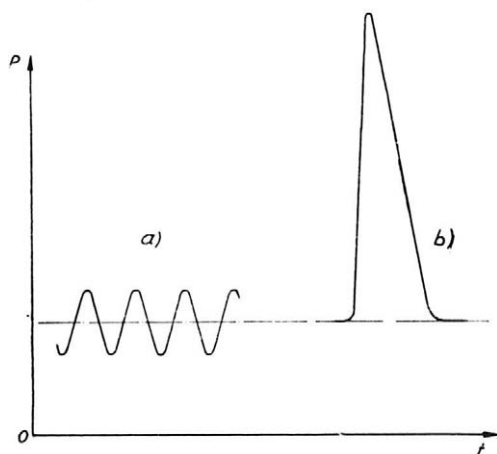
$$\beta = 2,1$$

což je již dosti vysoká hodnota. Z tohoto velmi přibližného výpočtu vyplývá, že u většiny součástí a nosníků, u kterých je kontrolována bezpečnost vůči mezi plastických deformací na základě dříve doporučené velikosti zatížení, nebude docházet ani k únavovým lomům, což je pro konstruktéra velmi důležité a výhodné. Toto platí ovšem jen tehdy, vyhne-li se konstruktér větším konstrukčním i technologickým vrubům.

Tedy návrh pluzní konstrukce má vycházet z bezpečností vůči mezi plastických deformací. U těch částí, kde není možno se vyhnout větším vrubovým účinkům, je navíc třeba též kontrolovat bezpečnost vůči mezi únavy. Je často účinnější hotovou konstrukci podrobit únavovým laboratorním zkouškám, které by vycházely ze spektra provozních zatížení. Redukce na konstantní hladinu, např. podle teorie lineární kumulace dílčích poškození, však vykazuje určité odchylky od skutečností. V tomto směru by byly účelné též další výzkumné práce, respektující poměry zemědělských strojů vůbec.

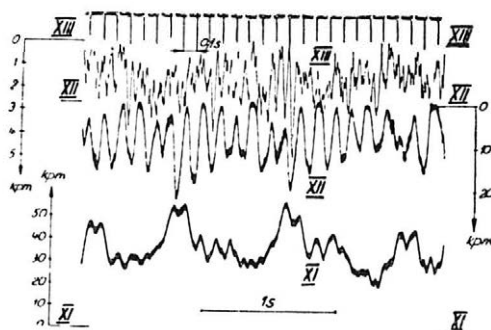
Hřídele zemědělských strojů

V této kapitole bude proveden rozbor charakteru namáhání hřídelů zemědělských strojů. Uváděné výsledky byly získány buď torzními dynamometry, nebo tak, že odporové tenzometry byly nalepeny přímo na hřídel. Spojení tenzometrů se zesilovači je uskutečněno snímacím kroužkovým agregátem. Celek byl v takovém případě oceļhčován a sloužil tedy rovněž jako torzní dynamometr.

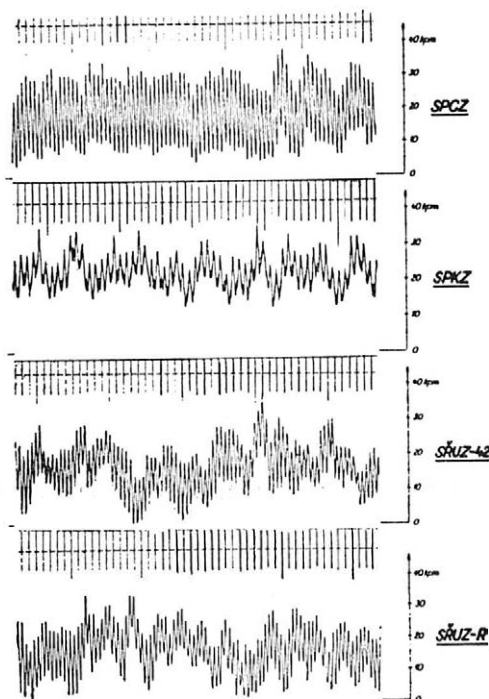


5. Schematické znázornění dvojího druhu namáhání pružných rámu (amplitudy obou druhů namáhání vyneseny ve stejném měřítku)

a) kmitavé zatížení, b) občasné přetížení (maximum, při kterém by mělo vypnout pojistné zařízení)



7. Průběh tří různých krouticích momentů kombinovaného cepového sklízče SPKZ 160 (XI - celkový, XII - na hřídeli cepového ústrojí, XIII - na hřídeli šnekového dopravníku) při sekání směsky



6. Příklady typických průběhů celkových krouticích momentů (na vývodovém hřídeli traktoru) čtyř typů sklízecích rezaček při práci za stejných pracovních podmínek (sklizeň jetelotrávní směsky)

Na horním okraji oscilografických záznamů jsou časové značky (po 0,1 s). Jednotlivé dílky přerušované čáry značí trvání 1 otáčky stroje

Je probráno několik typických případů zatížení hřídelů zemědělských strojů. Převážně jde o celkové krouticí momenty potřebné k pohonu celého stroje, které byly většinou získány měřením na vývodovém hřídeli traktoru. V těchto případech bylo vždy přísně dbáno, aby geometrické uspořádání kardanových kloubů při měření odpovídalo normálnímu uspořádání stroje. Případy zatížení celkovými krouticími momenty jsou nejdůležitější, neboť rozhodují o namáhání kloubových hřídelů a dalších hlavních hřídelů strojů.

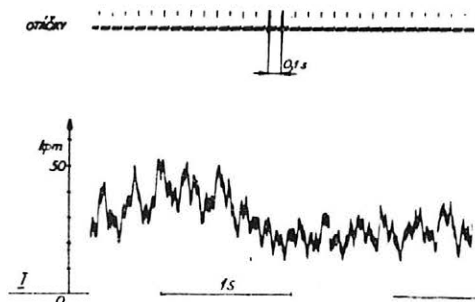
Dále je uvedeno též několik případů průběhů momentů pracovních orgánů strojů. Ve všech případech byla ražena stejná rychlost posuvu registračního papíru. Nejprve uvádíme běžné pracovní podmínky.

Na obrázku 6 jsou pro porovnání uvedeny průběhy celkových krouticích momentů čtyř různých typů sklízecích rezaček, které byly postupně připojovány ke stejnému traktoru, střídavě pracovaly na stejném pozemku a otáčky byly

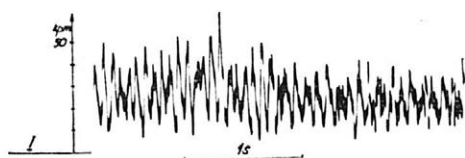
udržovány přibližně na nominální hodnotě. Stroje vykonávají tutéž práci, ale s různými strojními prvky s odlišnými otáčkami. Průběhy momentů se podobají pouze u kolových řezaček SŘUZ. U cepového sklízeče SPCZ kmitá krouticí moment s největší amplitudou. Frekvence kmitání u kolových řezaček SŘUZ a sklízeče SPCZ je 18 c/s, což odpovídá přesně dvojnásobku otáček vývodového hřídele traktoru. V těchto případech zřejmě dochází k torznímu kmitání vlivem budicího účinku, působeného nevhodným zalomením kloubového hřídele, tj. nedodržením správných kinematických poměrů. U SPKZ je pravidelná frekvence kmitání 12 c/s. Na obrázku 7 je průběh tří různých krouticích momentů sklízeče píce SPKZ 160, což je rekonstruovaný sklízeč SPKZ. U tohoto rekonstruovaného typu byly změněny otáčky všech hřídelů, avšak pracovní princip stroje zůstal stejný. Charakter průběhu celkového krouticího momentu, který znázorňuje křivka XI, je u tohoto rekonstruovaného typu zřejmě zcela odlišný. Frekvence kmitání není již tak pravidelná, průměrná frekvence je asi 8 c/s. Rovněž na hřídeli cepového ústrojí (křivka XII) kmitá moment s frekvencí 8 c/s, ale s relativně daleko vyšší amplitudou. Ve většině případů dochází k tomu, že maximum XI se kryje s minimem XII a naopak. Přitom frekvence 8 c/s odpovídá otáčkám nožového kola. Na hřídeli šnekového dopravníku výrazně kmitá krouticí moment s průměrnou frekvencí asi 25 c/s, což plyne z křivky XIII. Otáčky tohoto hřídele jsou přitom velmi nízké (280 ot./min).

Na obrázku 8a je průběh celkového momentu rozmetadla mrvy RmA 2/a s řetězovým rozmetacím ústrojím při práci. Moment kmitá s průměrnou frekvencí 14 c/s. Na obrázku 8b je průběh celkového krouticího momentu rozmetadla

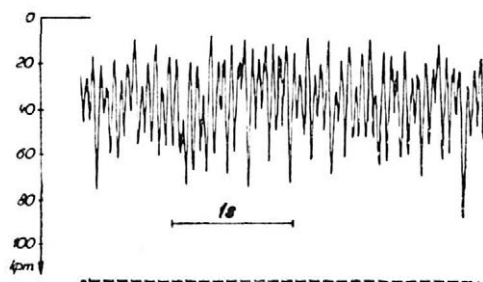
8. Příklad oscilografického záznamu z měření celkového krouticího momentu na vývodovém hřídeli traktoru



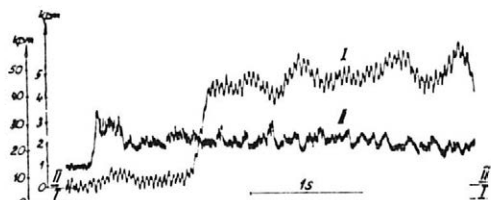
a) při práci s rozmetadlem mrvy RmA 2/a (řetězové rozmetací ústrojí)



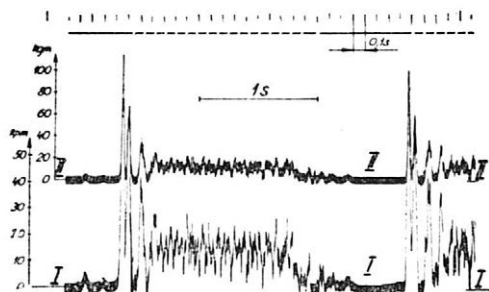
b) při práci s rozmetadlem mrvy RmA 2/b (lopatové rozmetací ústrojí)



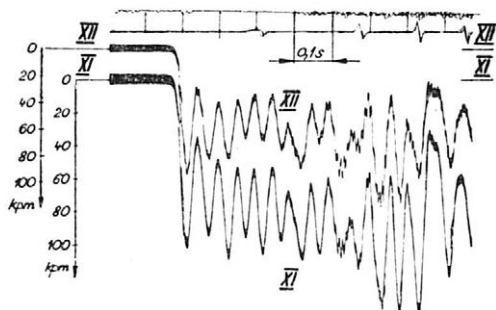
c) při normální práci s trhačem Inu TLZ 4



9. Průběh celkového krouticího momentu kolové řezačky RVM 42 (I) a hnacího momentu podávacího ústrojí (II) při zapnutí posuvu podávacího ústrojí a zpracování materiálu



10. Oscillografický záznam průběhu celkového kroučícího momentu (I) a momentu na hnacím hřídeli rozmetacího ústrojí (II) rozmetadla mrvy RmA 2/b při rychlém dvakrát opakovaném spuštění spojky traktoru (při běhu naprázdno)



11. Průběh celkového kroučícího momentu na vývodovém hřídeli traktoru (XI) a na předlohovém hřídeli cepového sklízče píce SPCZ 138 (XII) při rychlém rozběhu tohoto stroje

mrvy RmA 2/b, které je po konstrukční stránce stejného pojetí, ale má lopatové rozmetací ústrojí, tedy pracovní orgány zcela odlišného typu. I když porovnání bylo provedeno za stejných pracovních podmínek, vykazuje tento typ vyšší amplitudy kmitavé složky momentu. Frekvence kmitání je přibližně stejná jako u předešlého typu.

Velmi výrazně kmitající průběh momentu byl zjištěn u trhače lnu TLZ 4 (obr. 8c). Moment kmitá s frekvencí 18 c/s, což odpovídá přesně dvojnásobku frekvence otáček vývodového hřídele. Kmitavá složka momentu je zřejmě způsobena nedodržením správných kinematických poměrů kloubového hřídele. Dále byl zkoumán průběh celkového kroučícího momentu vazače ŽVZ 244, kroučícího momentu na hřídeli uzlovače a síla v tětlici kosy, jejíž výstředník má stejné otáčky jako vývodový hřídel traktoru. Celkový kroučící moment kmitá s frekvencí 17 c/s, což odpovídá dvojnásobku otáček, které měl v daném případě vývodový hřídel. Kmitavá složka momentu je způsobena kmitavým pohybem kosy. Moment na hřídeli uzlovače kmitá s frekvencí 22 c/s.

Dále uvedeme několik případů stacionárních strojů.

Na obrázku 9 je průběh celkového hnacího momentu kolové řezačky ŘVM 42 s upraveným nožovým kolem (křivka I) a hnacího momentu podávacího ústrojí (křivka II) při jeho zapnutí a zpracování materiálu. Zapnutím stoupne moment podávacího ústrojí. Ke značnému stoupnutí celkového momentu dojde, jakmile materiál dosáhne nožového kola. Celkový moment kmitá s frekvencí 24 c/s, uvažujeme-li i kmity malé amplitudy. Tato frekvence se superponuje na základní kmity s průměrnou frekvencí asi 5 c/s. Moment podávacího ústrojí kmitá s frekvencí asi 8 c/s, neuvažujeme-li kmity s malou amplitudou. U metače ŘRM 35 se na frekvenci 3 c/s superponuje kmitavá složka 35 c/s s poměrně malou amplitudou. Obdobně u metače vyššího výkonu SMPU 80 se na základní frekvenci 5 c/s superponuje kmitavá složka 28 c/s.

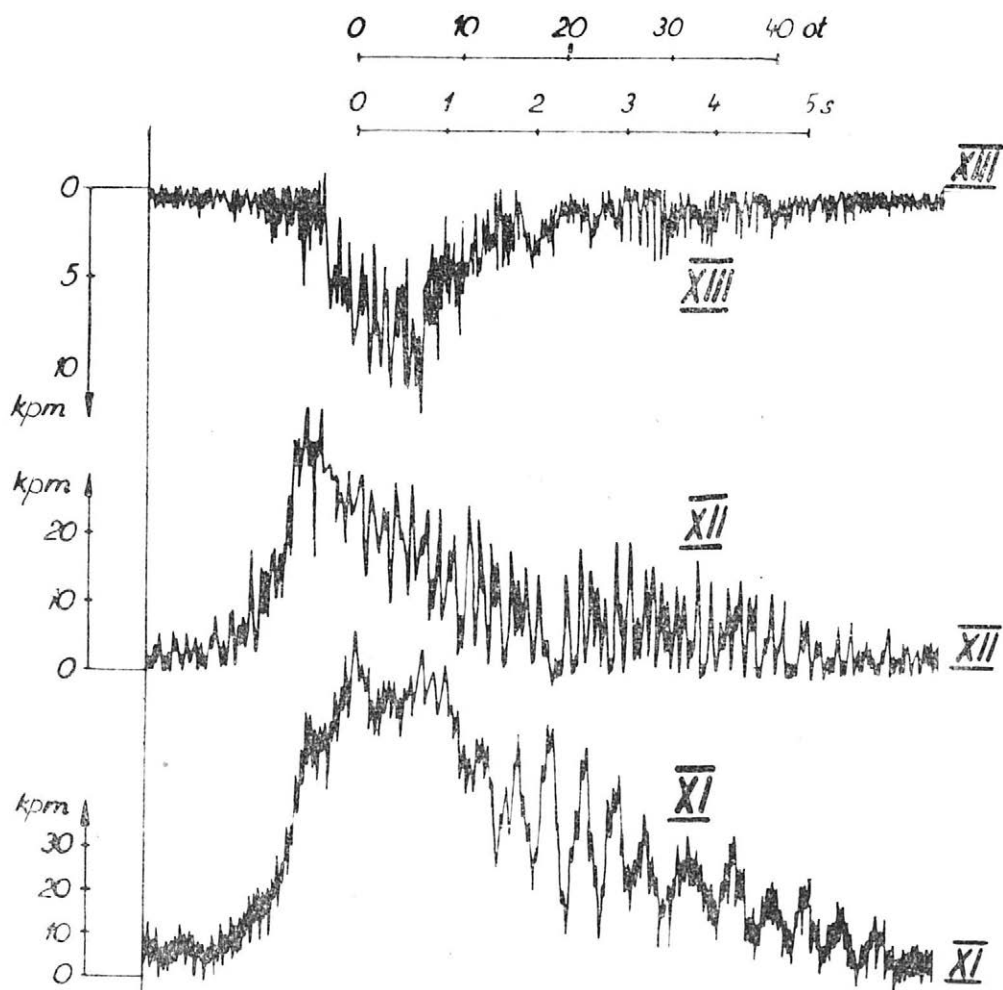
Dále je uvedeno několik oscilografických záznamů průběhů momentů při rychlém spuštění spojky traktoru při běhu naprázdno, což u některých strojů způsobí jeden z nejtěžších druhů zatížení hřídelů.

Na obrázku 10 je pro rozmetadlo mrvy RmA 2/b uveden průběh celkového kroučícího momentu (křivka I) a momentu na hřídeli rozmetacího ústrojí (křivka II). Maxima momentu bylo dosaženo během 0,04 vteřiny. Stejný rozběh byl proveden dvakrát po sobě. Rychlý rozběh sklízče SPCZ 138 je na

obr. 11. Typický je silně rozkmitaný průběh s frekvencí 19 c/s. Zde je též křivka XII, která znázorňuje průběh momentu na předlohovém hřídeli. Obě měřená místa jsou oddělena dlouhým kloubovým hřídelem a kuželovým soukolím, přesto průběh obou veličin je téměř dokonale stejný. Zde byl volen přibližně třikrát vyšší posuv registračního papíru, než v ostatních probíraných případech.

Na obrázku 12 je pro porovnání s normálním způsobem práce sklízecí píce SPKZ 160, který byl dříve probrán (obr. 7), uveden diagram průběhu momentu tří hřídelů (XI — celkový moment, XII — hřídel cepového ústrojí, XIII — hřídel šnekového dopravníku) při velmi nerovnoměrném dávkování. Sklizená kukuřice se hromadila na žací liště a pak najednou celá dávka prošla sklízecím. Posuv papíru byl v tomto případě přibližně třikrát menší než na obr. 7.

V tabulce II jsou uvedeny konkrétní číselné výsledky měření celkového krouticího momentu nejrůznějších typů zemědělských strojů za těžkých, avšak



12. Průběh tří různých krouticích momentů kombinovaného cepového sklízecí píce SPKZ 160 při velmi nerovnoměrném dávkování kukuřice (XI — celkový moment, XII — hřídel cepového ústrojí, XIII — hřídel šnekového dopravníku)

II. Kroucí momenty na vývodovém hřídeli traktoru v těžkých pracovních podmínkách některých strojů

Název stroje	Nejdůležitější poháněcí mechanismus	Podmínky měření	M_{kmax} (kpm)	$M_{kstř}$ (kpm)	$\frac{M_{kmax}}{M_{kstř}}$
Trhač lnu TLZ 4	Trhací jednotky a očkádací řetězy	Pracovní jízda, $v \pm 7$ km/h, traktor Zetor Super	42	19	2,2
Sklízecí řezačka SŘUZ 42	Nožové kolo a žací lišta	Sekání kukuřice, $v = 4,7$ km/h, traktor Zetor Super	68	34	2,0
		Sekání slunečnice, $v = 4,7$ km/h, traktor Zetor Super	74	34	2,2
Vazač ŽVZ 244	Žací lišta, vázací ústrojí	Sekání ovsa s podsevem, $v = 4,7$ km/h, traktor Zetor Super	16	6	2,6
Vazač MBK 210	Žací lišta, vázací ústrojí	Sekání polehlého žita, $v = 4,7$ km/h, traktor Zetor Super	23	3,9	5,9
Žací lišta ŽTN 183	Žací lišta	Sekání jetelotrávy (115 q/ha), $v = 6$ km/h, traktor Z 25 k	21	2,3	9,1
		Sekání jetelotrávy (115 q/ha), $v = 7$ km/h, traktor Z 25 k	25	—	—
Žací lišta ŽTZ 183	Žací lišta	Sekání kukuřice, $v = 5$ km/h, traktor Zetor 3011	15	1,9	7,9
Vyoravač cukrovky 2 VČZ	Transportéry a čisticí válce	Vyorávání cukrovky (těžké podmínky), $v = 3,7$ km/h, traktor Zetor Super	50	11	4,5
Vyoravač cukrovky 2 VČZ	Transportéry, čisticí válce a hnaná náprava	Vyorávání cukrovky, $v = 1,7$ km/h, traktor Zetor 3012	38	22	1,8
Rozmetací adaptér chlévké mrvy RmA 1	Rozmetací ústrojí řetězové (posuvné), podávací zařízení	Rozmetání kompostované chlévké mrvy při max. posuvu rozmetacího ústrojí (3,03 m/min), traktor Zetor Super	53	25	2,1
Rozmetadlo chlévké mrvy RmA 2/a	Rozmetací ústrojí řetězové (bez posuvu), podávací transportér	Rozmetání slehlé vlhké mrvy se středním obsahem ještě celistvé slámy při max. posuvu (1,7 m/min), traktor Zetor Super	94	25,2	3,7
Rozmetadlo chlévké mrvy RmA 2/b	Rozmetací bubny, podávací transportéry	Starý slehlý hnůj s celistvou slámou (řezáno rot. řezačkou), traktor Zetor 50 Super	89	20	4,4

Název stroje	Nejdůležitější poháněcí mechanismus	Podmínky měření	M_{kmax} (kpm)	$M_{kstř}$ (kpm)	$\frac{M_{kmax}}{M_{kstř}}$
Překopávač kompostu PN	Frézovací kolo a transportér	Zpracování starého uleželého kompostu, $v \approx 1$ km/h, průchodnost 30 kg/s, traktor Zetor 50 Super	91	37	2,5
Cepový sklizeč píce SPCZ 138	Cepové ústrojí	Sklizeň staršího polehlého jetele (nerovnoměrný porost), $v = 7,1$ km/h, traktor Zetor Super	115	42	2,7
		Sklizeň kukuřice (výška 2 m; část zůstala nesebrána), I. rychlost traktoru Zetor Super	92	32	2,9
Kombinovaný cepový sklizeč SPKZ 160	Nožové kolo a cepové ústrojí	Sklizeň jetele, $q = 9,2$ kg/s, $v = 10,2$ km/h, traktor Zetor 4011	68	41	1,7
		Sklizeň směsky, $q = 13,1$ kg/s, $v = 16,3$ km/h, 2 traktory, Zetor 4011 a 3011	80	48	1,7
		Sklizeň kukuřice, $q = 7,9$ kg/s, $v = 3,7$ km/h, 2 traktory, Zetor 4011 a 3011 (nerovnoměrné dávkování)	90	—	—
		Sklizeň kukuřice, $q = 15$ kg/s, $v = 7,3$ km/h, 2 traktory, Zetor 4011 a 3011	100	—	—
Rotační pluh (prototyp VÚZS)	Rotor se šípovými pracovními orgány	Orba pozemku s měrným odporem $0,55$ kp/cm ² , hloubka $h = 18,5$ cm, $v = 2,3$ km/h, otáčky rotoru $n = 60$ ot/min, traktor Zetor 50 Super	115	54	2,1
		Orba pozemku s měrným odporem $0,55$ kp/cm ² , $h = 18,5$ cm, $v = 1$ km/h, $n = 120$ ot/min, traktor Zetor 50 Super	142	59	2,4

často se vyskytujících podmínek. Pro jednotlivé stroje jsou uvedeny pracovní podmínky, maximální a střední hodnota krouticího momentu a hodnota dynamického součinitele, tj. poměru maximálního a středního momentu. Důležitý je zde dynamický součinitel, který při znalosti středního momentu, jenž plyne z příkonu, dovolí stanovit maximální krouticí moment při práci stroje. Takovéto hodnoty konstruktér při návrhu stroje obvykle nezná. Z úvah zatím vyloučíme samotné žací lišty s vysokým dynamickým součinitelem, u nichž vlivem periodického působení dynamických sil plynoucích z pohybu kosy při velmi nízké střední hodnotě momentu dochází k zvláštnímu případu, který patří spíše do jiné skupiny probírané v další části tohoto rozboru. Střední hodnota dynamického součinitele činí 2,8 při pravděpodobné odchylce aritmetického středu 2,2 %. Nejčastější hodnoty dynamického součinitele kolísají v poměrně úzkém rozmezí. Neuvažujeme-li vazač MBK 210, který má nízkou střední hodnotu a jehož některé součásti byly deformovány, pak dynamický součinitel pro hřídele, přenášející celkový moment, dosahuje hodnot 1,7 až 4,5. U téhož stroje se dynamický součinitel v určitém rozmezí rovněž mění podle pracovních podmínek a druhu zpracovávaného materiálu. V tabulce II jsou uvedeny výsledky pouze pro typické podmínky. Obvykle platí, že s rostoucím zatížením, tj. se stoupající průchodností, klesá hodnota dynamického součinitele. Nejvyšších hodnot se dosahuje obvykle při běhu naprázdno. Stejně i stroje s nejnižším průměrným krouticím momentem vykazují v průměru vyšší hodnoty dynamického součinitele. Je však pochopitelné, že nejvyšší absolutní hodnoty krouticích momentů se vyskytnou u strojů pro největší výkony a u strojů nejvíce zatěžovaných. Pro jednotlivé pracovní orgány strojů většinou platí, že hodnota jejich dynamického součinitele je vesměs vyšší než u celkového krouticího momentu, což je určitá obdoba jevu zjištěného u pluhů. To plyne většinou z toho, že špička momentu přicházející od pracovního orgánu se vůči střední celkové hodnotě projevuje méně, než vůči nižší hodnotě jednotlivého pracovního orgánu stroje. Typický příklad byl zjištěn u kombinovaného cepového sklízeče, kde u celkového krouticího momentu lze počítat nejčastěji s hodnotami 1,7—2,5 a výjimečně 3. Na hřídeli cepového ústrojí se vyskytuje dynamický součinitel nejčastěji 3,0—4,0 a výjimečně 4,5—5. Na hřídeli šnekového dopravníku dosahuje dynamický součinitel nejčastěji hodnot 3—5 a výjimečně 6. Současně bylo v daném případě zjištěno, že otáčky nijak výrazně neovlivňují velikost dynamického součinitele jednotlivých orgánů.

Obdobně byl zkoumán dvouřádkový sklízeč brambor 2 SBUN 625. U hlavního předlohového hřídele, který přenáší celý krouticí moment k pohonu stroje, byl zjištěn dynamický součinitel při běhu naprázdno 2,1, při běžné práci 1,9 a při maximálním zatížení dále klesá na 1,6. U prvního vytrásacího řetězu, který spotřebuje přibližně 50 % příkonu celého sklízeče, dosahuje dynamický součinitel jeho hřídele při běhu naprázdno 2,5, při běžné práci 2,2 a při nejvyšším pracovním zatížení 1,8. U druhého vytrásacího řetězu, který spotřebuje přibližně 20 % příkonu celého sklízeče, byl zjištěn dynamický součinitel při běhu naprázdno 3,0, při běžné práci rovněž 3,0 a při maximálním pracovním zatížení klesá na 2,2. Se stoupajícími otáčkami ve velkém rozsahu dynamický součinitel při běhu naprázdno mírně stoupal.

Z tohoto hlediska byl zkoumán též trhač lnu TLZ 4. Dynamický součinitel celkového momentu na vývodovém hřídeli traktoru činil při běhu naprázdno 2,5—2,7 a při práci 1,9—2,3.

Na hřídeli odkládacího řetězového transportéru, který přenáší velmi nízký pracovní příkon 1—2 k, což činí jen cca 10 % celého příkonu, dosahuje dyna-

mický součinitel při běhu naprázdno 9, při práci s malým zatížením klesá na 7,5 a se stoupajícím zatížením klesne až na 4,5. Tento případ je možno považovat za extrém.

U vazače ŽVZ 244 byl z měření celkového krouticího momentu zjištěn dynamický součinitel v krajním případě až 2,8 a na hřídeli uzlovače, který přenáší asi třetinu celkového příkonu, byly zjištěny hodnoty až 4,8.

Vyjimečný a vcelku extrémní případ byl zjištěn u rozmetadla mrvy RmA 2/b.. Hřídele namáhané celkovým krouticím momentem mají dynamický součinitel vyjimečně až 4,4, celé rozmetací ústrojí, které zahrnuje celkem čtyři rozmetací jednotky odebírající 80–85 % celkového příkonu, má dynamický součinitel v tomto případě 4,8 a jedna rozmetací jednotka 15,0 (za předpokladu, že příkon rozmetacích jednotek je stejný). Tyto vysoké hodnoty dynamických součinitelů plynou hlavně z charakteru chlěvské mrvy, která je velmi nehomogenním a těžko zpracovatelným materiálem. Naopak na hnacím hřídeli podávacího ústrojí s nízkým příkonem, tvořeného dvěma řetězovými transportéry, které velmi malou rychlostí posouvají celý náklad mrvy na valník k rozmetacímu ústrojí, byl zjištěn dynamický součinitel pouze 1,3. Hodnoty krouticích momentů, jež plynou z dynamického součinitele a známé střední hodnoty momentu, popř. z tab. II, charakterizují pracovní podmínky, kterým musí stroje trvale odolávat. Vyskytují se však navíc náhodné nepříznivé případy, v kterých krouticí moment vystoupí na ještě vyšší hodnoty, jak bylo ukázáno na některých diagramech. Tyto případy by měly být vždy vyloučeny pojistnými spojkami na hřídelích strojů. Je většinou třeba jistit celkový krouticí moment i důležité pracovní orgány. Jištění celkového krouticího momentu je nutné zvláště u strojů, jejichž pracovní orgány mají velký moment setrvačnosti nebo i při menším momentu setrvačnosti vyžadují vysokých otáček. Tak např. sklízeč píce s kolovou řezačkou, u které nožové kolo váží 180 kg, je nutno opatřit pojistnou spojkou na hřídeli, která přenáší celkový krouticí moment, což zabrání poruchám při náhlém neopatrném spuštění spojky. Další pojistnou spojkou je třeba zařadit na hřídel podávacího zařízení, která zabrání přetěžování pracovních orgánů při nerovnoměrném vkládání materiálu. Rozmístění spojek je velmi důležité a je třeba je rozvážit vždy podle daného konkrétního případu. Přitom spojky musí bezpečně přenést moment i za velmi těžkých pracovních podmínek, které u celkového krouticího momentu jsou obvykle charakterizovány dynamickým součinitelem 3,0, kromě některých výjimečných případů, které zde byly většinou uvedeny. U pracovních orgánů je možno vycházet z některých typických případů, které jsme probrali.

Většinou však bude třeba dodatečného upřesnění, které vyjde z hodnot získaných tenzometrickým měřením na hotovém prototypu. Přitom je velmi závažnou chybou nastavení nízké vypínací hodnoty spojky, což v praxi nutí obsluhu k úplnému vyřazení spojky z činnosti. Současný stav je však takový, že většina v praxi pracujících strojů není opatřena pojistnými spojkami a pokud jsou spojkami opatřeny, je jejich funkce a základní nastavení většinou chybné. V takových případech je třeba počítat s hodnotami momentu, které jsou uvedeny v tabulce III pro mimořádné situace, jako např. náhlé spuštění spojky a ucpání stroje materiálem nebo cizím předmětem.

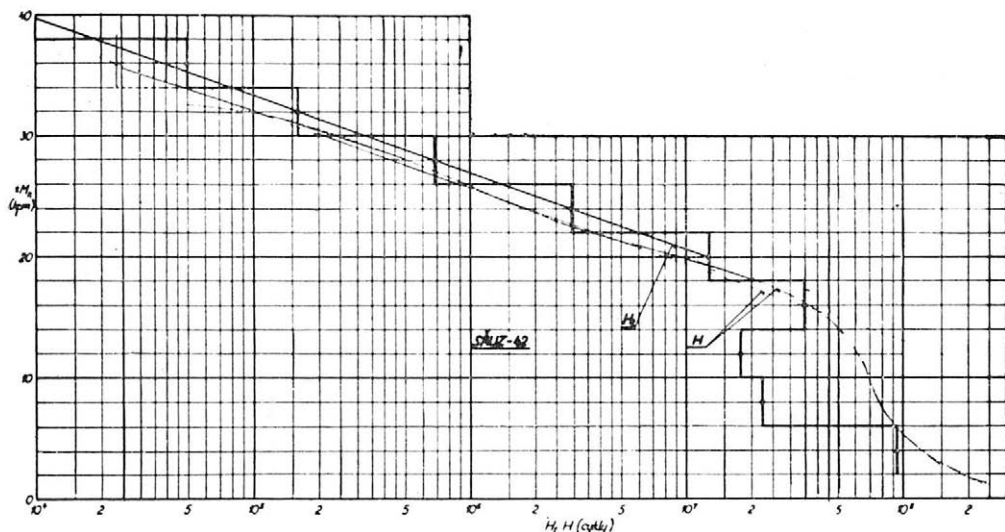
Jako příklad dimenzování součástek strojů v takovýchto případech je možno uvést podklady pro výpočet kloubových hřídelů, které jsou součástí traktoru. Nejsou-li stroje opatřeny pojistnými spojkami, pak jedinou pojistkou je spojka traktoru. Vycházíme-li z údajů literatury, z údajů závodů a z výsledků měření, pak je třeba počítat se součinitelem jistoty spojky traktorů 3,0. Součinitel jistoty

III. Krouticí momenty, vyskytující se na vývodovém hřídeli traktoru zřídka, za krajně těžkých podmínek

Název stroje	Podmínky	M_{kmax} (kpm)
Sklízecí řezačka SŘUZ 42	Rychlý rozběh stroje, způsobený okamžitým záběrem traktorové spojky, traktor Zetor Super	103
Vazač ŽVZ 244	Ucpání žacího ústrojí (prokluzovala pojistná spojka), traktor Zetor Super	21
Žací lišta ŽTN 183	Ucpání lišty dřevěnou latí (trvale prokluzovaly klínové řemeny)	42
Vyorávač cukrovky 2 VCZ	Protáčení stroje (bez pojezdu), čistící válce byly zcela zaplněny hroudami	69
Rozmetadlo chlévké mrvy RmA 2/b	Rozmetání mokré kašovité mrvy z volného ustájení (s kameny), traktor Zetor Super	120
Cepový sklízeč píce SPCZ 138	Prudký rozběh stroje naprázdno, traktor Zetor 50 Super	183
Kombinovaný cepový sklízeč SPKZ 160	Náhlé spuštění spojky: traktor Zetor 3011 traktor Zetor 4011	140 178

spojky traktoru je poměr momentu, při němž spojka proklouzne k jmenovitému momentu. Kloubový hřídel je tedy třeba dimenzovat na trojnásobek jmenovitého momentu traktoru. Tyto vysoké hodnoty vznikají dynamickými účinky. Dobře odpovídají hraničním výsledkům měření se stroji na místě bez pojezdu. Přitom např. jsou ucpané stroje čistěny vesměs bez pojezdu. Je zajímavé, že osvědčené stroje, které po dlouhá léta pracují v praxi bez poruch, jsou na takovéto hodnoty momentů dimenzovány, i když nejsou opatřeny pojistnými spojkami. Jsou známy případy, že u takovýchto typů původně osvědčených strojů docházelo k častým poruchám po zavedení do praxe nového typu traktoru s vyšším výkonem, u něhož pochopitelně i moment, při kterém spojka proklouzne, je vyšší.

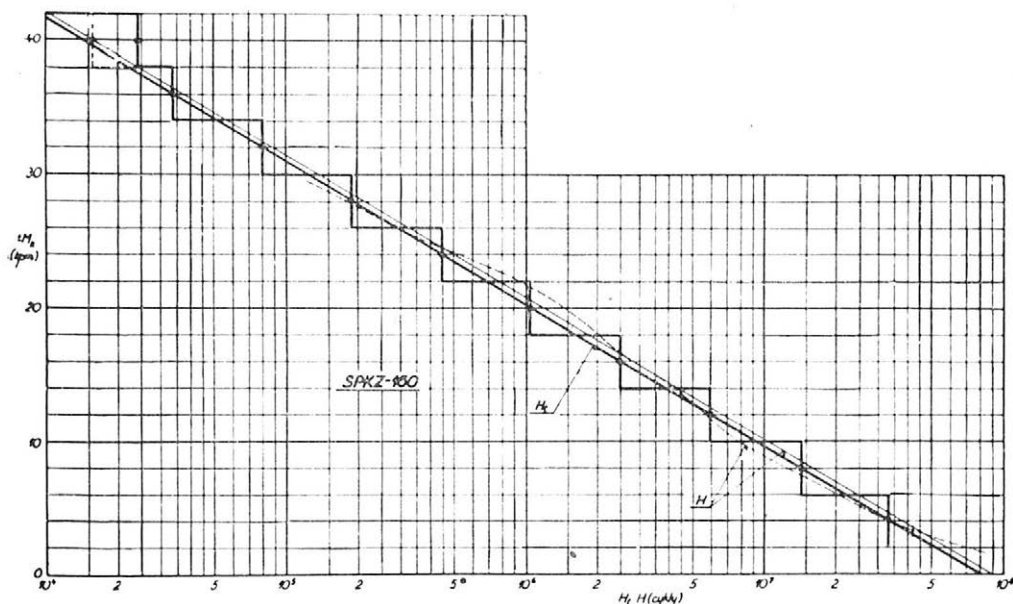
Obdobně jako u plužních konstrukcí je z hlediska stanovení životnosti hřídelů zemědělských strojů a posouzení možnosti vzniku únavových lomů důležitá velikost a počet cyklů kmitavé složky krouticího momentu, které se při běžné práci za celou životnost vyskytnou. Přitom neuvažujeme extrémní případy zatížení, které nastanou jen zřídka a nemohou tedy způsobit únavu součástí. Obdobným způsobem jako u plužních rámců byla vyhodnocena spektra provozních zatížení hřídelů, přenášejících celkový hnací krouticí moment, různých typů zemědělských strojů. Měření byla provedena ve vývodovém hřídeli traktoru. Uvedené příklady byly vyhodnoceny pro typické, spíše těžší podmínky některých strojů, a vždy pro jejich celou životnost. V diagramech vynesenech v semilogaritmických souřadnicích značí H_t křivku třídní četnosti, H součtovou křivku, čarkované křivky odpovídají hodnotám podle výsledků měření a plné uvádějí exponenciální rozložení četností.



13. Spektrum provozních zatížení vyplývající z celkového krouticího momentu sklízecího řezačky SRUZ 42 pro celou životnost stroje (5 let)

Součtové křivky (H) kmitavých složek krouticího momentu přenášeného vývod. hřídelem traktoru jsou podle výsledků měření nakresleny slabě čárkovaně a podle exponenciálního rozložení četností slabě plně. Přímková část křivky třídící četnosti (H_p) je nakreslena silně, dále jsou její body vyznačeny pouze kroužky

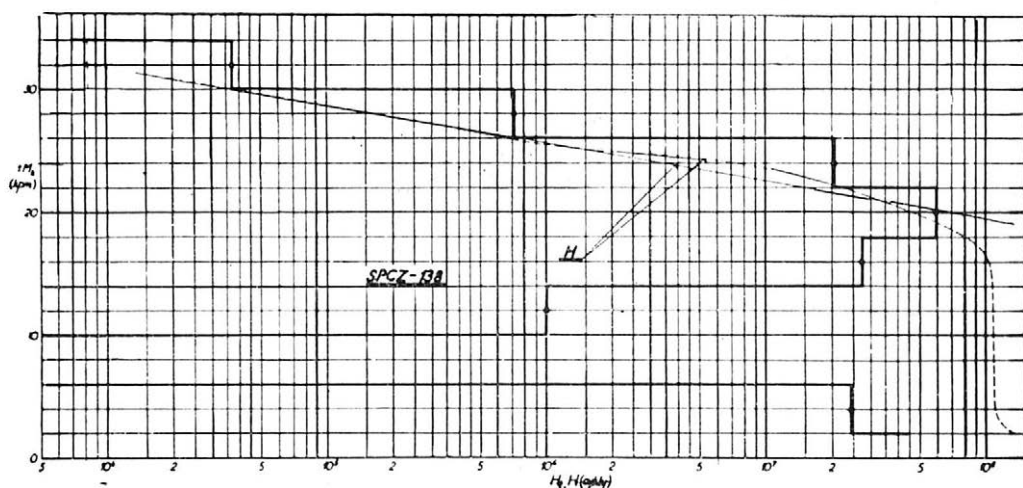
Pracovní podmínky: sekání kukuřice výšky 2.3 m, hustota stébel 14–16 rostlin na 1 m², rychlost jezdů = 3.8 km/h, otáčky vývod. hřídele $n = 553$ ot/min, traktor Zetor Super, uvažovaná trať celkem 60 m. Předpokládaná doba životnosti za těchto podmínek 1600 hod. čistého pracovního času



14. Spektrum provozních zatížení, vyplývající z celkového krouticího momentu kombinovaného cepového sklízecího SPKZ 160 pro celou životnost stroje (5 let)

Součtové křivky (H) kmitavých složek krouticího momentu přenášeného vývod. hřídelem traktoru jsou podle výsledků měření nakresleny slabě čárkovaně a podle exponenciálního rozložení četností slabě plně. Křivka třídící četnosti (H_p) je nakreslena silně

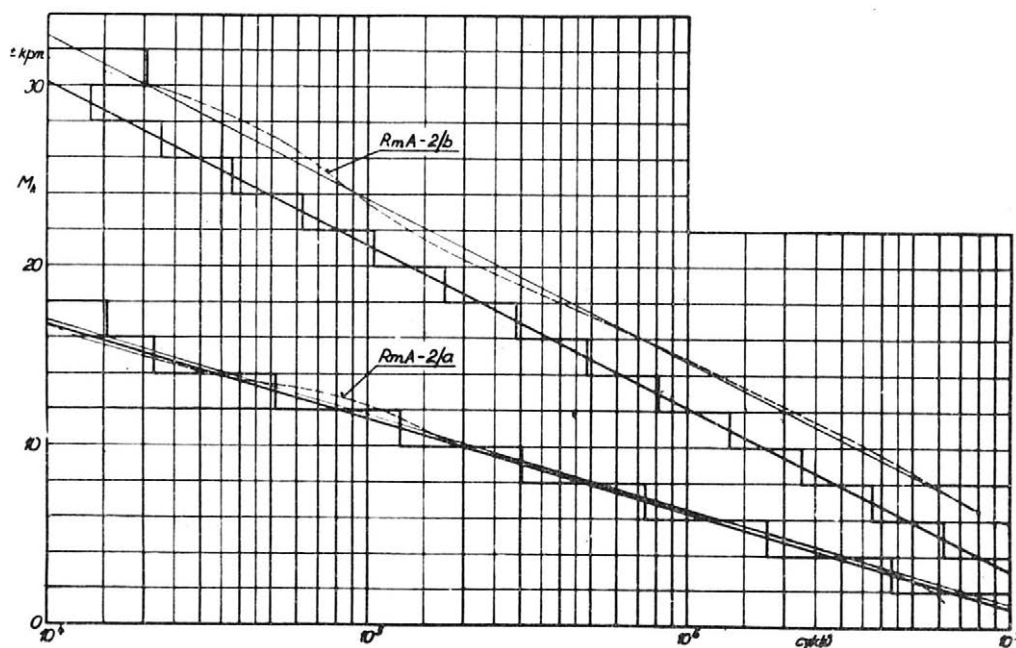
Pracovní podmínky: sekání směsky, $v = 7.3$ km/h, $n = 572$ ot/min, průchodnost $q = 7.0$ kp/s, střední krouticí moment $M_{kstr} = 30.1$ kpm; sekání směsky, sekání jetele, $v = 10.3$ km/h, $n = 548$ ot/min, $q = 9.22$ kp/s, $M_{kstr} = 41.2$ kpm. Trať po 25 m, traktor Zetor 4011. Při vyhodnocení byly výsledky obou měření sloučeny, doba životnosti 1600 hodin



15. Spektrum provozních zatížení, vyplývající z celkového krouticího momentu cepového sklízče SPCZ 138 pro celou životnost stroje (5 let)

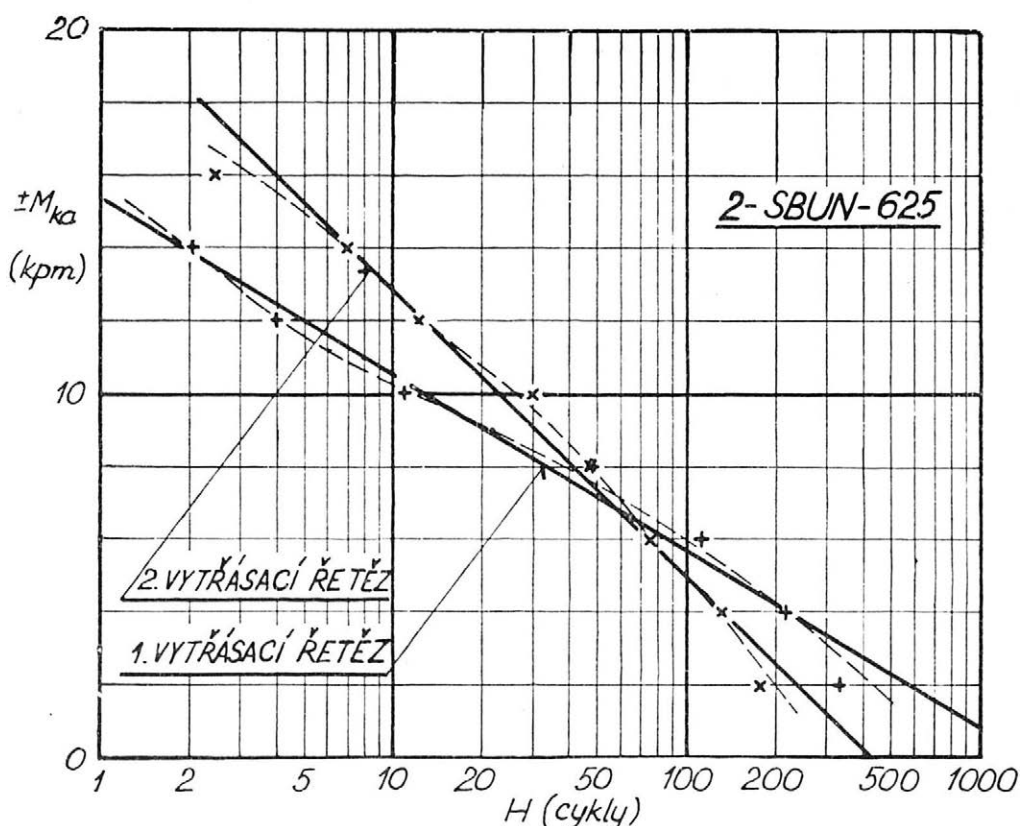
Součtové křivky (H) kmitavých složek krouticího momentu přenášeného vývod. hřídelem traktoru jsou podle výsledků měření nakresleny slabě čárkovaně a podle exponenciálního rozložení četností slabě plně. Body křivky třídní četnosti (H_k) jsou vyznačeny kroužky

Pracovní podmínky: sekání staršího polehlého jetele (nerovnoměrný porost), $v = 5$ km/h, $n = 615$ ot/min, traktor Zetor Super, trať celkem 40 m, doba životnosti 1500 hod.



16. Součtové křivky (slabě čárkovaně, získané vyhodnocením) a křivky třídních četností (silně), získané z měření krouticího momentu na vývodovém hřídeli traktoru pro rozmetadla RmA 2/b a RmA 2/a

Pracovní podmínky: RmA 2/b – starý slehlý hnůj z řezané slámy, poč. váha nákladu 3360 kp, 4. st. dávk., 675 ot/min vývod. hř., množství rozmet. hnoje $q = 27.8$ kg/s. RmA 2/a – starý slehlý hnůj z řezané slámy, poč. váha nákladu 3750 kp, 4. st. dávk., 525 ot/min vývod. hř., množství rozmet. hnoje $q = 24.2$ kg/s.



17. Spektrum provozních zatížení pro hřídel 1 a 2 vytrásacího řetězu sklízecího brambor. Jsou vyneseny součtové křivky pro jednu měřicí trať (délky 20 m)

Spektrum provozních zatížení na obrázku 13 odpovídá práci sklízecího řezačky SRUZ 42, na obrázku 14 kombinovanému cepovému sklízecímu píci SPKZ 160, na obrázku 15 cepovému sklízecímu píci SPCZ 138, na obrázku 16 dvěma typům rozmetadel chlévské mrvy, které pracují s různými pracovními orgány.

Pro sklízecí brambor 2 SBUN 625 byla vynesena spektra provozních zatížení pro hřídel prvního a druhého vytrásacího řetězu, tj. pro jeho hlavní pracovní orgány. Na obrázku 17 jsou vyneseny pouze součtové křivky pro jednu měřicí trať.

Je zřejmé, že součtové křivky i křivky třídí četnosti lze u většiny probíraných případů nahradit přímkami. Zvláštní průběh vykazoval pouze SPCZ 138, kde vlivem nevhodného zalomení hřídele dochází k výraznému kmitání v oblasti kmitavé složky ± 20 kpm. Přímkový průběh, jak bylo dříve uvedeno, odpovídá exponenciálnímu rozložení četností, které je tedy pro většinu hřídelů zemědělských strojů typické, což je velmi závažné zjištění. Exponenciální spektra se totiž předpokládají v letectví, kde výpočtové metody pevnosti jsou na velmi vysoké úrovni a zpracovávají se spektra tohoto charakteru.

Při hodnocení charakteru napětí pluzních rámu jsme jednoduchým způsobem orientačně posoudili pravděpodobnost výskytu únavových lomů a vzniku trvalých deformací. Zcela obdobným způsobem se postupovalo při hodnocení těchto dvou možností u kloubového hřídele Mk 66. Došlo se k závěru, že v pří-

padě, je-li hřídel vypočítán na trojnásobek jmenovitého momentu, jež plyne z celého výkonu traktoru, což je nutné, nemá-li docházet k jeho trvalým deformacím, pak bezpečnost vůči mezi únavy klesne pod 1,2 u těch součástí, jejichž vrubový součinitel bude vyšší než 2,5. Je to dosti vysoká hodnota, která se vyskytne jen zřídka. Je možno usoudit, že u těchto hřídelů zemědělských strojů, kde se nevyskytují vysoké vrubové účinky a které nejsou namáhány výjimečně vysokým systematickým kmitavým zatížením a současně není vyloučena možnost jejich přetížení, bude v provozu spíše docházet k trvalé deformaci, než k únavovým lomům. U důležitých hřídelů je však správné před předáním stroje do dlouhodobých výkonnostních zkoušek provést navíc únavové laboratorní zkoušky které by ověřily, zda předpoklad nízkých vrubových účinků se podařilo splnit.

Nápravy strojů

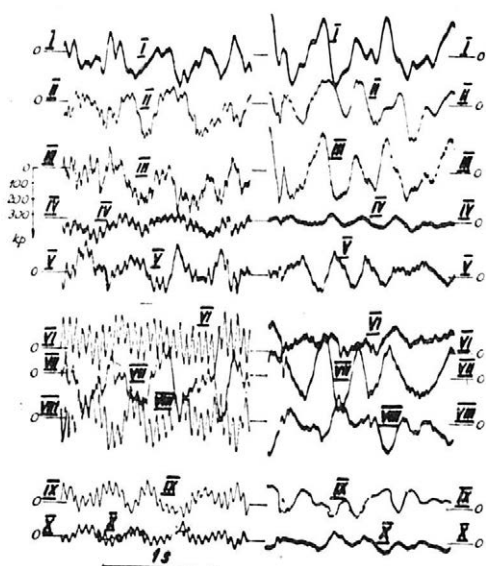
V dalším se budeme zabývat charakterem namáhání těch součástí zemědělských strojů, které jsou namáhány převážně vlastní vahou strojů při práci a transportu. Jde hlavně o nápravy strojů a součásti rámu, které s nápravami souvisí. Některé výsledky výzkumu namáhání těchto součástí byly uveřejněny ve Sborníku prací VÚZS č. I, a proto jsou v této práci uvedeny novější výsledky, které do uvedeného Sborníku nebyly ještě pojaty.

Znalost charakteru namáhání dynamickými účinky při pojezdu má mimořádný význam, neboť většina rámu strojů je dimenzována hlavně proti tomuto druhu namáhání. Přitom rámy zemědělských strojů tvoří obvykle největší část jejich váhy. Charakter namáhání rámu zemědělských strojů se liší od způsobu, jakým jsou namáhána např. silniční vozidla. Je to dáno především tím, že zemědělské stroje pracují a jsou transportovány v terénu. Jak si ukážeme v dalším, obvykle platí, že namáhání rámu při práci je velmi nízké u strojů, které nevykazují velký pracovní odpor. To platí např. o většině sklizňových strojů na rozdíl od strojů na zpracování půdy. Jako kontrast nízkého namáhání rámu při běžné práci, která obvykle probíhá malou rychlostí, vystupuje vysoké namáhání při rychlém transportu, ať již v nerovném terénu nebo po špatných vozovkách. Tento způsob namáhání se vyskytne pouze občas a tedy zahrnuje pouze krátkou část celé životnosti. Přesto je požadováno, aby v takovém případě nedošlo k deformacím a k poruše stroje. Probereme nejprve několik průběhů oscilografických záznamů namáhání náprav a ostatních součástí rámu, jež plynou z pojezdu strojů. Poukážeme na některé znaky dynamického namáhání ve svislém směru. Po stranách diagramů jsou vždy uvedeny nulové hladiny, jež odpovídají klidnému statickému zatížení. Záznam tedy ukazuje průběh dynamické složky zatížení nebo napětí, které nás zde především zajímá.

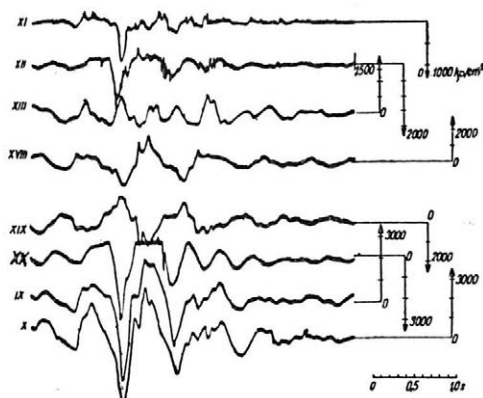
Na obrázku 18 je průběh namáhání různých částí rámu sklizeče píce SPKZ 160 při práci (v levé části diagramu) a při pouhém pojezdu po poli, tj. s pracovními orgány v klidu při téže rychlosti (v pravé části diagramu). Je uvedeno měřítko pouze u průběhu síly v ose regulačního šroubu (III), který je významný tím, že přenáší značnou část váhy celého sklizeče. Síla se měřila tak, že na vetknutý nosník, o který je čpřen šroub výškové regulace, byly nalepeny dva tenzometry, které reagovaly na ohybové napětí nosníku. Celý nosník byl ocejchován silou v ose tohoto šroubu. Dobře patrný je vliv činnosti pracovních orgánů na namáhání rámu. Na základní průběh působený pojezdem se zde superponuje

pravidelná kmitavá složka s vyšší frekvencí 17 c/s, jež odpovídá otáčkám cepového ústrojí, které není přesně vyváženo. Frekvence zatížení působeného pojezdem je v průměru 4 c/s.

Při přejezdu oběma koly SPKZ 160 přes standardní umělou překážku (hranol 15×15 cm) rychlostí 5 km/h stouplo namáhání na maximální hodnotu v čase asi 0,08 vteřiny a po projetí překážky stroj dokmitává s frekvencí 3–4 c/s.



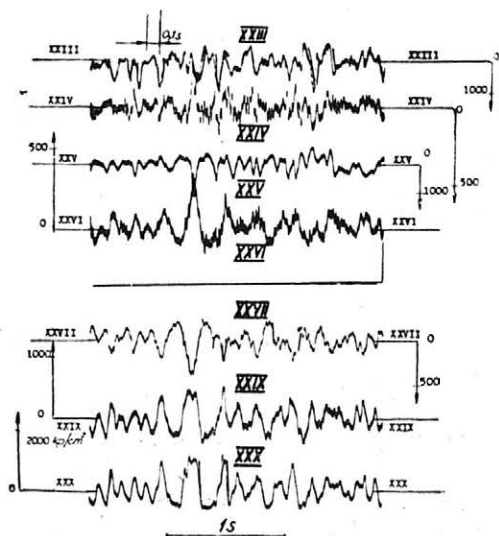
18. Průběh napětí různých míst rámu kombinovaného cepového sklízče píce SPKZ 160 při práci (v levé části diagramu) a při pojezdu (v pravé části diagramu)



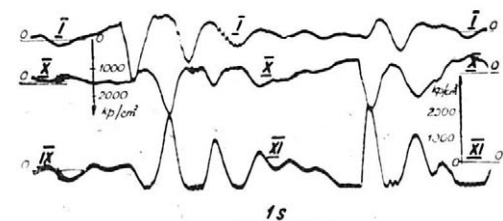
19. Oscillografický záznam napětí různých míst vazače ŽVZ 244 při přejezdu oběma koly přes standardní umělou překážku (rigol 20 cm hluboký) rychlostí 5 km/h

Na obrázku 19 je záznam namáhání vazače ŽVZ 244 v transportní poloze při přejezdu oběma koly přes standardní umělou překážku (20 cm hluboký rigol) rychlostí 5 km/h. Svislý ohyb nápravy transportního kola je zaznamenán křivkou XX. Namáhání stoupne na maximální hodnotu v čase asi 0,14 vteřiny a po přejetí překážky kmitá s frekvencí 2–3 c/s.

Na obrázku 20 je záznam namáhání náprav a rámu čtyřradličného závěsného pluhu 4 PZ 35 M při pojezdu po polní cestě (XXIII značí průběh ohybového namáhání ve svislé rovině pravé nápravy, XXV levé nápravy a XXX nápravy zadního kola). Frekvence zatížení činí 6–8 c/s. Zvýšený kmitočet souvisí s velkou tuhostí pluzního rámu, ze kterého plyne vyšší vlastní frekvence. Na obrázku 21 je ukázka záznamu z tenzometrického měření mlátičky MAR 90 při transportu rychlostí 7 km/h (přejezd rigolu levými koly). Křivka I značí ohybové namáhání ve svislé rovině levé části přední nápravy a křivky XI levé části zadní nápravy. Je dobře patrný přejezd nejprve předními a pak zadními koly. Po nárazu dochází ke kmitání konstrukce s poměrně nízkou frekvencí (kolem 2 c/s). Příčinou je větší váha a rozměry, s nimiž souvisí též nižší tuhost a tedy nižší frekvence, než u jiných běžných strojů.



20. Oscillografický záznam průběhu napětí náprav a rámu čtyřradličného závažného pluhu 4 PZ 35 M při jízdě po polní cestě



21. Ukázka záznamu namáhání náprav a rámu mlátičky MAR 90 při přejezdu rigolu levými koly rychlostí 7 km/h

U náprav zemědělských strojů a částí, které s nimi souvisejí, nás zvláště zajímá poměr celkového namáhání při transportu nebo při práci a statického namáhání. Takto je definován dynamický součinitel těchto součástí. Dynamický součinitel závisí na celkové tuhosti rámu a ostatních prvků, jimiž se přenáší váha pracovních zařízení stroje i vlastního rámu na nápravy. Do vlivů tohoto typu, které charakterizují deformaci jako funkci zatížení, patří též druh a nahuštění pneumatik. Dynamický součinitel je dále ovlivňován vahou stroje a jejím rozložením na jednotlivá kola. Rozhodující pro velikost dynamického součinitele jsou podmínky pojezdu, zvláště pak rychlost, stav zkušební dráhy, tj. výška a tvar přejížděných překážek, jejich vzdálenost a tuhost. Problém je velmi složitý, neboť některé vyjmenované vlivy mohou působit v různých případech zcela protichůdně a jejich uplatnění vzájemně souvisí. Teoretické zpracování problému nemůže zatím dát spolehlivé číselné údaje pro pevnostní výpočet. Složitost a různorodost problému znemožňuje určit jednoznačnou a obecně platnou hodnotu dynamického součinitele. Přesto je možno podle výsledků měření na různých strojích v různých podmínkách určit pravděpodobné hodnoty dynamického součinitele pro pevnostní kontrolu navrhované konstrukce. Podkladem pro volbu dynamického součinitele jsou jeho hodnoty, zjištěné měřením na různých strojích za různých podmínek, uvedené v tabulce IV. V této tabulce jsou charakterizovány podmínky měření a pro zkoušené rozmezí rychlostí je uvedeno rozmezí dynamického součinitele. Z tabulky IV vyplývá, že velikost dynamického součinitele obvykle stoupá s pojízdovou rychlostí. Tato závislost však neplatí vždy v celém rozsahu rychlostí. Tak např. u vazače ŽVZ 244 hodnoty stoupaly do rychlosti 15 km/h a při dalším zvyšování docházelo k poklesu. V tabulce IV jsou uvedeny jednak hodnoty zjištěné za běžných pracovních podmínek, kdy obvykle nedojde k odskakování kol a dynamický součinitel je nižší než 2,0. Ve snaze dosáhnout krajních, avšak prakticky dosažitelných hodnot zatížení náprav, byla prováděna měření při přejezdu přirozených nerovností nebo uměle vytvořených překážek od nejnižších rychlostí až do rychlostí dosažitelných s ohledem na praktické možnosti u strojů dostatečně dimenzovaných. U strojů nedostatečně dimenzovaných až do jejich destrukce. Při přejezdu přirozených nerovností se dosahuje dynamického součinitele kolem 3,5 u méně tuhých konstrukcí za

Název stroje, pojezdné ústrojí, měřená součást	Váha stroje (kg)	Statické zatížení měřené části (kg)	Pneumatika, tlak vzduchu (atp)	Podmínky	Rozměry		
					zkoušených rychlostí (km/h)	dynamických součinitelů	
Sklizeč řepy 1 SKŘ, dvoukolový podvozek, náprava levého kola	1490 s napl. zásob.	680	7,5–20	Pracovní jízda, vyorávání	3,4–4,5	1,2–1,3	
				Transport napříč pole, přes brázdy vyorané sklizečem	6,0–8,7	1,5–2,2	
Vazač ŽVZ 244 (transportní úprava), dvoukolový podvozek, náprava pravého transportního kola	920	480	5,5–15 1,7 atp	Transport po běžné polní cestě	5,1–18,7 20,0	2,1–3,8 2,8	
				Lichoběž. rigol, hloubka 17,5 cm	levým kolem	3,9–7,3	1,6–2,1
					pravým kolem	3,9–7,3	1,8–2,7
					oběma koly	3,9–5,0	4,6–5,3
Vazač ŽVZ 244 (pracovní úprava), dvoukolový podvozek, náprava hlav. kola	1000 (s obsluhou)	790	7,00–15 2,2 atp	Hranol výšky 10 cm a šířky 15 cm, pravým kolem	3,9–7,3	1,8–2,7	
				Pojezd po poli	6,5–12,2	1,5–1,8	
				Hranol výšky 10 cm a šířky 15 cm oběma koly	2,4–5,0	1,8–3,0	
				Lichoběž. rigol, hloubka 20 cm	2,4–5,0	2,1–3,4	
Cepový sklizeč píce SPCZ 138 (pracov. úprava), dvoukolový podvozek, regulační šroub (síla v ose)	650	290	6–16 1,7 atp	Hranol 15 × 15 cm	levým kolem	6,3	1,7
					pravým kolem	6,3–14,8	1,9–3,0
				Lichoběž. rigol, hloubka 20 cm	levým kolem	6,3	4,0
					pravým kolem	14,8	3,7
Cepový sklizeč píce SPCZ 138 (transportní úprava), dvoukolový podvozek, regulační šroub (síla v ose)	650	290	6–16 1,7 atp	Transport po nerovném tvrdém strništi	5,0–16,6	1,4–3,0	
				Hranol 15 × 15 cm	levým kolem	4,7–9,0	1,8–3,3
					pravým kolem	4,7–9,0	2,5–3,8
					oběma koly	4,5–6,2 9,0	2,3–5,2 4,3
				Lichoběž. rigol, hloubka 20 cm	levým kolem	4,7–9,0	2,0–5,3
					pravým kolem	4,7–14,4	1,8–3,0
					oběma koly	4,5–9,1	1,9–4,4
				Kombinovaný cepový sklizeč píce SPKZ 160 (transportní úprava), dvoukolový podvozek, regulační šroub (síla v ose)	1080	520	9,00–15 2,1 atp
Hranol 15 × 15 cm	levým kolem	3,6–7,2	1,7–1,8				
	pravým kolem	3,5–7,0	2,5–3,6				
	oběma koly	3,5–7,2	3,4–4,3				
Lichoběž. rigol, hloubka 20 cm	levým kolem	3,5–7,2	1,5–2,9				
	pravým kolem	3,5–7,1	2,2–3,5				
	oběma koly	3,5–7,2	3,3–4,7				
Kombinovaný cepový sklizeč píce SPKZ 160 (transportní úprava), dvoukolový podvozek, regulační šroub (síla v ose)	1080	520	9,00–15 2,1 atp				
				Hranol 15 × 15 cm	levým kolem	3,8–7,2	1,3–1,7
					pravým kolem	3,7–7,2	2,4–3,1
					oběma koly	3,6–7,2	2,6–3,5
				Lichoběž. rigol, hloubka 20 cm	levým kolem	3,8–7,2	1,7–2,3
					pravým kolem	3,8–7,0	1,9–2,7
					oběma koly	3,6–7,2	2,6–4,5
				Čelné nesený nakladač NUČN na traktoru Z 3011, levá přední náprava traktoru	2230 (včetně traktoru)	475	6,00–16 3,2 atp
oběma koly současně	3,8–4,7	2,7–3,6					
Mlátička MAR 90, čtyřkolový podvozek, levá přední náprava (výkyvná)	3780	1150	6,5–20 náplň z mech. gumy	Jízda po nerovné polní cestě	6,0–10,9	1,3–1,6	
				Jízda po jiné polní cestě	10,3–16,6	2,0–3,0	
				Přejezd rigolu (18 cm) levými koly	4,1–6,3	2,3–3,2	
				Přejezd hranolu (10 × 10 cm) střídavě levými a pravými koly	4,0–8,7	2,1–3,2	
Mlátička MAR 90, čtyřkolový podvozek, levá zadní náprava (pevná)	3780	805	6,5–20 náplň z mech. gumy	Jízda po nerovné polní cestě	6,2–11,4	1,7–2,0	
				Přejezd rigolu (18 cm) levými koly	4,0–6,3	3,0–4,1	
				Přejezd hranolu (10 × 10 cm) střídavě levými a pravými koly	6,2–11,8	2,6–4,6	
				Transport po nerovné dlažbě	5,2–11,0	2,7–4,0	
Závěsný kypčič půdy 17 KZ 260, dvoukolový podvozek, pravá náprava	640	325	tuhá obruč o průměru 800	Přejezd dřevěného hranolu (12 × 12 cm) pravým kolem	4,3–8,2	2,3–3,0	
				Přejezd dřev. hranolu (12 × 12 cm) oběma koly současně	4,3–8,2	2,3–4,5	
Třiradiční závěsný pluh 3 PZ 35, tříkolový podvozek, náprava kola levého (l) pravého (p) zadního (z)	1340	510 (p) 410 (l) 420 (z)	tuhé obruče o průměru 800 (p a l) 550 (z)	Transport po nerovné kamenité cestě (s ostruhami na levém kole)	9	2,1 (p) 2,7 (l) 3,0 (z)	
				12,7	2,9 (p) 2,9 (l) 2,8 (z)		
Čtyřradiční závěsný pluh 4 PZ 35 M, tříkolový podvozek, náprava kola levého (l) pravého (p) zadního (z)	980	360 (p) 300 (l) 320 (z)	tuhé obruče o průměru 700 (p a l) 600 (z)	Transport po nerovné polní cestě	5,1	1,8 (p) 2,4 (l)	
				9,5	3,1 (p) 3,2 (l) 5,0 (z)		
				3,8	3,3 (p) 1,9 (l) 3,5 (z)		
				Transport po dlažbě	13,8	3,7 (p) 4,0 (l) 5,0 (z)	

velmi hrubých podmínek. Na umělých standardních překážkách, tj. na hranolu 15×15 cm a rigolu hloubky 20 cm, jež jsou ve VÚZS soustavně používány, byly zjištěny hodnoty až 5,3. Na základě velkého množství získaných hodnot je možno pro praktické výpočty náprav doporučit hodnotu 3,0 a pro krajní případy málo tuhých konstrukcí 4,0. V konkrétních případech je účelné vycházet z hodnot tabulky IV a vybrat analogický případ stroje a podmínek. Z těchto údajů názorně plyne, že dimenzování rámu strojů musí vycházet z podmínek transportu a nikoliv z pracovních podmínek, které vesměs působí velmi malé namáhání. Při výpočtech je třeba uvažovat hodnoty bezpečnosti vůči mezi průtažnosti 1,5 a zvýšení meze plastických deformací součinitelem plasticity pro případ ohybu a krutu, jak je doporučuje prof. Němec [1]. K uvedeným hodnotám dynamických součinitelů v tabulce IV je třeba ještě dodat, že byly získány většinou z většího počtu měření a vybrány nejnepříznivější výsledky. Získané hodnoty pochopitelně vykazují jistý rozptyl, jenž plyne z určité náhodnosti vznikajících jevů. V krajních případech dojde k sečtení nebo odečtení dynamických sil v závislosti na počátečních podmínkách. Jestliže dynamické síly, plynoucí z kmitání ve vlastní frekvenci, přijdou do fáze s dynamickými silami, plynoucími z najetí na překážku, pak je ráz velký, neboť oba účinky se sloučí. V opačném případě se naopak částečně kompenzují a ráz je malý.

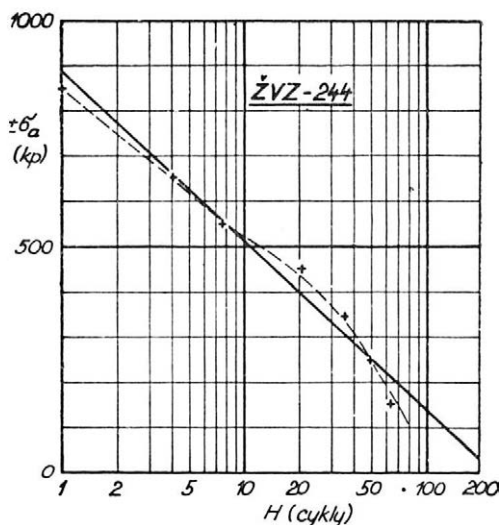
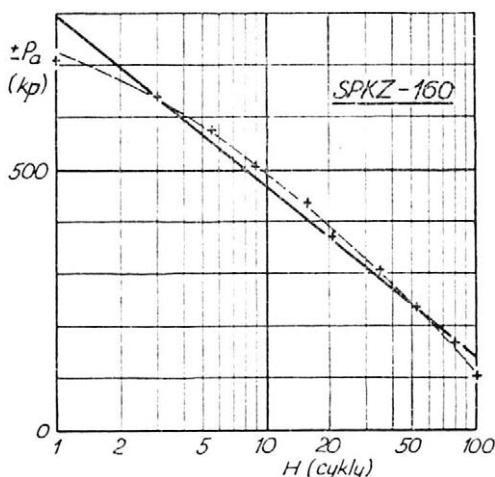
Všechny dosavadní úvahy vycházely z hodnot měření na nápravách nebo analogických částech strojů. Dynamické součinitele takto získané lze tedy dobře aplikovat i na většinu částí rámu, zvláště těch, které s nápravami přímo souvisejí. Dynamický účinek však závisí na velikosti amplitudy, která vznikne při přejezdu překážky. U letmých částí strojů např. vyložených transportérů je proto třeba počítat s vyššími dynamickými součiniteli. Typickým příkladem letmého uložení jsou nesené stroje. Tak např. při transportu nesených pluhů byly zjištěny hodnoty výjimečně až 6. V tomto případě však absolutní velikost namáhání, vyskytující se při transportu, je mnohem nižší než při orbě.

Na základě již dříve uvedených obdobných úvah můžeme charakterizovat druh namáhání náprav a částí strojů, které s nimi souvisí, pomocí spektra provozních zatížení. Sestavit spektrum provozního zatížení pro celou životnost těchto součástí namáhaných transportem je obtížnější, než u součástí namáhaných převážně pracovním procesem. Stupeň obtížnosti pracovního procesu, který má stroj trvale nést, je buď přímo stanoven nebo jej lze odhadnout. Rovněž doba životnosti při pracovním procesu je předepsána. Tyto údaje jsou však pro transport obtížněji stanovitelné, i když jsou známy výsledky měření za nejrozličnějších podmínek. Zastoupení jednotlivých způsobů namáhání za celou životnost stroje lze jen hrubě přibližně odhadovat. Uvedeme proto pouze spektrum provozních zatížení za vybraných podmínek jedné měřicí tratě a posoudíme pouze průběh spektra. Přitom způsob vyhodnocení diagramů byl obdobný jako dříve již uvedený.

Na obrázku 22 je v horní části spektrum provozních zatížení a součtová křivka, vyhodnocená z měření síly v ose regulačního šroubu sklízeče píce SPKZ 160 při jízdě po polní cestě rychlostí 10 km/h na trati 80 m. V jedné třetině délky trati byla cesta poseta velkými kameny, z nichž některé značně vystupovaly nad povrch.

V dolní části obrázku je obdobné spektrum zatížení, vyhodnocené z měření ohybového namáhání nápravy transportního kola vazače ŽVZ 244 při jízdě po polní cestě rychlostí 7 km/h na trati 50 m.

Je zřejmé, že v obou případech je možno alespoň zhruba přibližně nahradit součtovou křivku přímkou, která odpovídá exponenciálnímu rozložení četností.



22. Spektrum provozních zatížení (součtová křivka), tj. závislost počtu cyklů (H) a kmitavých složek

a) P_a síly v ose regulačního šroubu sklizeče píce SPKZ 160 při jízdě po polní cestě (třetina délky poseta kameny) rychlostí 10 km/h pro délku trati 80 m

b) σ_a ohybového namáhání nápravy transportního kola vazače ŽVZ 244 při jízdě po polní cestě rychlostí 7 km/h pro délku trati 50 m

Obdobně jako bylo např. uvažováno o součástech pluzních rámců, by bylo možno potvrdit názor, že u náprav a s nimi souvisejících částí rámců většinou postačí provést výpočet bezpečnosti vůči mezi průtažnosti, který vychází z doporučených hodnot dynamických součinitelů. V takovém případě není nebezpečí únavových lomů, vyhne-li se konstruktér vysokým vrubovým účinkům. Ještě před předáním konečného řešení strojů do dlouhodobých výkonnostních zkoušek je však třeba podrobovat tyto součásti zkouškám únavovým, které vycházejí ze znalostí spektra provozních zatížení, aby se ověřilo, zda se udržely vrubové účinky na nízké hladině. Takové zkoušky je třeba provádět alespoň ve sporných případech.

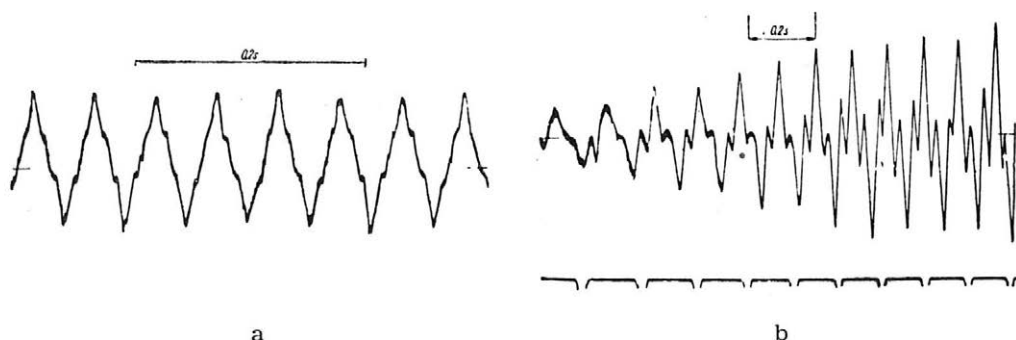
Doposud jsme se zabývali svislými silovými účinky, které působí na součásti zemědělských strojů při transportu. Současně však vznikají někdy velmi značná zatížení ve vodorovné rovině. K typickému případu tohoto zatížení dochází např. u strojů s dvukolovým podvozkem na nosnících závěsu a na nápravách při přejezdu nerovností terénu některým kolem. Charakter tohoto zatížení je obdobný jako charakter zatížení ve svislém směru. Rozdíl je pouze v tom, že střední hodnota zatížení plyne obvykle pouze z valivého odporu a je tedy poměrně nízká. Vyjádření špiček zatížení pomocí dynamického součinitele je z těchto důvodů obtížnější.

Namáhání kmitavými silami

Dále budou probrány součásti zemědělských strojů namáhané kmitavými silami, plynoucími z vratných pohybů některých částí těchto strojů, tedy z periodicky působících dynamických sil. Typický příklad namáhání tohoto druhu je

namáhání součástí žacích strojů nebo i jiných sklizňových strojů se žacím ústrojím. Vyskytují se však též jiné pracovní prvky zemědělských strojů, např. třídicí nebo dopravní, které vyvozují takovéto namáhání. Při úvahách o charakteru namáhání těchto součástí a při jednoduchých výpočtech většinou předpokládáme harmonický průběh sil, krouticích momentů a napětí. Jak však plyne z několika typických ukázek oscilografických záznamů těchto veličin u různých strojů, není ve většině případů tento předpoklad ani zdaleka splněn.

V levé části obrázku 23 je průběh síly v těhlici žacího stroje ŽTZ 183 při běhu naprázdno. Síla kmitá s pravidelnou amplitudou a frekvencí 19 c/s,

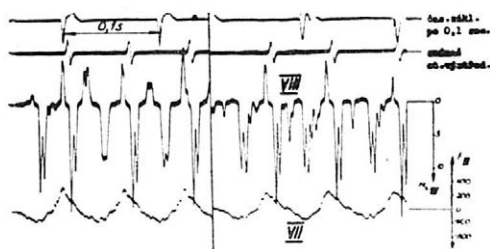


23. Oscilografický záznam: a) průběhu síly v těhlici žací lišty ŽTZ 183 při běhu naprázdno; b) průběhu momentu v kývajícím hřideli žacího ústrojí sklízecí řezačky SŘUZ 42 při běhu naprázdno

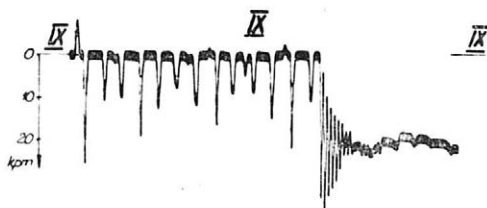
jež odpovídá otáčkám kly. V pravé části obrázku je průběh krouticího momentu v kývajícím hřideli sklízecí řezačky SŘUZ 42 při běhu naprázdno. Krouticí moment je zde analogickou veličinou jako síla v těhlici u běžných konstrukcí. Se stoupajícími otáčkami stoupá amplituda a frekvence. Zanedbáme-li vyšší harmonické složky průběhu, činí frekvence působících dynamických zatížení při maximálních otáčkách stroje 13 c/s, a pokud uvažujeme i kmity nižší amplitudy, asi 39 c/s. Průběh zřejmě není harmonický.

Na obrázku 24 je průběh síly v těhlici (VII) a průběh hnacího krouticího momentu na hřideli výstředníku (VIII) při běhu naprázdno (vlevo) a při práci (vpravo) u žacího stroje ŽTBN 183.2. Z tohoto porovnání plyne, že na průběhu síly v těhlici i momentu se jen velmi málo projeví vliv práce. Tedy dynamické síly a tření jsou rozhodující. Síla v těhlici kmitá s frekvencí 16 c/s a krouticí moment, pokud neuvažujeme vyšší harmonický, s dvojnásobnou frekvencí, tj. 32 c/s, což odpovídá výsledkům teoretického rozboru. Uvážíme-li kmity menší amplitudy, pak vychází frekvence nejméně dvojnásobná. Kromě ke zkreslení amplitud vůči harmonickému průběhu, dochází i k fázovému posuvu mezi průběhem krouticího momentu a síly v těhlici. Na průbězích namáhání a sil na rámu téhož žacího stroje ŽTBN 183.2 byl zjištěn zřetelný vliv působení dynamických sil kosy.

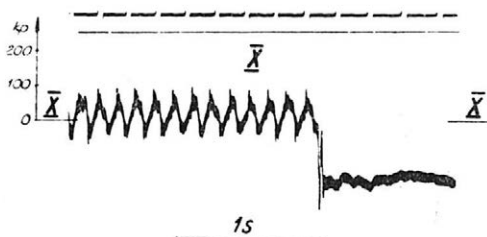
Na obrázku 25 je v levé části průběh krouticího momentu (IX) a síly v těhlici (X) jiného žacího stroje ŽTN 183 při běhu naprázdno. V tomto případě dochází ke zkreslení průběhu síly v těhlici a u hnacího momentu ještě ve větším měřítku, než v předcházejících případech. Krouticí moment kmitá již zcela nepravidelně a ani frekvence jeho kmitů neodpovídá teoretickému vztahu



24. Příklad oscilografického záznamu průběhu síly (kp) v těhlici (VII) a krouticího momentu (kpm) na hřídli výstředníku (VIII) žacího stroje ŽTBN 183.2 (vlevo při běhu naprázdno, vpravo při práci)



25. Oscilografický záznam průběhu hnacího krouticího momentu (IX) a síly v těhlici (X) žacího stroje ŽTN 183 při běhu naprázdno (v levé části diagramu) a při náhlém zastavení kosa dřevěnou latí vsunutou mezi prsty žací lišty



k frekvenci síly v těhlici. V pravé části dochází ke stoupnutí momentu i síly v těhlici, které vzniklo náhlým zastavením kosa dřevěnou latí vsunutou mezi prsty tak, že trvale prokluzovaly klínové řemeny. Maximálních hodnot se dosáhlo řádově během 1/80 vteřiny. Po nárazu dochází k typickému dokmitání ve vlastní frekvenci 38 c/s.

K rozboru charakteru dynamických sil žacích lišt je třeba ještě dodat, že nejen průběh, ale též velikost sil vykazuje podstatné odchylky od hodnot zjištěných výpočtem, který vychází ze zákonů harmonického pohybu. U pěti různých žacích lišt byly měření zjištěny hodnoty vesměs vyšší, než teoreticky vypočtené. V nejpriznivějším případě byly skutečné hodnoty 1,2–1,3krát vyšší. V nepříznivém případě však až třikrát vyšší. Příčina těchto nepravidelností spočívá ve velmi značně odlišném průběhu zrychlení kosa od teoreticky získané závislosti, předpokládající rovnoměrnou rotaci kliky, dokonalou tuhost celého systému a spojení bez vůlí. Ve skutečnosti dochází k rázům a kmitání. Výrazně se uplatňují často používané klínové řemeny, které na jedné straně izolují hnací jednotku od periodických dynamických účinků vysoké frekvence, na druhé straně při nižší vlastní frekvenci celé soustavy umožňují, aby náhodné jevy, např. vliv tření, působily značné špičky dynamických sil.

Nyní souhrnně posoudíme namáhání součástí zemědělských strojů, které jsou zatěžovány periodickými dynamickými silami. U těchto součástí je velmi pravděpodobný výskyt únavových lomů. Způsob jejich dimenzování musí již při návrhu vycházet z tohoto závěru. Je možno uvést, že kmitavé namáhání těchto součástí (např. žacích lišt) bývá někdy dosti vysoké. Pramení to ze snahy zmenšovat dynamické síly tím, že se ony součástky dimenzují co nejúsporněji: váha a s ní spojené dynamické účinky vyjdou sice menší, avšak s malými rozměry částí zase souvisí, že namáhání zůstává značně vysoké. Frekvence zatěžování je vyšší než u ostatních zemědělských strojů, tedy velký počet cyklů zatížení, rozhodujících o mezi únavy, naběhne velmi rychle. Tento závěr plně souhlasí s praktickými zkušenostmi. Únavové lomy součástí žacích strojů jsou v praxi

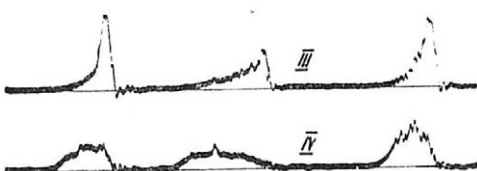
časté. Výskyt trvalých deformací při správném dimenzování vůči mezi únavy je méně pravděpodobný, neboť pracovní dynamické namáhání těchto součástí je již tak vysoké, že ani hrubým zacházením často nedojde k podstatně většímu dynamickému zatížení. Mimoto např. vznik trvalých deformací žacích lišt při nárazu na pevnou překážku je již většinou omezen pojistkou, která zaručí vykývnutí lišty vzad. Trvalé deformace přitom však vyloučeny nejsou, např. při transportu.

Namáhání opakovaným pracovním procesem

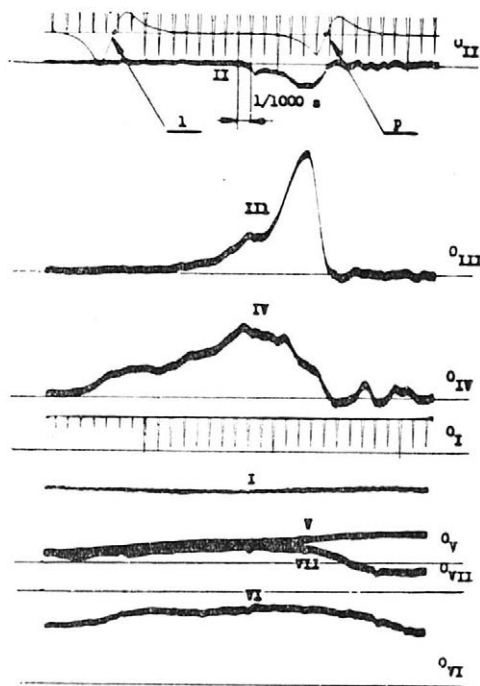
Zcela obdobný případ zatížení nastává u součástí zemědělských strojů, které jsou namáhány opakovaným pracovním procesem, tedy opakovaným působením sil, pramenících z odporu zpracovávaných materiálů. Je zde rozdíl vůči předešlé skupině, kde opakované úkony jsou doprovázeny periodickým působením hlavně dynamických sil. Typický případ tohoto dalšího způsobu zatížení vzniká na kolové řezačce. Na nožovém kole bývají namontovány dva až šest nožů, které postupně procházejí kolem ústí řezačky a po jeho ploše odřezávají plynule postupující materiál.

Na obrázku 26 je ukázka oscilografického záznamu, získaná při měření sil na řezání. Je uveden průběh svislých složek sil celkem pro tři řezy po sobě. Na nožovém kole byly namontovány střídavě dva různé typy nožů, což vysvětluje odlišnost průběhu prostředního diagramu (obr. 26a). Na obrázku 26b je zmenšený výsek diagramu se všemi současně měřenými veličinami. Křivky II, III, IV jsou průběhy tří složek řezné síly při řezání ječné slámy, křivka V značí průběh celkového krouticího momentu a VII namáhání patky ložiska nožového

26. Příklad oscilografického záznamu průběhu veličin při měření řezných sil při práci kolové řezačky



a



b

a) průběh vertikálních složek sil tří řezů následujících po sobě

b) průběh všech současně sledovaných veličin při řezání ječné slámy (I — výška vrstvy, II, III, IV — síly působící na ústí, V, VI — kroucí momenty, VII — napětí patky ložiska, I, p — značky polohy břitu v levém a pravém dolním rohu ústí, jeden dílek stupnice časové značky značí 1/1000 s)

vého kola. Probíhající děje jsou velmi rychlé. Bylo třeba používat velkých rychlostí posuvu registračního papíru (od 3 do 10 m/s), zatímco dříve probírané diagramy namáhání součástí zemědělských strojů byly získány většinou při rychlosti posuvu 1–10 cm/s (pouze u žacích lišt byly rychlosti posuvu vyšší). Např. složka III řezné síly stoupla z nuly na maximální hodnotu za 1/100 vteřiny a v některých případech (při vyšších otáčkách) trval celý řez 1/100 vteřiny. Mezi jednotlivými řezy klesá síla na nulovou hodnotu. Frekvence střídání jednotlivých řezů činila asi 40 c/s. Při těchto velkých rychlostech působení síly vlivem velkých setrvačných hmot se jednotlivé řezy neprojevují v křivce celkového momentu (křivka V). Rovněž namáhání ložisek (křivka VII) není výrazně ovlivněno jednotlivými řezy, i když počet kmitů zde odpovídá jednotlivým řezům. Na diagramu je též křivka VI, která značí průběh krouticího momentu podávacího ústrojí řezačky.

K vývodům o namáhání řezaček je třeba dodat, že v oboru zemědělských strojů představuje do jisté míry extrém. U některých součástí, které bezprostředně souvisí s noží (např. nožové držáky kolových řezaček), naběhne v provozu velmi rychle počet kmitů, při kterém již rozhoduje únava součástí. Tak u řezačky RRM 35 s dvouramenným řezacím ústrojím působí opakované řezy frekvenci zatížení až 80 c/s. Velikost působících sil je přitom značně vysoká: u kolové řezačky byly při řezání vysoké vrstvy ječné slámy zjištěny hodnoty kolem 450 kp. Pro názornost se uvádí, že při řezání prkna rozměrů 100 × 17 mm, které bylo jako pokus úmyslně do řezačky vloženo, stouply tyto síly již jen asi o 200 kp. Tedy možnost dalšího přetížení vniknutím cizího předmětu naznačeného druhu není zde již tak velká. Zcela rozhodující je dimenzování vůči mezi únavy u těch součástí, které tato zatížení přenášejí.

Souhrn

Byla podána řada důkazů o tom, že namáhání zemědělských strojů má výrazně kmitavý charakter. Většinou dochází k nestacionárnímu způsobu namáhání. Často se mění i střední hodnota zatížení. Je třeba v některých případech počítat s občasným velmi značným přetěžováním součástí zemědělských strojů. Běžný pracovní režim je charakterizován nepravidelnými kmity většinou poměrně nízké frekvence do 25 c/s, zanedbáme-li výchyly s nízkou amplitudou. U některých typů zemědělských strojů byly zjištěny nepravidelné kmity zatížení s frekvencí až 40 nebo i 80 c/s.

Je uvedena řada hodnot dynamických součinitelů pro nejrůznější situace a typy strojů, které vycházejí z několika desítek tisíc číselných hodnot, zjištěných ve VÚZS v praktických provozních podmínkách. Respektováním těchto hodnot při pevnostním výpočtu a jejich aktivním použitím, tzn. promyšleným výběrem analogických typů strojů a podmínek, lze dosáhnout podstatného snížení spotřeby materiálu, i když udané hodnoty jsou na první pohled vysoké. U strojů osvědčených dlouhou praxí, které byly postupným odstraňováním závad trvajícím řadu let zdokonaleny, je stav takový, že pouze u nejvíce namáhaných součástí odpovídá velikost namáhání těmto doporučeným hodnotám. Většina dalších součástí je zbytečně dimenzována na vyšší hodnoty zatížení, je tedy předdimenzována.

Je posouzen způsob výpočtu součástí zemědělských strojů. Na jedné straně je konstruktérům zdůrazněno, že namáhání není konstantní, ale má kmitavý charakter; je tedy vždy třeba důsledně se vyhýbat všem konstrukčním a technologickým vrubům nebo jejich účinek snižovat na nejnižší hodnotu, aby nedo-

cházelо k únavovým lomům součástí. Na druhé straně je ukázáno, že v praktickém provozu dochází u zemědělských strojů často k poruchám pouze překročením meze trvalých deformací, nikoliv únavou. V literatuře о pevnosti zemědělských strojů se totiž někdy přehnaně soudí, jako by jedinou příčinou pevnostních poruch v provozu byla únava. Mnohdy postačí správné dimenzování vůči mezi plastických deformací, aby při nízkých vrubových účincích byla zaručena i dostatečná únavová pevnost.

О pevnostním řešení, které vychází z experimentálních číselných pevnostních podkladů, platí, že dimenzování strojů na takto zjištěné hodnoty provozního zatížení je velmi účinný způsob ke snižování spotřeby materiálu a zvyšování provozní spolehlivosti. Navíc je však třeba hodnoty zatížení regulovat jednak výběrem optimálních pracovních režimů funkčních mechanismů a důsledným zařazováním správně seřízených a spolehlivých pojistných zařízení do všech strojů, které mohou být přetěžovány. V době stoupajících výkonů a pojízdných rychlostí strojů budou mít takováto zařízení stále větší význam. Je však též třeba vycházet z fyzikální podstaty dynamických jevů na konstrukcích a určovat konstruktérům pravidla optimálního rozložení hmotných součástí strojů a volby nejvýhodnějších tuhostí, aby velikost dynamické odezvy, která je v práci vyjadřována dynamickým součinitelem, byla u hotové konstrukce co nejmenší. K tomuto účelu je zvláště výhodné použití analogových počítačů.

Došlo dne 12. 5. 1964

Literatura

1. Němec J.: Příklady výpočtu tvarové pevnosti strojních částí. 1956 Praha.
- 2. Souček Z.: Křehké laky k měření napětí součástí zemědělských strojů. Sborník prací VÚZS I, 1961, Praha.
- 3. Procházka J.: Přístroje k měření krouticích momentů na zemědělských strojích. Sborník prací VÚZS I, 1961, Praha.
- 4. Souček Z.: Dynamometr k měření tří složek sil působících v závěsném bodě lišty traktoru. Sborník prací VÚZS I, 1961, Praha.
- 5. Procházka J.: Měřicí přístroje na principu elektrických odporových tenzometrů používané ve VÚZS. Sborník prací VÚZS II, 1962, Praha.
- 6. Šeukin N. V.: Лемешные plugи i лушчилники. 1952, Moskva.
- 7. Serensen S. V. a další: Прочность при нестационарных режимах нагрузки. 1961, Kijev.
- 8. Hanke M.: Moderní metody hodnocení životnosti součástí v provozu vozidel. Automobil č. 2/1962.
- 9. Freudentahl A.: A. Random Fatigue Testing Machine and Procedure. Proc. ASTM, 1953, vol. 53.
- 10. Hofmeister W. F.: Application of the Cumulative Fatigue Damage Theory to practical problems. SAE Transactions, 1960, volume 63.
- 11. Thompson W. T.: Mechanical Vibrations. 1956, USA.
- 12. Serensen S. V., Kozlov L. A.: Уносность a pevnostní výpočet součástí při statických a střídavých napětích. Sovětská věda - strojírenství čís. 3/1954.
- 13. Zprávy VÚZS o tenzometrických a energetických měřeních 1956-1962.

Экспериментально установленные результаты исследования характера нагрузки сельскохозяйственных машин

Был представлен ряд доказательств о том, что нагрузка сельскохозяйственных машин явно колебательного характера. В большинстве случаев мы имеем дело с нестационарным способом нагрузки. Часто меняется и средняя величина нагрузки. В некоторых случаях следует считаться с временной весьма значительной чрезмерной нагрузкой деталей сельскохозяйственных машин. Обычный рабочий режим характерен нерегулярными колебаниями преимущественно сравнительно низкой частоты, до 25 с/с, если оставить без внимания отклонения с низкой амплитудой. У некоторых типов сельскохозяйственных машин были установлены нерегулярные колебания нагрузки с частотой до 40 и даже 80 с/с.

Приведен ряд величин динамических коэффициентов для разных ситуаций и типов машин, которые исходят из нескольких десятков тысяч цифровых величин, установленных в НИИСХМ в практических производственных условиях. Соблюдение этих величин при расчете на прочность и активным их использованием, т. е. продуманным выбором аналогичных типов машин и условий, можно достигнуть существенного снижения расхода материала, хотя приведенные величины на первый взгляд и высоки. У машин, оправдавшихся в долголетней практике, которые были усовершенствованы путем постепенного устранения помех, продолжавшегося ряд лет, положение таково, что только у подвергающихся самой высокой нагрузке деталей высота нагрузки отвечает этим рекомендованным величинам. Большинство дальнейших деталей излишне рассчитано на более высокие величины нагрузки, т. е. размеры их излишне велики.

Оценивается способ вычисления деталей сельскохозяйственных машин. С одной стороны конструктор подчеркивает, что нагрузка непостоянна, но колебательного характера; поэтому нужно всегда тщательно избегать конструкционной и технологической концентрации напряжений, или действие ее снижать до минимальной величины, чтобы не встречались усталостные изломы деталей. С другой стороны указывается, что в практической эксплуатации у сельскохозяйственных машин часто возникают неполадки вследствие исключительно превышения предела постоянных деформаций, а не вследствие усталости. В литературе о прочности сельскохозяйственных машин иногда излишне бытует мнение, что единственной причиной нарушений прочности бывает усталость. Часто достаточно правильно установить размер по отношению к пластическим деформациям, чтобы при низких величинах концентрации напряжений обеспечить и достаточную усталостную прочность.

Решения на прочность, которое исходит из экспериментальных численных данных на прочность, касается то, что установление размеров машин в соответствии с таким образом установленными величинами производственной нагрузки является весьма эффективным способом снижения расхода материала и повышения производственной надежности. Сверх того, однако, нужно величины нагрузки регулировать, с одной стороны, путем выбора оптимальных рабочих режимов функциональных механизмов, с другой стороны, последовательным включением правильно налаженных и надежных предохранительных устройств во все машины, которые могут подвергаться чрезмерной нагрузке. В период повышающейся производительности и ходовых скоростей машин такие устройства будут иметь все большее значение. Но нужно также исходить из физической сущности динамических явлений в конструкциях и назначать конструкторам правила оптимального расположения материальных частей машин и выбора оптимальных жесткостей, чтобы величина динамической отдачи, которая в работе выражается динамическим коэффициентом, была у готовой конструкции возможно меньше. Для этой цели особо выгодно применять аналоговые счетчики.

Experimentale Untersuchungen des Beanspruchungscharakters von Landmaschinen

Eine Reihe von Beweisen des ausgeprägten Schwingungscharakters der Beanspruchung von Landmaschinen wurde vorgelegt. Am meisten kommt eine nicht stationäre Beanspruchungsart vor. Häufig ändert sich auch der Mittelwert der Beanspruchung. In einigen Fällen ist es notwendig, mit zeitweiliger bedeutender Überlastung der Landmaschinenteile zu rechnen. Der gewöhnliche Arbeitsregime ist durch unregelmäßige Schwingungen von einer meistens verhältnismäßig niedrigen Frequenz, bis 25 Hz, charakterisiert, wenn wir die Ausschläge mit niedriger Amplitude nicht in Betracht nehmen. Bei einigen Landmaschinentypen wurden unregelmäßige Belastungsschwingungen mit Frequenz bis 40 oder sogar 80 Hz festgestellt.

Es wird eine Reihe von Werten der dynamischen Koeffizienten für verschiedenste Situationen und Maschinentype angeführt, welche aus einigen Zehntausenden von Zahlenwerten hervorgehen, die im Institut für Landmaschinenbau unter praktischen Betriebsbedingungen ermittelt wurden. Durch Beachtung dieser Werte bei der Festigkeitsberechnung und durch aktive Anwendung derselben, d. h. durch eine sorgfältige Wahl von analogen Maschinentypen und Bedingungen, wird ermöglicht, eine wesentliche Materialbedarfsenkung zu erzielen, obgleich auch die angegebenen Werte auf den ersten Blick hoch erscheinen mögen. Bei Maschinen, die sich während langer praktischer Anwendung bewährt haben und durch seit Jahren fortgesetzte Mängelbeseitigung vervollkommenet wurden, besteht derartige Lage, daß nur bei den am meisten beanspruchten Teilen die Anstrengungsgröße den empfohle-

nen Werten entspricht. Die Mehrzahl der übrigen Maschinenteile ist unnötig für höhere Beanspruchungswerte ausgelegt, ist also überdimensioniert.

Eine Beurteilung der Berechnungsmethode von Landmaschinenteilen wird ferner durchgeführt. Einerseits unterstreicht der Konstrukteur, daß die Beanspruchung nicht konstant ist, sondern einen Schwingungscharakter aufweist; es ist also stets notwendig, alle konstruktiven und technologischen Kerbe zu vermeiden oder deren Einfluß auf den niedrigsten Wert zu verringern, damit keine Ermüdungsbrüche erfolgen. Andererseits wird gezeigt, daß bei Landmaschinen im praktischen Betrieb Störungen oft nur infolge Überschreitung der Grenze der bleibenden Verformungen und nicht infolge der Ermüdung vorkommen. In der Literatur über die Festigkeit der Landmaschinen wird manchmal übertrieben die Ermüdung als die alleinige Ursache ist es im Betrieb vorkommenden Festigkeitsstörungen angeführt. Manchmal genügt die richtige Auslegung mit Rücksicht auf die Streckgrenze, um bei niedrigen Kerbauswirkungen auch eine genügende Ermüdungsfestigkeit zu gewährleisten.

Für eine von experimentellen numerischen Festigkeitsunterlagen ausgehende Lösung des Festigkeitsproblems gilt, daß die Maschinenauslegung mit Rücksicht auf die derart ermittelten Betriebsbeanspruchungswerte eine sehr wirksame Methode der Materialbedarfssenkung und zugleich Steigerung der Betriebssicherheit darstellt. Darüber hinaus ist es jedoch nötig, die Belastungswerte zu regulieren und zwar durch die Wahl der optimalen Arbeitsregime der Funktionsmechanismen und durch konsequente Eingliederung von richtig eingestellten und betriebssicheren Sicherungseinrichtungen in alle der Überlastung ausgesetzten Maschinen. Diese Einrichtungen werden bei steigenden Leistungen und Fahrgeschwindigkeiten stetig an Bedeutung gewinnen. Es ist jedoch auch notwendig, von den physikalischen Unterlagen der bei Konstruktionen zum Vorschein kommenden dynamischen Erscheinungen auszugehen und für die Konstrukteure Regeln der optimalen Anordnung von Massenbestandteilen der Maschinen, sowie der Wahl der günstigsten Steifigkeit, zu bestimmen, damit der Größte der dynamischen Reaktion, welche in der Abhandlung als dynamischer Beiwert genannt wird, bei der fertigen Konstruktion möglichst minimal sei.

Zu diesem Zwecke sind als besonders vorteilhaft die Analogrechner auszunützen.

The Research into the Nature of the Stresses in Agricultural Machines with the Results of the Tests

It has been proved, in a number of experiments, that the stresses in agricultural machines are of a distinctly vibrating nature. In most cases the stress is not stationary. The average value of the load changes frequently, too. In some cases it should be reckoned with a very high overloading of some parts in the agricultural machines, occurring from time to time. The normal operations feature irregular vibrations, mostly of a low frequency, up to 25 c/s, when not considering oscillations with a low amplitude. With some types of the agricultural machines irregular vibrations of the load were identified, with the frequency up to 40 or even 80 c/s.

A number of values of the dynamic coefficients are given for the most various situations and for the different types of the machines, having been based on tens of thousands numerical values determined at the Research Institute of Agricultural Machinery in field conditions. When considering these values in the calculations of strength and making the active use of them, i. e. by an effective choice of analogous types of machines and conditions, it is possible to achieve a substantial decrease in the material requirements, though the values indicated may at first seem high. With the machines proved efficient by many years of experience, which have been being improved for many years by removing the faults, the situation is such, that with the most stressed parts does only the size of the stress correspond to these recommended values. The most of other parts are uselessly proportioned to much higher stresses, being thus disproportioned.

The calculation method for the parts of agricultural machines is considered. On the one hand the designer points out that the stress is not constant but vibrating. It is therefore necessary to eliminate any notches in design and technology, or to limit their effects on the lowest possible value, to prevent the fatigue failures of the parts. On the other hand, it has been proved, that in field conditions the failures occur with the agricultural machines frequently only due to exceeding the limits of permanent deformations, not due to the fatigue. It has been found that

the literature on the strength of agricultural machines contains frequently the exaggerated opinions to the effect that the one and only cause of the strength failures in operation be the fatigue. The correct proportioning in respect to the plastic deformations will sometimes suffice to guarantee the sufficient fatigue strength with low notch effects.

As for the method based on the numerical values of strengths determined in tests it is valid, that the proportioning of machines to the values of the operation loads thus determined gives a very effective means to decrease the consumption of the material, and to increase the reliability of operation. Apart from that, it is necessary to control the values of the load by a choice of the optimum working operations of the functional mechanisms and by a consistent use of properly adjusted and reliable safety mechanisms for all the machines where overloading can occur. In the times of the increasing HP and speeds of travel of the machines will such mechanisms be of an ever increasing importance. It is, however, necessary to consider the physical essentials of the dynamic effects on the designs, to determine for the designers the rules of the optimum distribution of the material parts of the machines and the choice of the optimum rigidity, to achieve that the size of the dynamic response, which is expressed in labour by a dynamic coefficient, be the minimum with a finished design. The use of analogue computers is especially advantageous for the purpose.

Orební tělesa pro práci při zvýšených rychlostech

Пахотные корпуса для работы на повышенных скоростях

Pflugkörper für die Arbeit bei erhöhten Geschwindigkeiten

Plough Bodies for High-Speed Tillage

Inž. Zdeněk PŘÍHODA, CSc.

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

Reditel ústavu inž. Jaroslav Homolka

1. Úvod

Dosavadní při orbě používané rychlosti se pohybují v rozmezí 3–5 km/h. Pro tyto rychlosti jsou v dnešní době vyráběna orební tělesa tří zásadních typů: univerzální, kulturní a luční. Podle výzkumu, prováděného ve VÚZS Chodov, jsou univerzální tělesa použitelná na většině orných půd v ČSSR, kde kvalita jejich práce je přijatelná až do rychlosti 5 km/hod. Kulturní tělesa, která skývu více kypří, jsou také velmi rozšířena, avšak v poměru k univerzálním tělesům vyžadují většinou vyšší tažnou sílu. Podle půdních podmínek plní oba typy agrotechnické požadavky kladené na orbu. Při zvýšených rychlostech se však kvalita jejich práce podstatně zhoršuje, zvláště pracují-li bez předradlíček. Při vyšších rychlostech též podstatně stoupá i tažný odpor těchto typů, což je z hlediska používaných trakčních prostředků nepříznivé, neboť tažná schopnost traktorů na poli klesá se zvyšováním jezdových rychlostí.

Tento jev zvyšování potřebné tažné síly pluhů se zvyšující se rychlostí je vyjádřen v obecně známé G o r j a č k i n o v ě rovnici, která má tvar:

$$P = f \cdot G + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2 \quad (1)$$

kde:

P = potřebná tažná síla pro pluh,

f = koeficient pasivních odporů,

G = váha pluhu,

k = specifický půdní odpor, závislý na pracovním orgánu a rychlosti,

a = hloubka orby,

b = pracovní záběr pluhu,

ε = koeficient, závislý na tvaru tělesa a vlastnostech půdy,

v = pracovní rychlost.

Pracovní rychlost je zde v druhé mocnině, a proto při stejném pluhu se jejím zvyšováním odpor tohoto pluhu zvětšuje.

Velikost odporu pluhu u uvedených těles neúměrně roste se zvyšovanou rychlostí, čímž také podstatně stoupají nároky na výkon používaného trakčního

prostředku; tím se snižuje i ekonomičnost vlastní orby, což je stejně nepřipustné jako zhoršení plnění agrotechnických kvalitativních ukazatelů. Pro zvyšování plošných výkonů při orbě bylo proto nutno vyřešit nové orební těleso, které by vyhovovalo jak z agrotechnického, tak i z ekonomického hlediska.

Vyřešené nové orební těleso mělo splnit tyto dva základní požadavky:

a) Tažný odpor při rychlosti 7—8 km/hod stejný, či dokonce menší než tažný odpor dosud vyráběných orebních těles při rychlosti 3,5—4 km/h, při níž je práce dosavadních těles optimální. Uvedený požadavek vyplývá z důvodů zachovat poměr mezi potřebným příkonem na háku trakčního prostředku a dosažovaným plošným výkonem; tento poměr je základním ukazatelem pro ekonomické hodnocení orby.

b) Plnění agrotechnických požadavků, kladených na orební tělesa, musí být u nového tělesa zachováno v rozmezí pracovních rychlostí 4—8 km/h (z důvodů okamžité použitelnosti se současnými trakčními prostředky).

Vyřešením těles, která budou splňovat tyto základní požadavky, bude možno dosáhnout vyšších plošných výkonů, dodržovat nebo zkrátit agrotechnické lhůty pro orbu, použít vyšších účinností kolových traktorů (které jsou výhodnější při vyšších pojezdných rychlostech) a popř. snižovat i váhu pluhů.

2. Metodika práce

Teoretický návrh konstrukce nových těles vycházel ze snahy co nejvíce snížit hlavně koeficient k druhého člena rovnice (1) a koeficient ε třetího člena této rovnice.

Důležitým faktorem pro snížení těchto koeficientů bylo zmenšení energie, potřebné k obrácení a rozdrobení skývy. Při pohybu skývy po pracovní ploše orebního tělesa dochází k jejímu stranovému odsunu a překlápění při současném jejím kypření. Na dynamice skývy závisí pak spotřeba energie pro překlápění a současně i pro tření skývy po odhrnovače a dále i pro drobení (kypření) hmoty této skývy. Konstrukce nového tělesa byla zaměřena na snížení energie, vynaložené na obrácení skývy v polohách, v nichž dochází ke zvedání příčného řezu skývy.

Při zvedání těžiště překlápěné skývy se spotřebuje největší část energie. Proto byla snaha tuto potřebnou energii zmenšit. Poněvadž její velikost závisí též na rychlosti, s níž je těžiště zvedáno (obrácení skývy), je třeba — s ohledem na zmenšení energie — tuto rychlost v době zvedání co nejvíce snížit; teprve když se těžiště pohybuje v oblasti horní úvratí své dráhy a po jejím překonání dále klesá, může být rychlost překlápění skývy vyšší.

V zásadě bylo použito dvou průběhů rychlosti pohybu těžiště skývy při překlápění. V prvním případě byla zvolena maximální rychlost obrácení skývy teprve za horní úvratí dráhy těžiště skývy, tj. cca ve druhé třetině délky tělesa, kde je též zrychlení tohoto pohybu nulové. Ve druhém případě byla zvolena maximální rychlost obrácení skývy již na konci první třetiny délky tělesa, tj. ještě před horní úvratí dráhy těžiště skývy.

Snížením rychlosti obrácení se zmenší též tlaky na pracovní plochu tělesa vlivem menších dynamických odporů při otáčení skývy, což způsobí i menší tření na pracovním povrchu tělesa. Tím se také sníží energie, potřebná k překonání těchto pasivních odporů.

Pro vlastní konstrukci tělesa byl dán ještě požadavek délky tělesa, aby nových těles bylo možno použít na rámy pluhů, které se v současné době vyrábějí

nebo jsou používány v praxi. Splněním tohoto požadavku je umožněno též rychlejší zavedení tohoto způsobu orby do praxe, neboť pro běžné pracovní podmínky nebude zapotřebí žádných zvláštních rámců nebo podvozkové části pluhů.

Na základě všech těchto zásad a teoretického principu řešení byla navržena a konstrukčně propracována nová orební tělesa. Při konstrukci nebylo tedy použito dosavadních způsobů, užívaných pro navrhování tvaru tělesa.

3. Zkoušky těles

Zkoušky rychloorebních těles, řešených ve VÚZS, probíhaly v letech 1961 až 1963 v různých půdních podmínkách. Nejdříve byla zkonstruována a zkoušena tělesa o záběru 35 cm, později tělesa o záběrech 30 a 25 cm. Pro porovnání bylo při všech těchto zkouškách použito univerzálního tělesa, dosud vyráběného závodem Agrostroj Roudnice.

Pro určení, které z obou navrhovaných těles lépe vyhovuje podmínkám orby, byla nejdříve obě tělesa, tj. těleso stavěné pro maximální rychlost obracení ve druhé třetině délky pracovního povrchu (těleso II) a těleso stavěné pro maximální rychlost obracení na konci první třetiny (těleso III), zkoušena společně a zjišťován jejich tažný odpor spolu s hlavními agrotechnickými ukazateli.

Z hlediska tažných odporů potvrdily výsledky zkoušek teorii použitou při jejich konstrukci. Tabulka I uvádí tažné odpory zkoušených těles v poměru k tažnému odporu tělesa univerzálního (U) při rychlosti 4 km/h, který je považován za 100 %.

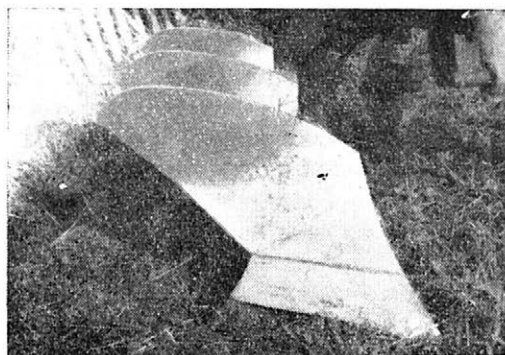
I.

Pracovní rychlost v km/h	Tažný odpor těles v %		
	U	II	III
4	100	81,3	92
8	106	88,3	94,5

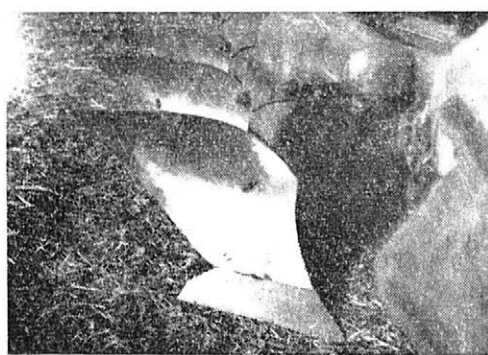
Poněvadž přibližně stejná tendence velikosti odporů byla zjištěna v různých půdních podmínkách, je možno říci, že tažný odpor tělesa závisí též na průběhu rychlosti obracení skývy. Znamená to, že z hlediska energetického je výhodnější urychlovat skývu teprve v oblasti blízké horní úvratí dráhy těžiště skývy, nežli v oblasti, kdy těžiště skývy vykonává ještě dráhu směrem vzhůru.

Z hlediska agrotechnického je však výhodnější použít k urychlování oblasti, kdy těžiště skývy vykonává ještě dráhu směrem vzhůru, jak je tomu u tělesa III. Proti tomu u tělesa II odpovídá zmenšený tažný odpor podstatně zhoršené kvality práce. Byly proto další práce zaměřeny na těleso III, které je dále označováno jako těleso R .

Hlavní zkoušky rychlostních těles R , při nichž byly podrobně měřeny silové a agrotechnické ukazatele, byly prováděny na podzim r. 1963. K těmto zkouškám bylo použito tříradličného pluhu 3 PN 30 M s tělesy U (obr. 1) a téhož pluhu s tělesy R (obr. 2).



1. Pluh 3 PN 30 M s tělesy U



2. Pluh 3 PN 30 M s tělesy R

Na zkušebním pozemku byla půda písčitohlinitá, jak ukazuje tabulka II. Vlhkost půdy v hloubce 10 cm se pohybovala od 12,8 do 15,2 %, na dně brázdy od 10,3 do 12,3 %.

II.

Kategorie zrna v %			
I.	II.	III.	IV.
pod 0,01 mm	0,01 – 0,05 mm	0,05 – 0,1 mm	0,1 – 2 mm
23,9	35,4	14,3	26,4

Při měření na třech dvacetimetrových tratích (2X opakováno) byly zjištěny tažné odpory obou druhů těles a pro názornější porovnání přepočteny na měrné tažné odpory:

$$p = \frac{P}{a \cdot b} \text{ kg/cm}^2 \quad (2)$$

kde:

p = měrný tažný odpor tělesa (kg/cm^2)

P = změřený tažný odpor (kg)

a = pracovní hloubka (cm)

b = pracovní záběr (cm)

Jednotlivé hodnoty byly zaneseny na osy souřadnic (v – km/h; p – kg/cm^2) a z nich vypracován graf, který je uveden na obr. 3.

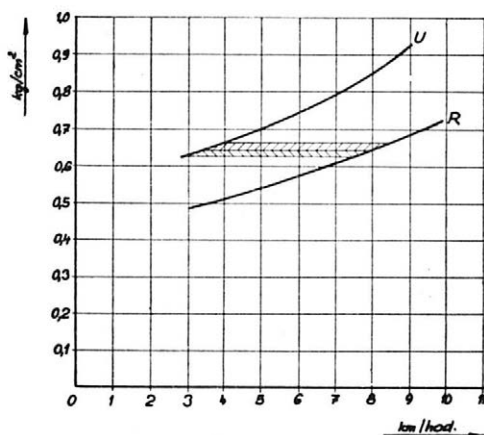
Z tohoto grafu je vidět, že křivka tažného odporu tělesa R leží pod křivkou tažného odporu tělesa U. Odpor tělesa R při rychlosti 8 km/hod je přibližně stejný, jako odpor tělesa U při rychlosti 4 km/h, což dokazuje splnění prvního základního požadavku, uvedeného v úvodu pod bodem a). Podle provedených měření byl tento požadavek uspokojivě plněn i na jiných půdách v rozmezí specifických půdních odporů od 0,4 do 0,8 kg/cm^2 .

Při ověřování možnosti dosáhnout s rychloorebními tělesy zvýšeného výkonu byly zjištěny hodnoty, uvedené v tabulce III. Při této zkoušce se použilo tříradličného pluhu s tělesy *U* a dosaženo s traktorem Z 50 Super maximální rychlosti 4,6 km/h; při plném využití výkonu motoru téhož traktoru bylo s dvouradličným pluhem s tělesy *R* dosaženo maximální rychlosti 8,9 km/h.

Hodnoty plošného výkonu a spotřeby nafty jsou počítány za čistý pracovní čas, tzn., do těchto hodnot nejsou započítány ztráty otáčením na souvrati.

Tímto měřením byla potvrzena reálnost naměřených hodnot, uvedených v grafu na obrázku 3, a prokázán jejich praktický důsledek v provozu.

Zjišťování plnění agrotechnických ukazatelů se provádělo při obou způsobech zkoušek.



3. Průběh měrných odporů těles *U* a *R* v závislosti na pracovní rychlosti
Srafováním vyznačeno plnění požadavku uvedeného v úvodu pod bodem a)

III.

Tělesa	Záběr	Hloubka	Tažná síla	Rychlost	Prokluz	Přiklon na háku	Spotřeba paliva	Plošný výkon	Spotřeba paliva	Plošný výkon	Spotřeba paliva na 1 m ³	
	cm	cm	kp	km/h	%	k	l/ha	ha/h	%	%	l	%
3 × <i>U</i>	92,4	23,3	1440	4,6	13,5	24,5	27,2	0,424	100	100	0,01163	100
2 × <i>R</i>	64,3	21,7	945	8,9	6,6	31,1	25,1	0,580	92	137	0,01128	96,7

Dodržování nastavené hloubky u těles *U* v rozmezí rychlostí 4,8–8,0 km/h kolísalo v rozmezí do $\pm 10\%$; v tomtéž rozmezí se pohybovaly odchylky od nastavené hloubky u těles *R* při rychlostech 4,9–8,0 km/h. Oba druhy těles v průměru nepřekročily dovolenou odchylku od nastaveného záběru $\pm 5\%$.

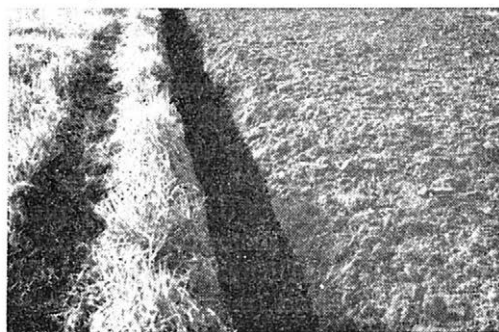
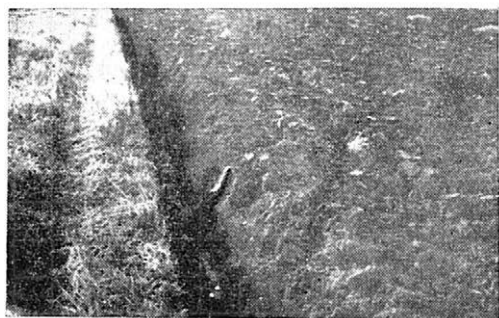
V průběhu zkoušek s použitými pluhy nebyla zjištěna jakákoliv závislost zvětšování nebo zmenšování hloubky a záběru zvyšováním rychlostí.

Stav ornice po orbě tělesy *U* při rychlosti 4 km/h je uveden na obrázku 4 a po orbě tělesy *R* při rychlosti 8 km/h na obrázku 5.

Jak je vidět i z těchto obrázků, jsou rostlinné zbytky dobře zaklápěny.

Úhel obracení skýv a výška povrchu ornice ode dna brázdy (údaj pro určení nakypření) pro oba druhy radlic je uveden v tabulce IV.

Se zvyšující se rychlostí zvětšuje se též úhel obracení skýv u obou druhů těles. Dále byla též měřena velikost odhozu skývy od stěny brázdy. Tato velikost je u tělesa *R* podstatně menší než u těles *U*. Naměřené údaje uvádí tabulka V.



4. Povrch ornice po práci tělesy *U* při rychlosti 4 km/h

5. Povrch ornice po práci tělesy *R* při rychlosti 8 km/h

IV.

Těle-so	Rychlost km/h	Pracovní hloubka cm	Úhel obracení skýv ve °	Výška povrchu ornice cm
<i>U</i>	5	22	141	32
	6,5	22	145	32
	8	25	148	32
<i>R</i>	5	21	144	29
	6,5	20	149	30
	8	20	157	32

V.

Těleso	Rychlost km/h	Pracovní hloubka cm	Délka odhozu cm
<i>U</i>	5	21,6	101
	6	22,8	114,2
	7,6	23,4	144,6
<i>R</i>	5,1	21,8	76,6
	6,2	22	87
	7,6	21,2	104,4

Závěrem lze říci, že v hlavních ukazatelích splňují tělesa *R* agrotechnické požadavky v rozmezí rychlostí 4–8 km/h, čímž je současně i splněn druhý základní požadavek, uvedený v úvodu pod bodem b).

V rámci spolupráce s výzkumnými pracovišti socialistických zemí, které se zabývají řešením tohoto tematu, byla tělesa *R* zaslána k ověření do SSSR, MLR a NDR. V NDR byla tato tělesa porovnávána s tělesy tamnější výroby a též s tělesy anglickými (General Purpose, Semidigger), švédskými (Överum SM), s tělesy z NSR (Eberhardt MBÉ 100SA a MBW 9) a z SSSR (typ OR). Při těchto zkouškách bylo zjištěno, že československá tělesa *R* vykazovala ze všech zkoušených těles nejlepší plnění agrotechnických požadavků při zvýšených rychlostech až do 12 km/h. Při tahových zkouškách se tato tělesa úsporou tažné síly v různých půdních podmínkách umístila ze všech osmi zkoušených těles na druhém a třetím místě. Na základě založených výnosových pokusů v NDR bylo zjištěno, že orbou při vyšších rychlostech lze dosáhnout zvýšení výnosů. Tato tendence zvýšení výnosů se projevila též při orbě tělesem *R* (ČSSR).

4. Závěr

Z výsledků dosažených při řešení rychloorebních těles ve VÚZS Chodov lze vyvodit tyto rámcové závěry.

A.

Na obrázku 4 vyznačený průběh tažných odporů těles *U* a *R* ukazuje, že při orbě s rychlostními tělesy *R* rychlostí 8 km/h se odpor, proti orbě s tělesy *U* při rychlosti 4 km/h, nezvětšuje a tedy potřeba zvýšeného příkonu na háku traktoru je přímo úměrná zvýšené rychlosti.

V tabulce VI, pro kterou jsou podklady vzaty z tabulky III, jsou srovnány hlavní parametry, určující vlastní ekonomičnost orby při zvýšených rychlostech.

VI.

Způsob orby		Tažný odpor		Pracovní rychlost		Potřebný příkon N_h		Plošný výkon	
		kg	%	km/h	%	k	%	ha/h	%
1	2 radlice <i>U</i>	960	100	4,6	100	16,35	100	0,282	100
2	2 radlice <i>R</i>	966*)	100**)	8,9	193	31,8*)	190	0,580	206

*) hodnoty přepočtené na stejný profil skýv.

**) má být 100,6 %, hodnotu 0,6 % uvažujeme do rámce chyb měření.

Hlavním ukazatelem pro ekonomiku rychloorby je poměr mezi potřebným příkonem na háku N_h a dosahovaným plošným výkonem W_h , který současně vyjadřuje potřebu kh/ha.

Pro orbu současnými tělesy *U* (1. řádek tab. VI) je tento poměr:

$$\frac{N_{h_1}}{W_{h_1}} = A_1 = \frac{16,35}{0,282} = 58 \text{ kh/ha}$$

Pro orbu rychloorebními tělesy R (2. řádek tab. VI) je poměr:

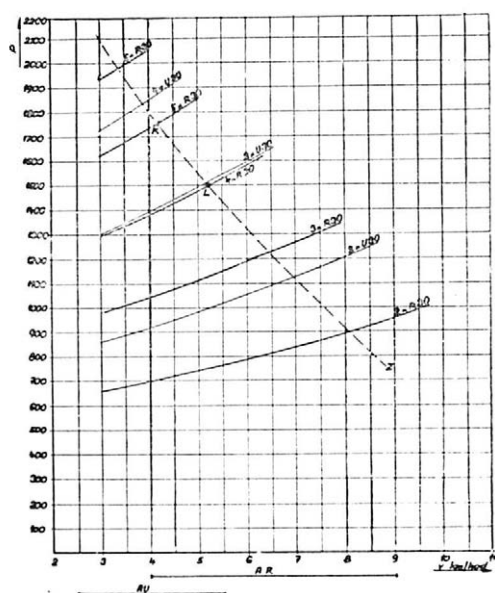
$$\frac{N_{h_2}}{W_{h_2}} = A_2 = \frac{31,8}{0,580} = 55 \text{ kh/ha}$$

Vzájemným porovnáním potřeby kh/ha (A) vidíme, že při použití rychloorebních radlic je tato potřeba o 3 kh/ha nižší než u radlic současných. Pro celkové hodnocení je však možno tuto hodnotu považovat za rovnou hodnotě orby dosavadními tělesy. Tím je dokázáno, že původně stanovené požadavky na řešení rychloorebních těles byly dosaženy při současném plnění agrotechnických ukazatelů.

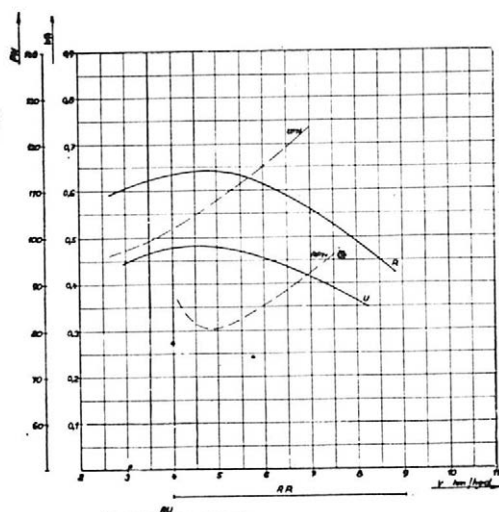
B.

Dalším ekonomickým ukazatelem vhodnosti použitelnosti orebních těles pro zvýšení pracovní rychlosti je plošný výkon ve vztahu k současnému i perspektivnímu traktorovému parku, s nímž je počítáno pro orbu. Poněvadž traktor Z 50 Super je u nás dosud nejrozšířenějším traktorem, jehož vlastnosti při orbě jsou v praxi známy, uvádíme dále příklad hodnocení orebních těles ve vztahu k tomuto traktoru.

Výpočet efektivnosti vychází z tahové charakteristiky trakčního prostředku a z naměřených hodnot měrných odporů těles typu U a R , která mají v uvažovaných podmínkách rozdílné měrné odpory (viz obr. 3), což bylo hlavním cílem výzkumu. Pro tahové charakteristiky jednotlivých převodových stupňů se stanoví obalová křivka. Aby byla zajištěna rezerva tažné síly traktoru pro různé místní vlivy při práci na poli — např. terénní nerovnosti, náhlé zvýšení tažného



6. Charakteristika tažných sil traktoru Z 50 Super a tažných odporů těles R 30 a U 30 v závislosti na pracovní rychlosti



7. Plošné výkony a celkové náklady při orbě traktorem Z 50 Super s tělesy R 30 a U 30

odporu vlivem nestejnorodosti půdy — byla zjištěná obalová křivka změněna na křivku, která zajišťuje cca 15% rezervu tažné síly traktoru. Tato křivka je vynesena na obrázku 6 v souřadnicích v (pojezdová rychlost v km/h) a P (tažná síla traktoru, event. tažný odpor orebního tělesa).

Do stejného diagramu jsou vyneseny křivky průběhů tažných odporů těles U a R (na základě obr. 3) pro pluh o různých záběrech (jednoradličný pluh s tělesy R je označen jako $R\ 30$, dvouradličný jako $2 \times R\ 30$ atd.). Z tohoto diagramu lze předběžně usoudit jaký pluh s jakým počtem a druhem radlic může pracovat ve spojení s traktorem $Z\ 50\ Super$ a při jaké rychlosti. Např. při rychlosti 8 km/h může být použito dvouradličného pluhu s tělesy $R\ 30$, avšak tentýž pluh s tělesy $U\ 30$ může pracovat pouze do rychlosti cca 7 km/h; nebo při rychlosti cca 5 km/h může traktor pracovat buď s tříradličným pluhem s tělesy $U\ 30$ nebo s čtyřradličným pluhem s tělesy $R\ 30$. Tyto hodnoty platí pro půdy s měrným půdním odporem od cca 0,5–0,8 kg/cm², které se vyskytují u nás v největší míře. Která z kombinací je z hlediska plošného výkonu výhodnější, udává křivka plošného výkonu, uvedená na obrázku 7. Zde je vyobrazena teoretická křivka plošných výkonů v závislosti na pracovní rychlosti v (km/h) obou druhů těles ($U\ 30$ i $R\ 30$).

Obě křivky byly teoreticky vypočteny z křivek tažné síly traktoru a tažných odporů obou druhů těles.

Křivka R má své maximum v rozmezí pracovních rychlostí 4,5–5 km/h při plošném výkonu cca 0,64 ha/h. Pro toto rozmezí rychlostí je možno použít buď pětiradličného nebo čtyřradličného pluhu s tělesy $R\ 30$, jak vyplývá z průsečíků křivek $5 \times R\ 30$ a $4 \times R\ 30$ s křivkou tažných sil traktoru $Z\ 50\ Super$ (obr. 6). Který z obou pluhů je výhodnější, lze určit ze dvou hledisek; z hlediska celkových nákladů a hlediska plnění agrotechnických požadavků. Je samozřejmé, že v případě neplnění ATP nelze zvolený pracovní rychlosti použít. Oblast plnění ATP je v obr. 6 vyznačena poznámkou AR (pro rychloorební tělesa) a AU (pro dosavadní tělesa). V uvedeném případě je kvalita práce těles R v rozmezí plnění ATP, a proto bude rozhodujícím hlediskem výše celkových nákladů. Znamená to tedy určit, kterým směrem je lépe snížit plošný výkon, zda zvýšením nebo snížením pracovní rychlosti. Je proto nutno stanovit pro daný případ, tj. rychloorební tělesa ve spojení s traktorem $Z\ 50\ Super$, křivku celkových provozních nákladů. Tuto křivku lze teoreticky stanovit z jednotlivých bodů křivek Z , $U\ 30$ a $R\ 30$ diagramu na obr. 6 a křivek U a R diagramu na obr. 7 pomocí vztahu

$$PN = M + Ast + O + E$$

kde:

PN = celkové pracovní náklady v Kčs/ha

M = mzdové náklady v Kčs/ha

Ast = náklady na odpis stroje a traktoru v Kčs/ha

O = náklady na opravy stroje a traktoru v Kčs/ha

E = náklady na energii (na PHM) v Kčs/ha

Křivka určená tímto výpočtem je na obr. 7 pro rychloorební tělesa R označena jako RPN a pro dosavadní tělesa U jako UPN .

Jako první poznatek vyplývá z těchto křivek, že tělesa R , mající vyšší výkon, vykazují též podstatně nižší celkové náklady na orbu, kdežto u těles U je tomu opačně.

Nyní, kdy máme určeny celkové náklady, můžeme z jejich hlediska určit, zda je lépe pro dříve uvažovaný případ použít čtyřradličného nebo pětiradličného pluhu s tělesy R .

Křivka $5 \times R$ 30 na obr. 6 protíná křivku Z v bodě K , což odpovídá rychlosti cca 4,2 km/h. Orba rychlostí 4,2 km/h vykazuje na obr. 7 plošný výkon cca 0,635 ha/h a celkové náklady cca 85 Kčs/ha. Křivka $4 \times R$ 30 na obr. 6 protíná křivku v bodě L , což odpovídá rychlosti cca 5,2 km/h. Orba touto rychlostí vykazuje opět na obr. 7 plošný výkon cca 0,635 ha/h (stejný jako předešlý), avšak celkové náklady jsou 82 Kčs/ha. Je tedy v těchto půdních podmínkách výhodnější užít s traktorem Z 50 Super čtyřradličného pluhu s tělesy R 30, neboť při stejném plošném výkonu je orba při použití daného výkonu motoru traktoru levnější. V případě, že při vyšší rychlosti by na základě těchto křivek vyšel vyšší výkon za cenu vyšších nákladů, je třeba se v praxi rozhodnout, co v dané situaci je přijatelnější, zda vyšší výkon při vyšších nákladech, nebo nižší výkon při nižších nákladech.

Z uvedených diagramů lze také přímo vyčíst, která orba se kterými tělesy a jejich počtem je za daných podmínek výhodnější.

Např. při rychlosti cca 5,2 km/h je možno s traktorem Z 50 Super použít buď tříradličného pluhu s tělesy U nebo čtyřradličného s tělesy R . V případě tříradličného pluhu s tělesy U bude plošný výkon agregátu 0,477 ha/h při celkových nákladech 109,50 Kčs/ha. V případě čtyřradličného pluhu s tělesy R bude plošný výkon 0,635 ha/h při celkových nákladech 81,50 Kčs/ha; znamená to, že použitím rychloorebních těles v těchto podmínkách se plošný výkon zvýší o 33 % při současném snížení nákladů o 25 %.

Další zvýšení efektivnosti orby je možno očekávat, za předpokladu, že tělesa pro zvýšené rychlosti orby nelze již vylepšit, důsledným zaváděním regulační nebo tzv. měkké hydrauliky (tříbodový závěs) na traktoru, což podle dosavadních výsledků zlepši tahovou charakteristiku traktorů (křivka Z na obr. 6) nejméně o 12 % a tím se zlepši i podmínky pro zavedení rychloorby do praxe.

Tento příklad je zde uveden proto, abychom hodnotili možnosti zvyšování rychlosti orby vždy z hlediska možnosti dosažení optimálních plošných výkonů a přímých nákladů. Je důležité si to uvědomit v současné době proto, že některé způsoby zvyšování orebních rychlostí jsou řešeny pouze s cílem zvýšit rychlosti orby bez ohledu na celkovou ekonomii.

Došlo dne 12. 5. 1964

Пахотные корпуса для работы на повышенных скоростях

В статье рассматриваются достигнутые результаты и способ решения пахотных корпусов для работы на повышенных скоростях. Описываемый способ решения приводит краткие теоретические принципы, примененные при конструировании пахотных

корпусов для повышенных скоростей. Прежде всего это уменьшение тягового сопротивления корпусов путем снижения скорости подъема и оборота пласта при соблюдении всех агротехнических требований.

Характеристика тягового сопротивления вновь предлагаемого корпуса, обозначенного R и пахотного корпуса серийного производства, обозначенного U , приведена на рис. 3. Указанная характеристика была установлена в песчано-глинистой почве, которая преимущественно встречается в ЧССР.

Дальнейшей главной частью статьи является метод экономической оценки целых пахотных агрегатов, т. е. плугов с корпусами для скоростной вспашки и тракторов, где последовательно ставится упор на оптимализацию производительности по площади и прямым затратам. В качестве основы служит тяговая характеристика пахотных корпусов и потенциальная характеристика трактора. В качестве примера приведены плуги с захватом 30 см и трактор Z 50 Супер.

Pflugkörper für die Arbeit bei erhöhten Geschwindigkeiten

Der Artikel behandelt die erreichten Ergebnisse und die Art der Lösung der Pflugkörperperformen für die Arbeit bei erhöhten Geschwindigkeiten. Theoretische Grundsätze, die bei der Konstruktion von Pflugkörpern für Schneltpflügen geltend gemacht wurden, werden beschrieben. Es handelt sich hauptsächlich um die Herabsetzung des Zugwiderstandes der Körper durch die Verringerung der Geschwindigkeit des Hebens und Wendens des Erdbalkens unter Einhaltung sämtlicher agrotechnischer Anforderungen.

Die Charakteristik des Zugwiderstandes des neu vorgeschlagenen Pflugkörpers (R) und des serienmäßig erzeugten Pflugkörpers (U) ist auf der Abbildung 3 angeführt. Diese Charakteristik wurde bei sandigem Lehmboden, der in der ČSSR am häufigsten vorkommt, ermittelt.

Ein weiterer wichtiger Teil des Artikels ist die Methode der ökonomischen Bewertung von ganzen Pflugaggregaten, d. h. von Geräten mit Körpern für Schneltpflügen und Schleppern, wo man konsequent Rücksicht auf die Optimalisierung der Flächenleistungen und der direkten Kosten nimmt. Als Unterlage dient hierbei die Zugcharakteristik der Pflugkörper und die potentionale Charakteristik des Schleppers. Als Beispiel werden Pflüge mit Körpern mit einer Arbeitsbreite von 30 cm und der Schlepper Z 50 Super angeführt.

Plough Bodies for High-Speed Tillage

The paper deals with the results achieved and the design of the plough bodies for high speed tillage. The solution described contains a brief description of the theoretical principles applied in the design of the high-speed plough bodies. The main point is the decrease in the draught resistance of the plough bottoms by decreasing the speed of the lift and in the turning of the slice while following all the agrotechnical requirements.

The characteristics of the draught resistance of the newly designed bottom R and of the commercial U plough bottom are given in fig. 3. These characteristics were determined in loam-sandy soils, which are the most frequent in Czechoslovakia.

The further and main part of the paper describes a method of the economic evaluation of the whole ploughing sets, i. e. the ploughs with high-speed bottoms and the tractors, focused strictly to the optimum in acreage performance and in direct costs. The draught characteristics of the plough bottoms and the potential characteristics of the tractor serve as the base. The ploughs with bottoms of 30 cms width and the Z 50 Super tractor are used for an example.

Silové poměry a energetické nároky vyorávacích orgánů sklízečů řepy

Силовые отношения и энергетические требования подкапывающих
органов свеклоподъемников

Kräfteverhältnisse und energetische Ansprüche der Rodeorgane von Rübenrodern

The Power Conditions and the Power Requirements of the Sugar-Beet Lifting Units

Inž. Josef PROCHÁZKA

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

Ředitel ústavu inž. Jaroslav Homolka

1. Úvod

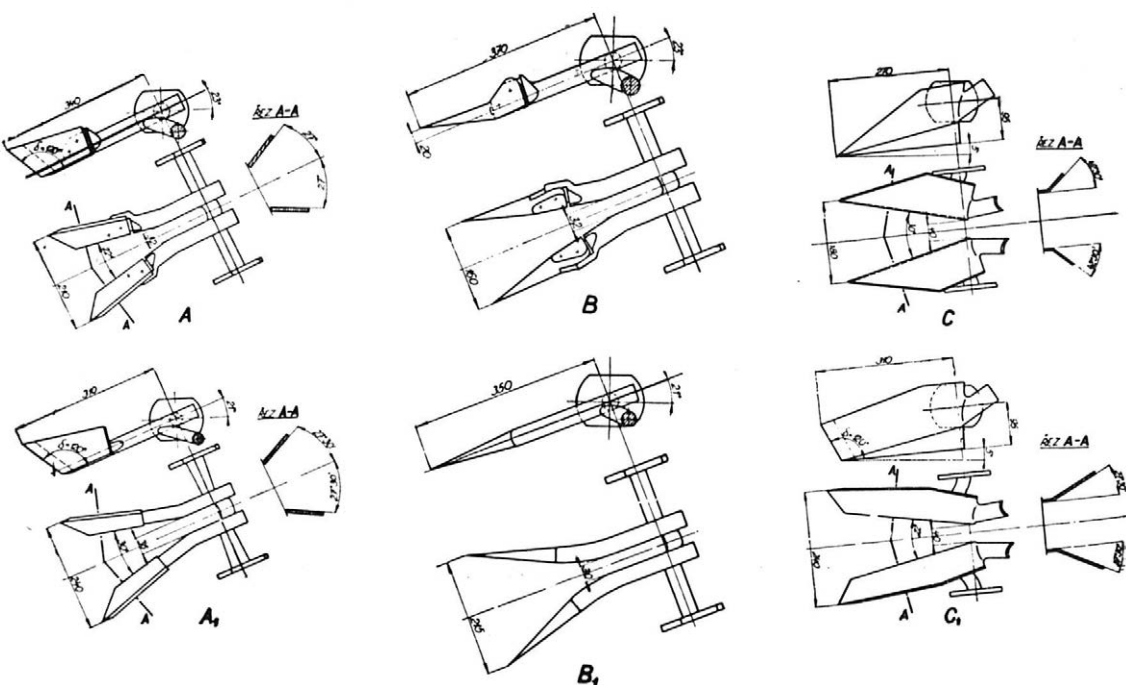
Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů se již několik let pracuje na výzkumu prvků sklízečů řepy. Součástí prací je též výzkum vyorávacích orgánů těchto strojů, jehož důležitost vystupuje do popředí zejména v poslední době, kdy proti převážně dosud užívaným vyorávacím radlicím se začínají ve větší míře prosazovat vyorávací orgány rotační. I když důvody k jejich používání jsou převážně funkčního rázu [8, 9], jako např. snížení poškození bulev při vytahování z půdy (u orgánů nepoháněných) nebo dosažení částečného čistícího účinku (u orgánů poháněných), je k posouzení vhodnosti vyorávacích orgánů rovněž důležité znát energetické a silové poměry a pro konstruktéra stroje je to zcela nezbytné, neboť v těžkých pracovních podmínkách rozhoduje často o možnosti nasazení sklízeče právě jeho příkon. Této otázce bylo dosud věnováno jen málo pozornosti jak v ČSSR, tak i v zahraničí, takže konstruktéři sklízečů jsou většinou odkázáni jen na hrubý odhad.

Předkládaná práce shrnuje výsledky výzkumu silových a energetických poměrů několika typů vyorávacích orgánů (radlic i vyorávacích kotoučů), prováděného ve VÚZS v letech 1962 a 1963 přímo v polních podmínkách [2]. Současně se hodnotila též kvalita práce jednotlivých orgánů; výsledky tohoto kvalitativního hodnocení jsou uvedeny v práci F. J a n k o v s k é h o a kol., otištěné rovněž v tomto čísle.

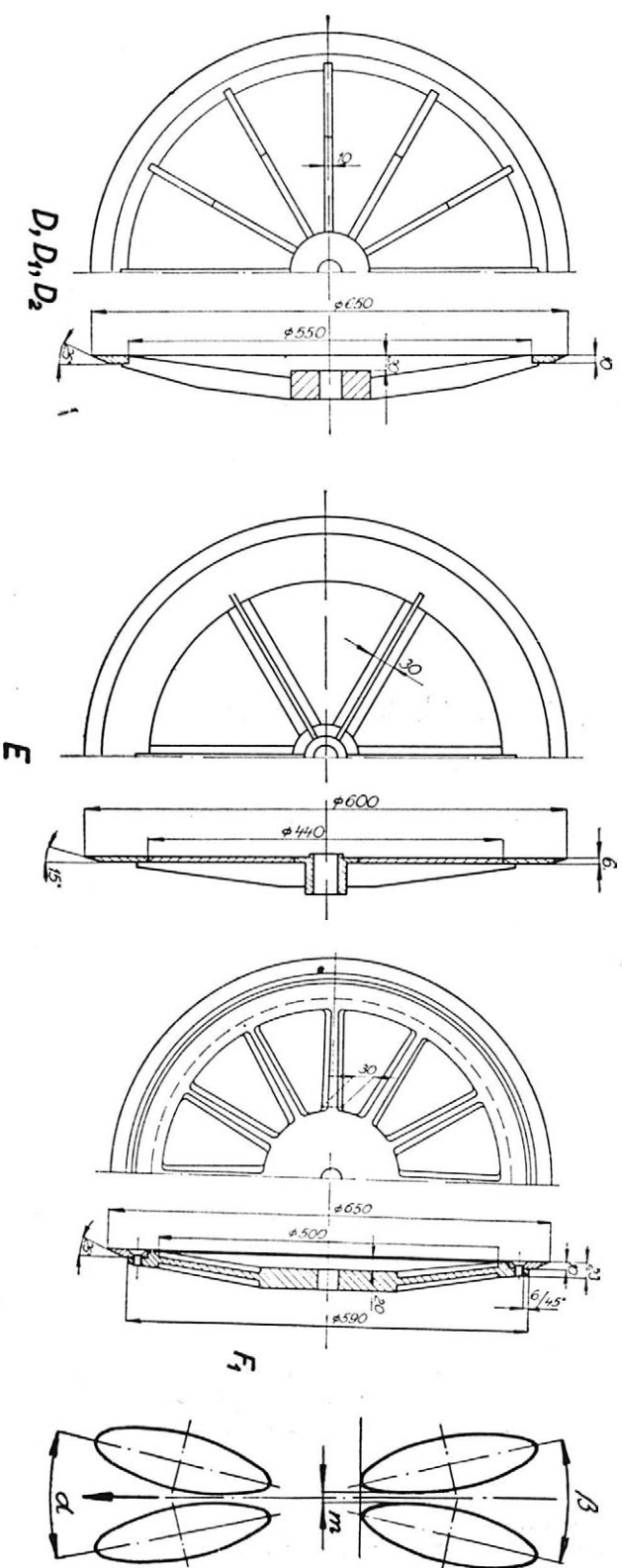
2. Zkoumané typy vyorávacích orgánů a faktory ovlivňující jejich práci

Použité vyorávací orgány jsou uvedeny v tabulce I a na obrázcích 1, 2. Vyorávací radlice typu A a B mají stejnou základní část, na kterou je možno namontovat buď čepele nebo hroty. Úhel břitu byl u typů A, A₁, C₁ stejný a činil 25°.

Označení	Název		Obr. č.
A	Vyorávací radlice s negativním úhlem čepel	s výměnnými čepeli	1
A ₁		svařovaná	
B	Vyorávací radlice vidlicová	s výměnnými hroty	
B ₁		svařovaná	
C	Vyorávací radlice sklizeče Peter Standen	sériové provedení	
C ₁		upravená ve VÚZS s negat. úhlem čepel	
D	Vyorávací kotouče svařované s úzkou čepelí	nepoháněné	2a
D ₁		s jedním kotoučem poháněným	
D ₂		s oběma kotouči poháněnými	
E	Vyorávací kotouče svařované se širokou čepelí, nepoháněné		
F ₁	Vyorávací kotouče lité s ocelovou čepelí, jeden kotouč poháněný		



1. Zkoumané typy vyorávacích radlic. Úhel δ je udáván v rovině čepel



a

b

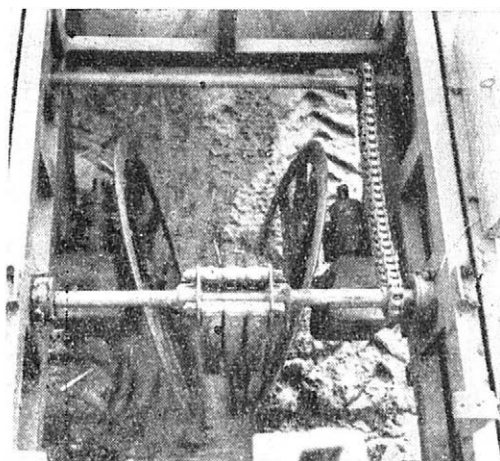
2. a) Zkoumané typy rotačních vyorávacích orgánů. b) Hodnoty udávající nastavení koloučů (šipka značí směr jízdy)

Vyorávací kotouče všech typů lze použít jako nepoháněné, nebo s pohonem jednoho či obou kotoučů; uvedeny jsou však pouze varianty použité při měření. Nastavení kotoučů je udáváno úhlem α ve vodorovné rovině, úhlem β ve svislé rovině kolmé na směr jízdy, a nejmenší mezerou mezi kotouči m (obr. 2b); základní nastavení bylo $\alpha = \beta = 25^\circ$, $m = 40$ mm. Hlavní pozornost se věnovala jednak typům A a B, jimiž jsou vybaveny sériově vyráběné sklízeče řepy, jednak typům D₁ a D, u kterých se na základě současných zkušeností rovněž předpokládá uplatnění v praxi.

K zajištění dobré funkce vyorávacích orgánů bez zahlcování se u vyorávacích radlic použilo poháněných odmetacích kotoučů stejného provedení jako u sériových sklízeců, u rotačních vyorávacích orgánů pak vymetače bulev s gumovými cepy (obr. 3).



3a. Radlice typu A s odmetacími kotouči



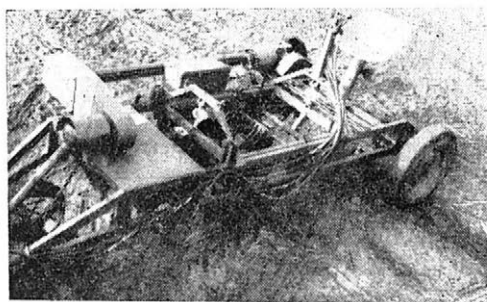
3b. Vyorávací kotouče typu D s vymetačem bulev

Při měření se jednak porovnávaly jednotlivé typy vyorávacích orgánů při práci ve stejných podmínkách, jednak se zjišťoval vliv pracovní rychlosti, vliv zahloubení vyorávacích orgánů, vliv obvodové rychlosti a vliv nastavení vyorávacích kotoučů u nejdůležitějších typů těchto orgánů. Všechny vyorávací orgány jsou souměrné vzhledem ke svislé podélné rovině, takže účinky stranových sil se přibližně ruší. Proto se sledovaly pouze silové poměry v této svislé rovině.

3. Měřicí metody, použité měřicí zařízení a měřené veličiny

Z principů mechaniky je známo, že obecnou rovinnou soustavu sil, působících na vyorávací orgány, lze nahradit jedincou výslednicí, k jejímuž určení je zapotřebí tří rovnic. Tuto výslednou sílu lze tedy stanovit změřením tří sil na daných přímkách, které jsou s ní v rovnováze.

K měření se použilo zkušební vyorávací stolice (obr. 4). V pomocném měřicím rámu, zavěšeném třemi siloměrnými články v rámu vyorávací stolice, byly upevněny vyorávací orgány spolu s odmetacími kotouči nebo vymetačem bulev, takže vliv vzájemného působení těchto orgánů na měřené veličiny byl vylimi-



a



b

4. Zkušební vyorávací stolice použita při měření

a) Zavěšení měřicího rámu pomocí tří dynamometrů. Dobře patrná jsou též přední horní kuličková vedení měřicího rámu

b) Vyorávací stolice a měřicí vůz při měření

nován (obr. 5). Případné stranové síly se zachycovaly v šesti kalených vedeních (ve dvou svislých rovinách) prostřednictvím ocelových kuliček. Pohon rotačních orgánů i odmetacího zařízení obstarávaly kloubové teleskopické hřídele, umístěné ve vodorovných rovinách rovnoběžně s podélnou osou měřicího rámu; vzhledem k dobře vypracovaným vedením hřídelů byla měřená podélná síla ovlivněna jen zanedbatelným způsobem.

Pomocí tahových a torzních dynamometrů na principu elektrických odporových tenzometrů [5, 6] byly současně měřeny a registrovány tyto veličiny:

- T — vodorovná síla rovnoběžná s podélnou osou stroje (pracovní odpor),
- V_1, V_2 — svislé síly v předním a zadním dynamometru,
- M_k — krouticí moment na předlohovém hřídeli a otáčky tohoto hřídele (pouze u vyorávacích orgánů poháněných).

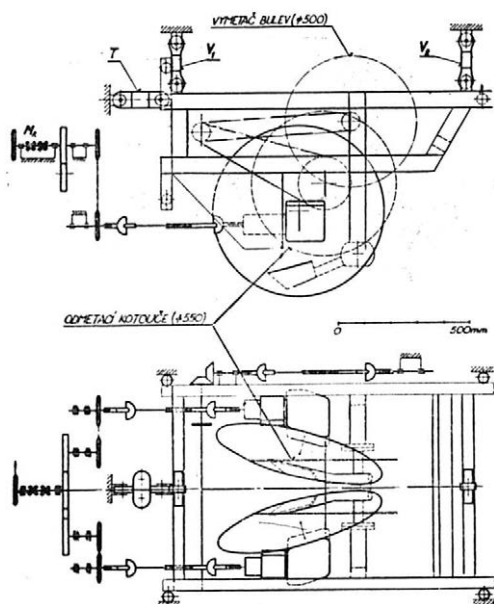
U vyorávacích rotačních orgánů nepoháněných nebo s jedním poháněným kotoučem byly registrovány též značky otáček nepoháněného kotouče.

Snímače byly pomocí kabelů spojeny se zesilovací a registrační aparaturou měřicího vozu VÚZS [5], který při práci pojížděl vedle vyorávací stolice (obr. 4). Zhloubení vyorávacích orgánů se měřilo v pěti místech na každé měřicí trati. Udávaná hodnota značí vždy kolmou vzdálenost nejnižšího bodu vyorávacího orgánu od povrchu půdy. Při základním nastavení vyorávacích orgánů se zjišťoval též profil brázdy vždy na třech místech měřicí trati.

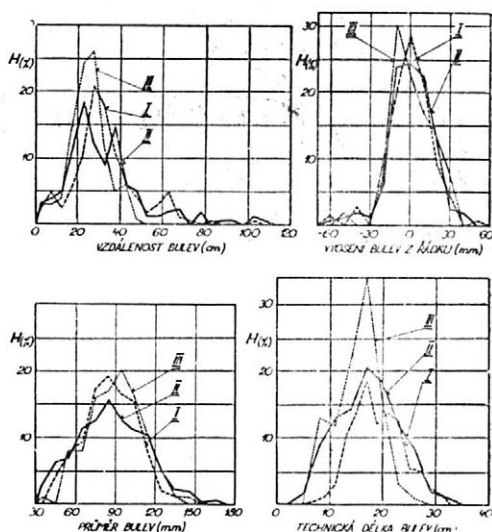
Aby mohl být z naměřených hodnot krouticích momentů vyloučen vliv převodů mezi měřicím hřídelem a poháněnými kotouči, zjišťovala se též účinnost těchto převodů pomocí jednoduché mechanické třecí brzdy, nasazené na hřídel jednoho kotouče. Zjistilo se, že účinnost převodů není závislá na zatížení ani na otáčkách kotoučů a činí $\eta = 0,9$. Tato hodnota je respektována ve všech výsledcích měření.

4. Pracovní podmínky

Silové a energetické poměry vyorávacích orgánů se zjišťovaly v přirozených polních podmínkách na dvou pozemcích se středně těžkou hlinitou půdou a na pozemku s těžkou jílovitohlinitou půdou (označení I, II, III). Převážná část



5. Schéma měřicího rámu s rozmístěním dynamometrů. Vyznačeno je též umístění vyorávacích orgánů (plně — rotační, čárkovaně — vyorávací radlice), odmetačích kotoučů a vymetače bulv a schéma pohonu všech těchto orgánů



6. Charakteristika porostu pro tři pozemky, na nichž se konala měření. Vyneseny jsou četnosti bulv H v závislosti na charakteristických parametrech porostu

měření se konala na pozemku II. Měření v polních podmínkách má proti laboratorním měřením, např. v půdním kanálu [3], za následek větší rozptyl získaných výsledků též vlivem kolísání nastavených parametrů (např. zahloubení vyorávacích orgánů), takže stanovení potřebných závislostí je obtížnější. V našem případě však jedinečně tento způsob umožňuje získat spolehlivé údaje, respektující skutečné pracovní podmínky.

Půdní podmínky jsou charakterizovány rozbořem zrnitosti půdy (tab. II), vlhkostí a průměrnou ulehlostí půdy (měřena Kačinského přístrojem s pružinou

II.

Pozemek		I	II	III
Kategorie zrn (%)	jílraté částice pod 0,01 mm	34,62	42,07	49,06
	prach 0,01 — 0,05 mm	50,10	19,61	8,92
	práškový písek 0,05 — 0,1 mm	11,84	3,05	1,96
	písek 0,1 — 2,0 mm	3,80	35,27	40,06
Klasifikace půdy		hlinitá	hlinitá	jílovito-hlinitá

do 40 kp). Poslední dvě veličiny se v průběhu několik týdnů trvajících měření měnily; jejich hodnoty budou uvedeny vždy u příslušných výsledků měření.

Charakteristiku porostu (bulev) ukazuje obr. 6 a průměrné hodnoty uvádí tab. III.

III.

Pozemek	Vzdálenost řep cm	Vyosení bulev mm	Průměr bulev mm	Délka bulev mm	Výnos q/ha
I	34,2	+10,9 -14,5	82,6	185	268
II	31,9	+16,1 -16,6	90,2	172	442
III	25,0	+17,5 -13,3	90,0	152	442

Měřicí tratě, dlouhé 20 m, byly vždy tři za sebou na každém řádku řepy. Na začátku a konci každé série měření, sledující vliv změny jednoho parametru, se ke kontrole stálosti půdních podmínek během měření použilo vyorávacích orgánů ve stejném základním nastavení. Pohled na část pozemku připravenou k měření ukazuje obr. 7. Každé měření se opakovalo nejméně dvakrát. Celkem bylo provedeno více než 300 měření.



7. Pohled na část pozemku připravenou k měření (zbytky chrástu jsou odstraněny a bulvy očistěny)

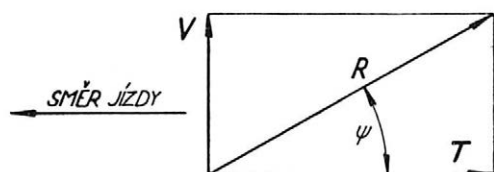
5. Experimentální výsledky, jejich rozbor a zhodnocení

V tabulkách a grafech jsou uváděny tyto veličiny:

Síly působící na vyorávací orgány ve svislé rovině rovnoběžné se směrem jízdy:

- T — svislá síla
- V — výslednice sil T a V
- R — vodorovná síla (pracovní odpor)

- ψ — úhel sklonu výslednice R
- P — celkový příkon vyorávacích orgánů
- P_h — příkon dodávaný poháněným vyorávacím orgánům
- P_t — příkon potřebný k překonání pracovního odporu
- v_p — pracovní (pojezdová) rychlost stroje
- v_o — obvodová rychlost poháněných vyorávacích kotoučů
- h — zahloubení vyorávacích orgánů



8.

Kladné smysly sil a úhlu ψ jsou vyznačeny na obr. 8.

Síly působící na vyorávací orgány při práci jsou různého původu i charakteru. Jde zejména o reakci půdy, působící nepřetržitě (i když její velikost i směr se mění), a o reakce bulev při jejich vytahování, které působí periodicky; projevují se však též síly

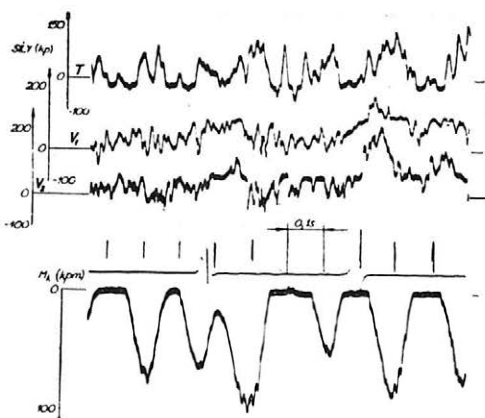
potřebné k posuvu vyoraného materiálu za pracovní orgán. Z těchto důvodů se výsledky měření v přirozených polních podmínkách mohou lišit od výsledků zjištěných laboratorně (v půdním kanálu nebo pod. zařízení, např. při vyorávání pouze jedné řepy [3]). Ze získaných průběhů sil nelze však výše uvedené vlivy oddělit, neboť působí nepravidelně a vzájemně se překrývají.

Sledované vyorávací orgány lze rozdělit do tří skupin, z nichž každá má prakticky stejný charakter průběhu měřených sil. Jsou to: vyorávací radlice, vyorávací kotouče nepoháněné a vyorávací kotouče poháněné. Jejich porovnání plyne z obr. 9, kde jsou ukázky oscilografických záznamů, získaných při měření s typy A, D a D₁.

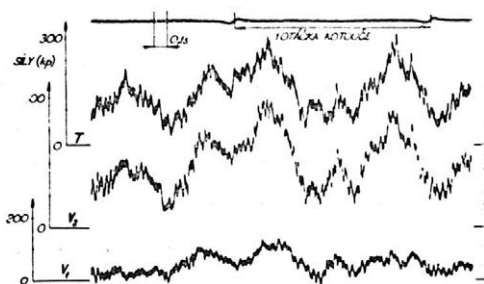
U rotačních vyorávacích orgánů s jedním nebo dvěma poháněnými kotouči je průběh všech sil velmi proměnlivý s vysokou a nepravidelnou frekvencí (na obr. 9a je posuv záznamového papíru 3× větší než na obr. 9b a 9c), což lze zdůvodnit vysokou obvodovou rychlostí při zabírání kotoučů do půdy. Frekvence základní kmitavé složky síly T je asi 30 c/s, síly V ještě vyšší. Rovněž krouticí moment pro pohon kolísá ve velkém rozmezí. Stejný průběh byl zjištěn i při vyorávání brázdy bez bulev (na sklizené části pozemku), což ukazuje, že kolísání krouticího momentu není způsobeno vytahováním bulev, nýbrž mechanickými vlastnostmi vyorávacích kotoučů a jejich pohonu. Vlivem sil působících kolmo na rovinu kotouče dochází k jeho rozkmitání též v tomto směru, takže šířka brázdy se periodicky poněkud zvětšuje a zmenšuje. K tomu se připojuje kmitání celého málo tuhého systému hřídelů a převodů.

U rotačních orgánů nepoháněných je průběh sil rovnoměrnější. Je patrna souvislost sil T a V_2 a částečně též V_1 . Vyorávací radlice se vyznačují shodným

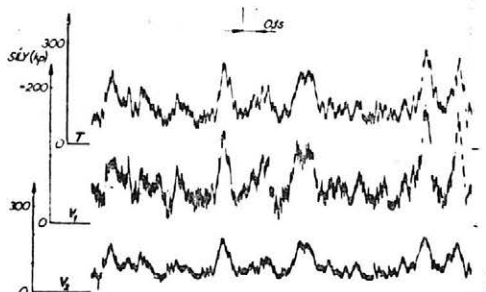
9. Ukázky oscilografických záznamů, získaných při měřeních na pozemku II v podmínkách uvedených v tab. IV



a) Vyorávací kotouče typu D1



b) Vyorávací kotouče typu D



c) Vyorávací radlice typu A

průběhem všech měřených sil, což napovídá, že jejich výslednice je málo odchýlena od vodorovné roviny. Frekvence základní kmitavé složky síly T je u typů A a D přibližně stejná a činí asi 13 c/s.

5.1 Silové a energetické poměry při práci ve stejných podmínkách

Srovnávací měření se konala na všech třech druzích pozemků (na pozemku II při dvou různých vlhkostech) za podmínek uvedených v tabulce IV.

Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce V. Uváděny jsou jednak průměrné hodnoty z minimálně tří opakovaných měření, jednak rozmezí středních hodnot z těchto měření. Pouze s vyorávacími kotouči typu D na pozemku III byly

IV.

P ozemek	Vlhkost půdy (%) v hloubce (cm)			Ulehlost povrchu půdy	v_p (m/s)	h (cm)	Nastávací kotoučů	v_o (m/s)
	0–5	5–10	10–15					
I	17,2	16,2	15,2	21,8	1,3	6,3	$\alpha = 30^\circ$, $\beta = 32^\circ$	—
II a	18,0	17,4	17,1	24,3	1,4	5,3	$\alpha = 25^\circ$	4,4
b	16,9	19,3	18,1	24,6	1,4	5,2	$\beta = 25^\circ$	
III	21,3	18,0	17,0	20,8	1,3	5,6		

V.

Pozemek	Vyorávací orgány	Síly (kp)			ψ (°)	Příkony (k)		
		T	V	R		P_h	P_t	P
I	A ₁	155 125–219	32 15–46	158 128–224	12 6–18	—	2,7 2,2–3,8	2,7 2,2–3,8
	B ₁	154 136–167	16 14–18	155 137–168	6 6–7	—	2,7 2,4–2,9	2,7 2,4–2,9
	C	181 171–190	–17 –(6–26)	182 171–192	–5 –(2–8)	—	3,1 3,0–3,3	3,1 3,0–3,3
	C ₁	235 220–248	53 45–57	241 227–255	13 11–14	—	4,1 3,8–4,3	4,1 3,8–4,3
	E	209 172–269	201 172–270	290 254–381	44 40–47	—	3,6 3,0–4,7	3,6 3,0–4,7
II	a	154 141–167	44 42–46	160 147–173	16 15–17	—	2,8 2,6–3,1	2,8 2,6–3,1
		111 86–139	9 0–16	111 88–139	5 0–11	—	2,1 1,6–2,6	2,1 1,6–2,6
		261 210–295	375 276–465	457 347–551	55 53–58	—	4,8 3,9–5,5	4,8 3,9–5,5
		49 44–52	139 134–146	147 141–155	71 69–72	5,9 5,3–6,4	0,9 0,8–1,0	6,8 6,3–7,2
	b	–32 –(30–34)	65 54–72	72 62–78	116 113–120	6,7 5,4–8,1	–0,6 –0,6	6,1 4,8–7,5
		114 97–125	27 22–33	117 100–127	13 10–16	—	2,1 1,8–2,3	2,1 1,8–2,3
		108 102–111	13 10–16	109 102–112	7 6–8	—	2,0 1,9–2,1	2,0 1,9–2,1
		145 137–159	217 209–223	261 250–274	56 54–58	—	2,7 2,5–3,0	2,7 2,5–3,0
	c	33 23–47	112 97–138	117 100–146	74 71–77	3,9 3,6–4,3	0,6 0,4–0,9	4,5 4,1–5,2
		–23 –(21–24)	47 41–56	52 46–61	116 113–117	4,1 3,8–4,4	–0,4 –0,4	3,7 3,4–4,0
		49 35–60	224 186–262	229 189–269	78 77–79	6,3 5,8–7,0	0,9 0,6–1,1	7,2 6,6–8,1
		185 149–202	107 88–120	214 173–235	30 29–31	—	3,3 2,6–3,6	3,3 2,6–3,6
III	B	166 144–203	45 37–56	172 150–211	15 14–16	—	2,9 2,6–3,6	2,9 2,6–3,6
	D	330 —	536 —	629 —	58 —	—	5,8 —	5,8 —
	D ₁	46 40–55	178 172–183	184 181–187	76 72–78	6,6 5,1–7,6	0,8 0,7–1,0	7,4 6,1–8,4

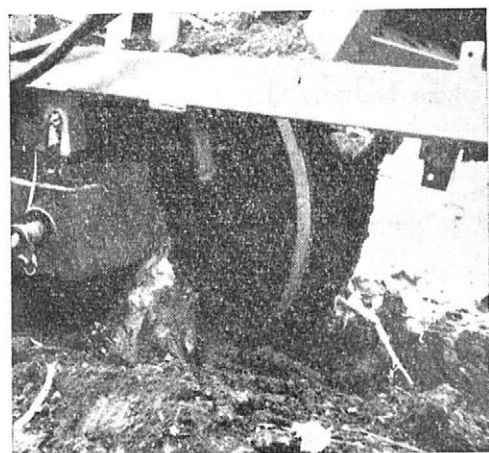
Poznámka: Hodnoty uvedené v této tabulce byly získány v podmínkách podle tab. IV.

výsledky získány na jediné trati cca 5 m dlouhé, přičemž vzhledem k vysoké vlhkosti půdy došlo k úplnému zahlcení prostoru mezi kotouči, takže další práce nebyla možná (obr. 10). Tento výsledek je tedy pouze orientační.

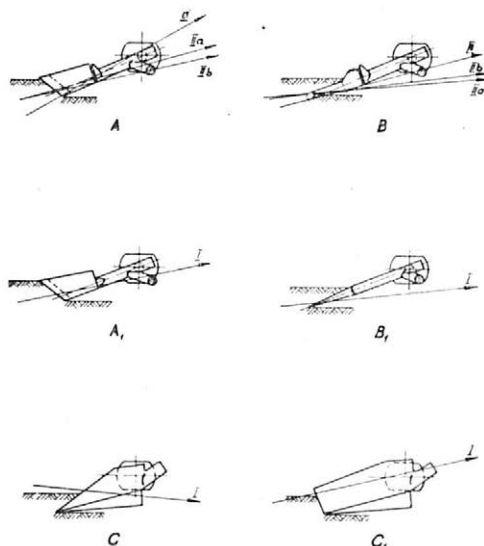
Z tabulky V plyne, že na vyorávací radlice působí poměrně nízké svislé síly, takže i výslednice R je vzhledem k ostatním vyorávacím orgánům málo odchýlena od vodorovné roviny, a to většinou směrem nahoru. Šikmo dolů směřuje pouze u typu C, což je způsobeno jednak jeho tvarováním do špičky, jednak velkým úhlem rozevření ve svislé rovině. Na pozemku III s těžkou půdou a vysokou vlhkostí se u radlic typu A a B zvětšil sklon výslednice asi na dvojnásobek hodnot, zjištěných na pozemku II se středně těžkou půdou. Průměrnou polohu výslednice pro jednotlivé typy vyorávacích radlic ukazuje obr. 11.

Pokud jde o velikost pracovního odporu, ukazují se jako nejvýhodnější radlice vidlicové (typ B a B_1), což lze zdůvodnit jednak vhodným tvarem k vytahování bulev, jednak poměrně malým rozrušením půdy (půda je rozrušována hlavně trháním, což je z hlediska pracovního odporu výhodnější než řezání), a konečně i tím, že rozrušená půda je radlicí velmi málo usměrňována. Radlice s negativním úhlem čepele (typ A a A_1) vykazují v průměru poněkud vyšší pracovní odpor než typy B a B_1 , neboť část profilu brázdy je zde již odřezávána; rozdíly však nejsou velké. Nejvyšší pracovní odpor byl zjištěn u radlic typu C_1 , což dokazuje, že tato úprava radlic typu C, jejichž odpor je značně nižší, je zcela nevhodná. Typ C_1 tvoří totiž jakýsi dlouhý a vysoký kanál, jímž musí procházet všechny vyoraný materiál, takže pasivní odpory jsou vysoké.

U rotačních orgánů nepoháněných jsou svislé síly stejné nebo vyšší než vodorovná síla T (což souhlasí s poznatky o talířových pluzích, uváděných v li-



10. Ucpání prostoru mezi vyorávacími kotouči typu D na pozemku III s těžkou vlhkou půdou (pohled šikmo odzadu)



11. Polohy výslednice sil R , působící na vyorávací radlice ve svislé rovině, zjištěné při srovnávacích měřeních na pozemcích I, II a III v podmínkách uvedených v tab. IV. Jednotlivé polohy výslednice R jsou označeny vždy číslem pozemku, na němž byly zjištěny, shodně s označením použitým v tab. IV a V

teratuře [12]). Menší sklon výslednice R u typu E, zjištěný na pozemku I, proti typu D na pozemcích II a III lze přičíst nejen rozdílným půdním podmínkám, ale též menšímu průměru a většímu zahloubení kotoučů E. I když síly T a V kolísají při práci ve značném rozmezí, zůstává jejich poměr a tím i úhel ϕ poměrně stálý. Zatímco u volně se otáčejícího kotouče prochází půdní reakce jeho středem (neuvažujeme-li čepové tření), je zjištěná výslednice R odchýlena směrem dozadu od průmětu středů kotoučů do svislé roviny, rovnoběžné se směrem jízdy; je to způsobeno sklonem kotoučů a jejich sbíhavým pohybem, takže dochází k odsouvání a stlačování vyoraného materiálu a k vzniku tlakových a třecích sil. Složky těchto sil, procházející osami kotoučů, se skládají v průmětu s půdní reakcí a způsobují odchýlení výslednice R . Poloha výslednice je vyznačena na obr. 12 pro všechny typy rotačních orgánů.

Pracovní odpor nepoháněných kotoučů je na všech pozemcích vyšší než u vyorávacích radlic typu A a B, event. A_1 a B_1 . Tento rozdíl pravděpodobně z největší části vyplývá z rozdílného způsobu rozrušování půdy; vyorávací radlice rozrušují půdu klínovitým účinkem při vodorovném pohybu, zatímco okraje kotoučů vnikají do povrchové vrstvy půdy ve směru blízkém svislému a oddělují ji hlavně řezáním. Nevýhodou těchto orgánů je rovněž to, že vzhledem ke sbíhavému pohybu kotoučů je půda mezi nimi stlačována; v důsledku toho při vyšší vlhkosti povrchové vrstvy půdy (v podmínkách při měření asi 17 %) dochází k nalepování zeminy na vnitřní strany kotoučů, což rovněž zvyšuje pracovní odpor (k tomuto jevu docházelo též při měření na pozemcích I a II, ačkoliv šlo o běžné podmínky při sklizni řepy) a ve vlhké půdě (asi 20 %) zcela znemožňuje práci. Má-li být tento typ vyorávacích orgánů použit v praxi, je třeba nalepování zeminy snížit nebo odstranit jiným řešením kotoučů, např. jako paprskových kol bez obruče, nebo vyřešit vhodné čistící zařízení.

Rotační orgány s jedním poháněným kotoučem se vyznačují velmi nízkým pracovním odporem a rovněž svislé síly jsou proti kotoučům nepoháněným nižší; záleží však značně na konstrukčním provedení. Tak u typu F_1 , u něhož do půdy zasahuje i silný litinový věnec, vzrůstají zejména svislé síly proti svařovaným kotoučům D_1 téměř na dvojnásobek. Obdobné poměry lze očekávat i při použití těchto orgánů jako nepoháněných. Vlivem nízké hodnoty síly T je úhel sklonu výslednice $\phi = 70-80^\circ$. Příkon poháněného kotouče je však značně vysoký. Spotřebuje se částečně na snížení pracovního odporu (vyvozením tečné reakce) a na rozrušení půdy, hlavně však na tření, které je vlivem rozdílné obvodové rychlosti obou kotoučů poměrně intenzivní, takže dochází též k částečnému čistění bulev.

Označíme-li výslednou tečnou sílu na obvodu poháněného kotouče F , je dodávaný příkon

$$P_h = F \cdot v_o$$

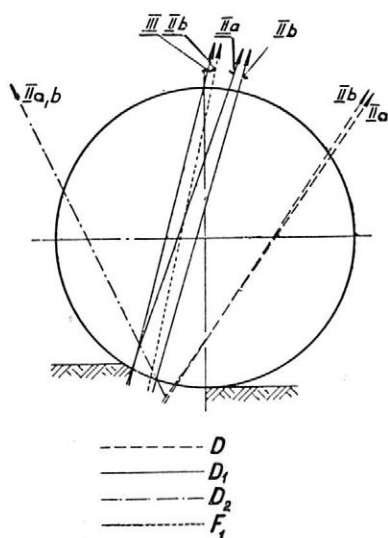
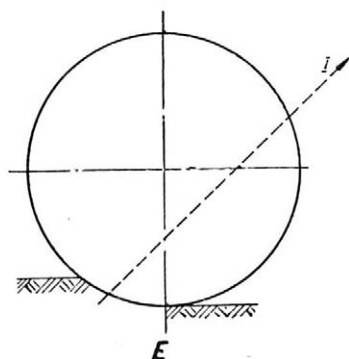
Vzhledem k tomu, že síla F zahrnuje jednak reakci půdy, jednak třecí sílu o materiál mezi kotouči a sílu potřebnou k jeho urychlení, bude výkon využitý k snížení pracovního odporu

$$P_v < F \cdot v_p$$

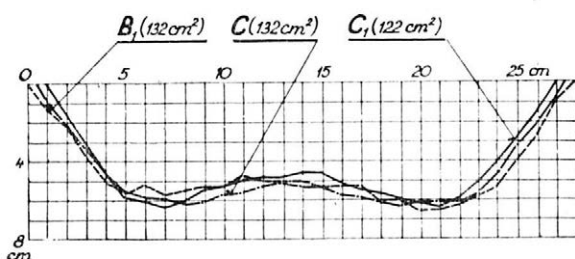
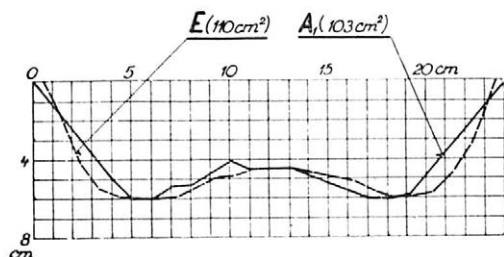
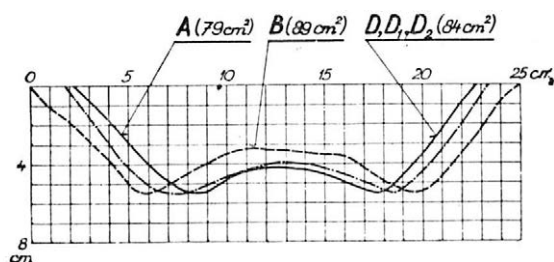
takže na tření se spotřebuje příkon větší než

$$P_h - P_v = F \cdot (v_o - v_p)$$

tj. v našich poměrech převážná část dodávané energie. Totéž platí i pro vyorávací orgány s oběma kotouči poháněnými.



12. Polohy výslednice sil R působící na rotační vyorávací orgány ve svislé rovině, zjištěné na pozemcích I, II a III v podmínkách podle tab. IV. Jednotlivé polohy výslednice R jsou označeny vždy číslem pozemku, na němž byly zjištěny, shodně s označením použitým v tab. IV a V. Rozlišení pro různé typy vyorávacích orgánů je provedeno různým druhem čar



13. Profily brázd vytvářených sledovanými vyorávacími orgány (průměrný tvar). U typů A, B, D, D1 a D2 bylo zahloubení 5,5 cm (profil zjišťován profilografem), u ostatních typů kolem 6 cm (profil odměřován pořadnicovým způsobem)

Při měření se sledovaly též otáčky nepoháněného kotouče. Z výsledků plyne, že nedochází k jeho urychlování vlivem pohonu sousedního kotouče, takže jeho otáčky jsou stejné jako při obou kotoučích nepoháněných. Z porovnání odvalené dráhy (vztážené k obvodu kotoučů) a dráhy skutečně projeté u nepoháněných kotoučů dále plyne, že rozdíly jsou nepatrné a v rozmezí přesnosti měření otáček a dráhy.

Pohánějí-li se oba kotouče, je síla T záporná, takže rotační orgány vyvozuji hnací sílu, která pomáhá traktoru při překonávání tažného odporu sklízecí.

Svislé síly jsou nízké. Reakce R je od vodorovné roviny odkloněna o úhel větší než 90° a směřuje dopředu. Pouze menší části dodávané energie se využije na snížení tažného výkonu traktoru; převážná část se spotřebuje na tření a částečné rozrušení půdy.

Při měření se zjišťovaly též profily brázd vyorávaných jednotlivými vyorávacími orgány; průměrné tvary při základním nastavení jsou vyznačeny na obr. 13. Z obrázku vyplývá, že pouze z velikosti průřezu brázdy (v rozmezí zjištěných profilů) lze jen málo usuzovat na velikost tažného odporu nebo příkonu toho kterého typu. Tak např. typ B (event. B_1) vytváří vůči ostatním typům srovnávaným ve stejných podmínkách vždy profil s největší plochou, ačkoliv jeho pracovní odpor a spotřeba energie je nejnižší; naproti tomu typy s přibližně stejným profilem mají spotřebu energie značně rozdílnou. Největší vliv má tedy způsob, jakým vyorávací orgán vytváří profil brázdy, a způsob vytahování bulv z půdy (není-li ovšem profil brázdy zbytečně veliký). Uvažujeme-li však pouze jeden určitý typ vyorávacího orgánu, potom změny profilu brázdy (např. při jiném nastavení) spotřebu energie samozřejmě ovlivní.

Možnost porovnat energetickou náročnost všech vyorávacích orgánů dávají hodnoty celkového příkonu P (tab. V), zahrnující energii potřebnou jak k pohonu, tak k překonání pracovního odporu. Z těchto výsledků plyne, že největší spotřebu energie mají poháněné rotační orgány. Tak příkon typu D_1 s jedním poháněným kotoučem (v těžké půdě až 8,4 k) je o 114–143 % vyšší než u radlic typu A (s negativním úhlem čepce). Nejvyšší příkon vůbec (na pozemku II) se zjistil u typu F_1 , o jehož nevýhodném řešení bylo pojednáno již dříve. Jsou-li poháněny oba kotouče, je spotřeba energie nižší než u typu D_1 , neboť její část se vrací ve formě hnací síly a rovněž nedochází k tření o vyoraný materiál mezi kotouči.

Lze tedy konstatovat, že pohonem vyorávacích kotoučů se sice sníží jejich pracovní odpor, avšak celková spotřeba energie je v každém případě vyšší než u kotoučů nepoháněných a více než dvojnásobná ve srovnání se sériovými vyorávacími radlicemi s negativním úhlem čepce. Tento poznatek souhlasí s výsledky uváděnými v literatuře [10, 11] pro radličné a talířové pluhy. Při volbě vyorávacích orgánů je tedy třeba vždy uvážit, zda případné funkční výhody poháněných kotoučů vyváží zvýšenou spotřebu energie (která se velmi výrazně projeví zejména u nyní zaváděných třířádkových sklízeců), a to též z hlediska energetických možností dostupných traktorů.

Pro praktické použití je nejdůležitější znát, jak se rozdíly jednotlivých pracovních orgánů ve spotřebě energie projeví na výkonu traktorového motoru, který je ovlivněn též účinnostmi převodů a prokluzem závislým na tažné síle. Uvažoval se třířádkový sklízec tažený traktorem Zetor 4011 v podmínkách stejných jako při měřeních na pozemku II a III (tab. IV). Výkon traktorového motoru, potřebný k pohonu vyorávacích orgánů a k tažení stroje (na rovinném pozemku), byl vypočten ze vztahu odvozeného z literatury [5]

$$P_m = \frac{3 P_h}{\eta_v \cdot \eta_p} + \frac{G_t \cdot f_t + G_s \cdot f_s + 3 T}{\eta_m \cdot \eta_\sigma \cdot 75} \cdot v_p$$

kde, kromě již známých veličin P_h , T , v_p (tab. IV a V),:

G_t = váha traktoru (pro Zetor 4011 se závažími s hydraulikou je G_s = 3475 kp)

G_s = váha sklízecí (uvažováno G_s = 2000 kp)

f_t = součinitel valení pro traktor (pro pozemek II uvažován $f_t = 0,08$, pro pozemek III $f_t = 0,12$)

f_s = součinitel valení pro sklizeč (pro pozemek II brán $f_s = 0,13$, pro pozemek III $f_s = 0,18$; vyšší hodnoty byly uvažovány na základě dříve vykonaných měření [4] a jsou způsobeny hloubkovým kolem sklizečů s ocelovou obručí)

η_v = účinnost pohonu vývodovým hřídelem ($\eta_v = 0,96$)

η_p = účinnost převodů stroje od vývodového hřídele na vyorávací orgány (uvažováno $\eta_p = 0,88$)

η_m = mechanická účinnost traktoru ($\eta_m = 0,93$)

η_σ = účinnost vyjadřující ztráty prokluzem (určována z prokluzových křivek traktoru Zetor Super — pro Zetor 4011 nejsou k dispozici)

Vypočtené hodnoty příkonů jsou uvedeny v tabulce VI.

VI.

Typ vyorávacích orgánů		A	B	D	D ₁	D ₂
P_m (k) pro pozemek	II a	22,7	19,3	31,8	35,9	33,1
	b	19,5	19,1	21,8	27,6	24,6
	III	35,5	33,5	—	44,9	—

Z tabulky VI plyne, že při sklizni řepy v běžných podmínkách (pozemek II) jsou rozdíly v příkonech vyorávacích radlic a poháněných rotačních orgánů velmi značné; např. při použití typu A je příkon třířádkového sklizeče o 8,1–13,2 k nižší než u téhož stroje s kotouči typu D₁. Na pozemku III s těžkou a vlhkou půdou jsou tyto rozdíly rovněž vysoké, avšak vlivem značného prokluzu traktoru poněkud nižší než přímo vypočtené (tab. V). Ukazuje se, že při použití kotoučů typu D₁ by výkon traktoru Zetor 4011 v těchto podmínkách již nestačil (přitom se navíc neuvažuje příkon čistícího a dopravního zařízení sklizeče). Vzhledem k těmto skutečnostem je tedy použití rotačních vyorávacích orgánů, a to zejména poháněných, z hlediska spotřeby energie značně nevýhodné a může být odůvodněno pouze případnými funkčními výhodami, které by ovšem musely být nesporně prokázány.

5.2 Vliv pracovní rychlosti

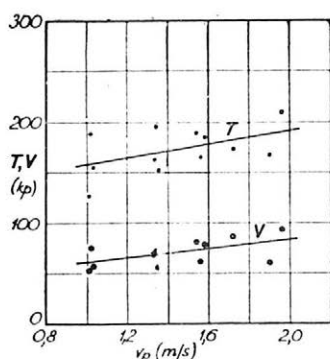
Vliv pracovní rychlosti byl zjišťován u vyorávacích radlic typu A a vyorávacích kotoučů typu D a D₁ na pozemku II v podmínkách uvedených v tabulce VII.

Výsledky měření udávají grafy na obrázku 14 (vyznačeny jsou střední hodnoty z každé měřicí tratě). V rozmezí pracovních rychlostí 1,0–2,0 m/s lze křivku závislosti pracovního odporu a svislých sil na této rychlosti u typů A a D přibližně nahradit přímkou. Vzrůst pracovního odporu s přibývajícím pracovní rychlostí není velký; stoupne-li z 1,0 m/s na 2,0 m/s, zvýší se pracovní odpor

VII.

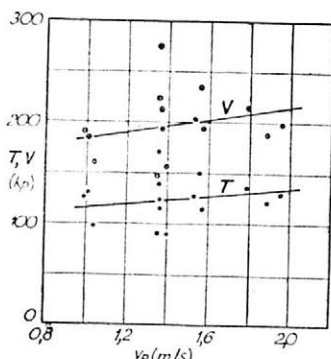
Vyorávací orgány	Vlhkost půdy (%) v hloubce (cm)			Ulehlost povrchu půdy	h (cm)	Nastavení kotoučů	v_0 (m/s)
	0–5	5–10	10–15				
A	16,5	17,1	18,5	24,3	5,4	—	—
D	14,0	14,6	14,6	23,7	5,3	$\alpha = 25^\circ$ $\beta = 25^\circ$	—
D ₁	14,7	15,9	17,6	24,6	5,6		4,4

14. Závislosti sil T a V a příkonů P_h a P na pracovní rychlosti v_p v podmínkách podle tab. VII. Vyznačeny jsou změřené hodnoty T , V , P_h



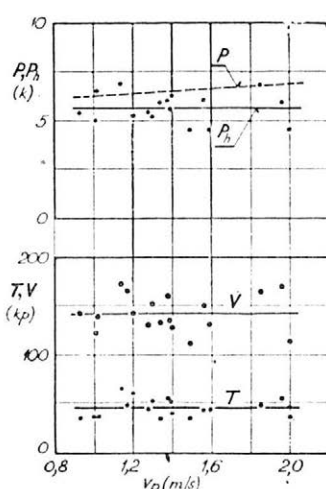
a

a) Vyorávací radlice typu
A



b

b) Vyorávací kotouče typu
D



c

c) Vyorávací kotouče typu
D₁

u typu A asi o 20 %, u typu D asi o 17 %, tedy přibližně stejně. Úhel sklonu výslednice ψ kolísá bez zřetelné závislosti na pracovní rychlosti u typu A v rozmezí $\psi = 20-28^\circ$, u typu D $\psi = 55-61^\circ$.

U rotačních vyorávacích orgánů typu D₁ (s jedním kotoučem poháněným) se zjistilo, že jak pracovní odpor a svislé síly, tak příkon k pohonu kotouče není pracovní rychlostí (v sledovaném rozmezí) prakticky ovlivněn; pokud by tento vliv existoval, je nízký a je překryt přirozeným rozptylem výsledků. Rovněž úhel sklonu výslednice zůstává tedy přibližně konstantní (kolísá v rozmezí $\psi = 67-75^\circ$). Rozdíl v celkovém příkonu vyorávacích radlic a nepoháněných kotoučů proti vyorávacím orgánům typu D₁ se tedy s rostoucí pracovní rychlostí snižuje.

Aplikujeme-li tyto výsledky na poměry při srovnávacích měřeních (tab. IV a V), pak při pracovní rychlosti 2,0 m/s bude příkon vyorávacích orgánů typu D₁ o 40–60 % vyšší než u radlic typu A (proti 114–143 % při pracovní rychlosti 1,4 m/s, event. 1,3 m/s). Nevýhodné energetické vlastnosti poháněných rotačních orgánů se tedy s rostoucí pracovní rychlostí poněkud zlepšují.

5.3 Vliv zahloubení vyorávacích orgánů

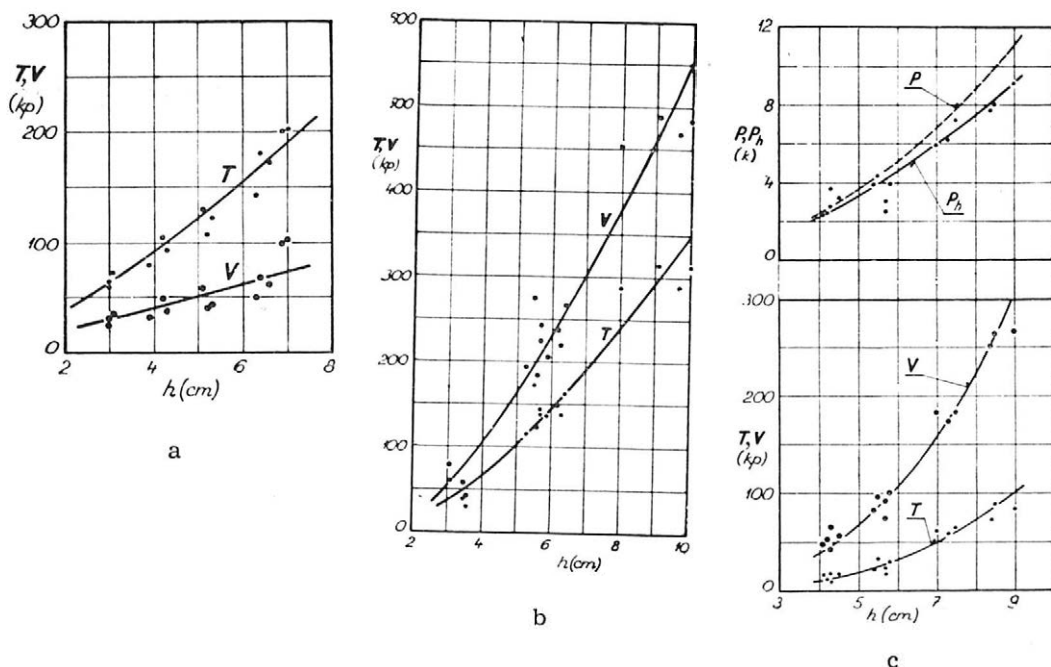
Vliv zahloubení vyorávacích orgánů byl zjišťován u radlic typu A a u vyorávacích kotoučů typu D a D₁ na pozemku II v podmínkách uvedených v tabulce VIII.

Střední hodnoty sil a příkonů, zjištěných na každé měřicí trati, jsou vynešeny do grafů na obrázku 15. Z těchto výsledků plyne, že zahloubení vyorávacích orgánů velmi silně ovlivňuje velikost sil a příkonů. Zjištěné závislosti lze zhruba přibližně pokládat za parabolické; u typů A a D jsou však ve sledované oblasti zahloubení dosti blízké závislostem přímkovým. Vezmeme-li za základ pracovní odpor při zahloubení 5 cm, pak na každý další 1 cm zahloubení vzroste pracovní odpor u typu A asi o 25 %, u typu D min. o 40 % (roste tedy rychleji než u typu A). U typu D₁ je vzrůst pracovního odporu ještě strmější, avšak vzhledem k nízkým hodnotám není tak výrazný. Velmi rychle se

VIII.

Vyorávací orgány	Vlhkost půdy (%) v hloubce (cm)			Ulehlost povrchu půdy	v_p (m/s)	Nastavení kotoučů	v_o (m/s)
	0–5	5–10	10–15				
A	16,5	17,1	18,5	24,3	1,4	—	—
D	14,0	14,6	14,6	23,7		$\alpha = 25^\circ$ $\beta = 25^\circ$	—
D ₁	16,4	17,8	16,9	22,7			4,4

15. Závislosti sil T a V a příkonů P_h a P na zahloubení vyorávacích orgánů h , zjištěné v podmínkách podle tab. VIII. Vyznačeny jsou změřené hodnoty T , V a P

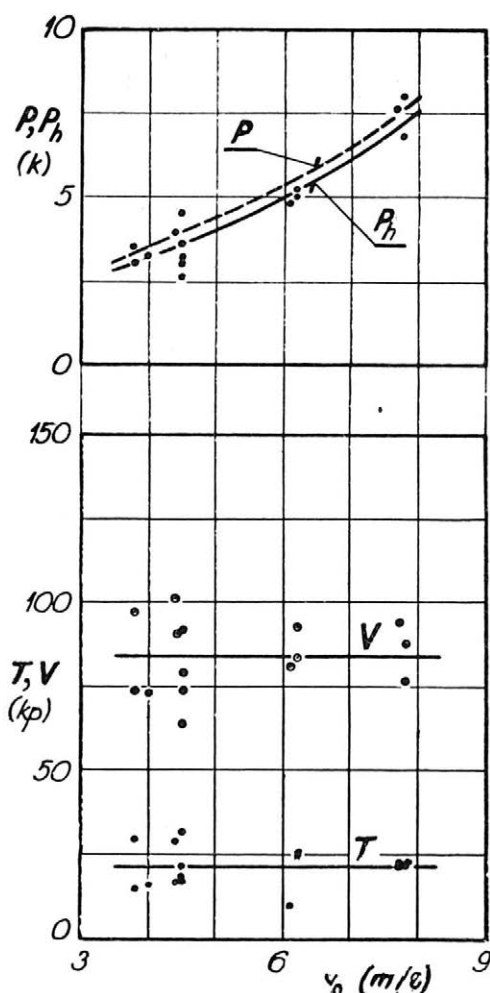


a) Vyorávací radlice typu A b) Vyorávací kotouče typu D c) Vyorávací kotouče typu D₁

zvětšují též svislé síly (zejména u rotačních orgánů), avšak v menším měřítku než pracovní odpor, takže sklon výslednice R se s rostoucím zahloubením poněkud snižuje. Obdobně jako síly roste též příkon poháněného kotouče u typu D_1 (zvětšením zahloubení z 5 cm na 6 cm zvětší se příkon P_h asi o 35 %).

Z těchto výsledků plyne, že při práci sklizečů je třeba u všech typů vyorávacích orgánů nastavit pouze takové zahloubení, které je nezbytně nutné k jejich správné funkci; jinak dochází k značným energetickým ztrátám. Toto optimální zahloubení je v daných podmínkách pro všechny typy vyorávacích orgánů prakticky stejné, takže porovnání provedené ve statí 5.1 není těmito výsledky ovlivněno; rozdíly v celkových příkonech vyorávacích radlic a rotačních orgánů se však s rostoucím zahloubením ještě zvyšují.

5.4 Vliv obvodové rychlosti poháněného kotouče vyorávacích orgánů typu D_1



16. Závislosti sil T a V a příkonů P_h a P na obvodové rychlosti v_0 poháněného kotouče vyorávacích orgánů typu D_1 . Vyznačeny jsou změřené hodnoty T , V a P_h

Tento vliv byl zjišťován na pozemku II v hloubce 0–5 cm při vlhkosti půdy 16,4 %, v hloubce 5–10 cm při vlhkosti 17,8 %, v hloubce 10 až 15 cm při vlhkosti 16,9 % a při průměrné ulehlosti povrchu 22,7. Pracovní rychlost byla 1,4 m/s, zahloubení 5,6 cm, nastavení kotoučů $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 25^\circ$.

Výsledky uvádějí grafy na obrázku 16. Ukazují, že velikost pracovního odporu T i svislých sil V prakticky nezávisí na obvodové rychlosti (v sledovaném rozmezí), takže i sklon výslednice R se nemění (byl zjištěn v rozmezí $\phi = 72–82^\circ$). Rovněž tečná reakce poháněného kotouče, využitá k snížení pracovního odporu, tedy nezávisí na obvodové rychlosti.

Příkon poháněného kotouče stoupá rychleji než obvodová rychlost (vzrůstá tedy i krouticí moment), neboť roste též energie potřebná k urychlení vyoraného materiálu, závislá na druhé mocnině obvodové rychlosti. Zvýšení příkonu úměrné obvodové rychlosti se plně spotřebuje na tření o materiál mezi kotouči (viz rozbor ve statí 5.1), takže při obvodové rychlosti 8,0 m/s a pracovní rychlosti 1,4 m/s činí tato složka již více než 80 % celkové dodávané energie. Zvyšování obvodové rychlosti je tedy zcela nevýhodné; naopak je třeba volit nejnížší možnou hodnotu, při které jsou ještě splněny požadavky na dobrou funkci vyorávacích kotoučů. Jedině

tímto způsobem lze dosáhnout podstatnějšího snížení příkonu rotačních poháněných orgánů.

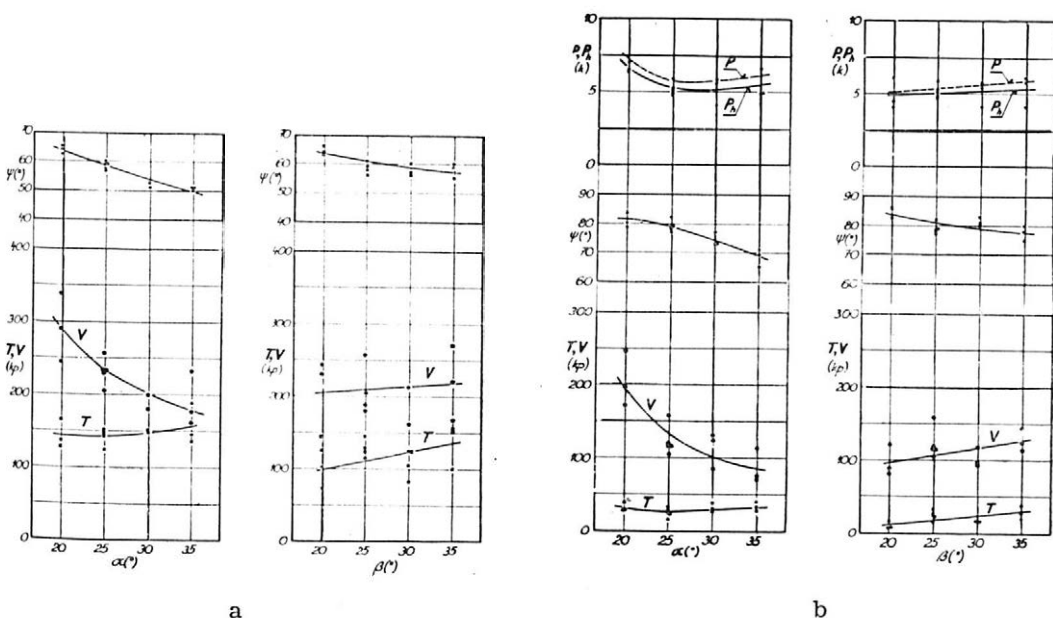
5.5 Vliv nastavení vyorávacích kotoučů

Vliv nastavení vyorávacích kotoučů byl zjišťován u typu D a D₁ na pozemku II v těchto podmínkách: vlhkost půdy v hloubce 0–5 cm 15,7 %, 5–10 cm 16,4 %, 10–15 cm 16,9 %, ulehlost půdy 24,2, pracovní rychlost 1,4 m/s, zahloubení 5,7 cm, obvodová rychlost poháněného kotouče 4,4 m/s. Mezera mezi kotouči byla pro všechny hodnoty nastavení stejná – $m = 40$ mm.

Výsledky uvádějí grafy na obrázku 17. Je zřejmé, že průběhy jednotlivých závislostí jsou pro oba typy vyorávacích orgánů obdobné. Zvětšuje-li se úhel rozevření kotoučů ve vodorovné rovině α na hodnotu vyšší než $\alpha = 25^\circ$, stoupá pracovní odpor, neboť se zvětšuje šířka vyorané brázdy. Při snižování tohoto úhlu pod uvedenou hodnotu sice šířka brázdy dále klesá, avšak pracovní odpor se zvyšuje, což je způsobeno již značným zúžením prostoru mezi kotouči, takže průchod vyoraného materiálu je obtížnější. Nejnižší pracovní odpor tedy vychází při $\alpha = 25^\circ$; rozdíly vůči hodnotám při jiném nastavení jsou však velmi nízké a prakticky málo významné. Naproti tomu svislé síly s rostoucím úhlem α klesají velmi rychle, takže i úhel sklonu výslednice ψ se zmenšuje.

Upoháněného kotouče typu D₁ má závislost příkonu na úhlu α podobný charakter jako závislost tažného odporu, avšak rozdíly mezi hodnotami pro různé nastavení jsou zde již větší. Nejnižší příkon byl zjištěn při $\alpha = 25-30^\circ$; při snižování tohoto úhlu příkon vzrůstá vlivem zhoršeného průchodu materiálu mezi kotouči, při zvětšeném rozevření pak roste množství zpracovávaného materiálu. Z hlediska energetického je tedy optimální nastavení úhlu α pro oba typy vyorávacích orgánů (D, D₁) $\alpha = 25-30^\circ$.

Hodnoty sil T a V , zjištěné při sledování vlivu úhlu rozevření kotoučů ve svislé rovině β , mají u typu D obzvlášť velký rozptyl, takže stanovení přesněj-



17. Závislosti sil T a V a příkonů P_h a P na nastavení vyorávacích kotoučů, zjištěné v podmínkách uvedených ve stati 5.5. Vyznačeny jsou změřené hodnoty T , V a P

a) Typ D

b) Typ D₁

ších závislostí je obtížné; uvedené průběhy jsou tedy spíše informativní. Přesto však vcelku odpovídají závislostem zjištěným pro typ D₁. Z těchto výsledků plyne, že se zvětšováním úhlu β roste poněkud jak pracovní odpor a svislé síly, tak příkon poháněného kotouče (tento však ve velmi malém rozmezí). Zvýšení pracovního odporu a příkonu lze zdůvodnit rostoucí šířkou brázdy, tedy větším množstvím procházejícího materiálu. Celkově lze říci, že z hlediska energetického je výhodné volit úhel β co nejnižší, jaký ještě dovolují funkční požadavky kladené na vyorávací kotouče. Přitom však ani vyšší hodnoty tohoto úhlu nezpůsobí podstatnější zhoršení poměrů.

5.6 Maximální síly a momenty působící na vyorávací orgány

Jak vyplývá z obrázku 9, jsou síly a momenty působící na vyorávací orgány velmi proměnlivé a kolísají ve velkém rozmezí. Pro konstrukci sklízecích strojů je velmi důležité znát též špičkové síly a momenty, které rozhodují o pevnosti slupic, rámu, závěsů, hřídelů a převodů stroje, nebo o jejich stabilitě při práci (váha stroje by měla být vyšší než maximální svislé síly působící vzhůru). Zjištěné maximální hodnoty sil a momentů jsou uvedeny v tabulce IX, a to jednak pro základní pracovní podmínky, jednak, v poslední části tabulky, též pro případy, kdy byly zjištěny hodnoty vyšší než při normálních pracovních podmínkách (při větším zahloubení).

Maximální hodnoty sil T a V většinou nepůsobí ve stejném okamžiku a nelze je tedy skládat; naopak při maximální hodnotě jedné síly bývá druhá poměrně nízká. Proto je uváděna též největší zjištěná hodnota výslednice R a jí příslušející úhel ψ (pro pozemky II a III, na nichž probíhala převážná část měření). Dále jsou vyznačeny též nejvyšší vypočtené hodnoty poměrů maximálních a středních hodnot sil a momentů, které charakterizují kmitavý průběh veličin a dynamické zatížení částí sklízeců a které též umožňují tyto výsledky měření aplikovat na jiné pracovní podmínky nebo na jiné pracovní orgány.

Z tabulky IX vyplývá, že pro rotační vyorávací orgány jsou charakteristické vysoké hodnoty svislých sil, přičemž maximální hodnoty výslednice R bývá často dosaženo při maximu síly V . Pozoruhodné jsou též vysoké hodnoty maximálních krouticích momentů pro pohon kotoučů; i když jsou způsobeny též rozkmitáním kotoučů a málo tuhé soustavy hřídelů a převodů, je třeba tyto hodnoty při konstrukci sklízeců respektovat, neboť mechanické vlastnosti sklízeců jsou velmi podobné vlastnostem vyorávací stolice. Uvedené poměry maximálních a středních hodnot sil ukazují, že tyto síly nejvíce kolísají u poháněných vyorávacích kotoučů, kde střední hodnoty jsou poměrně nízké; totéž platí i pro svislé síly u vyorávacích radlic typu B.

6. Souhrn

Práce uvádí nejdůležitější výsledky výzkumu silových a energetických poměrů vyorávacích orgánů sklízeců řepy, provedeného ve VÚZS v letech 1962 a 1963. Síly a krouticí momenty byly pomocí elektrických odporových tenzometrů zjišťovány přímo v polních podmínkách, a to na dvou pozemcích se středně těžkou a na jednom s půdou těžkou, celkem u jedenácti typů a variant vyorávacích orgánů.

V práci byly podrobně zkoumány síly, působící na jednotlivé typy vyorávacích orgánů ve svislé rovině rovnoběžně se směrem jízdy, a zhodnocen jejich charakter. Pro rotační vyorávací orgány jsou charakteristické vysoké svislé síly,

IX.

Pozemek	Vyorávací orgány	Pracovní podmínky	Max. síly (kp)			$\psi (^{\circ})$	Max. M_k (kpm)	$\frac{T_{max}}{T_{stř.}}$	$\frac{V_{max}}{V_{stř.}}$	$\frac{M_{kmax}}{M_{kstř.}}$
			T	V	R					
I	A ₁	$v_p = 1,3 \text{ m/s}$ $h = 5,9 \div 6,6 \text{ cm}$ $\alpha = 30^{\circ}$ $\beta = 32^{\circ}$	560	160	—	—	—	3,6	5,0	—
	B ₁		395	135	—	—	—	2,5	8,4	—
	C		385	—60	—	—	—	2,1	3,5	—
	C ₁		470	135	—	—	—	2,0	2,5	—
	E		395	400	—	—	—	1,9	2,0	—
II	A	$v_p = 1,4 \text{ m/s}$ $h = 5,0 \div 6,0 \text{ cm}$ $\alpha = \beta = 25^{\circ}$ $v_o = 4,4 \text{ m/s}$	480	160	500	19	—	3,7	3,4	—
	B		330	95	330	3	—	3,0	10,6	—
	D		435	705	810	60	—	2,5	2,6	—
	D ₁		280	580	630	67	180	9,5	6,1	6,4
	D ₂		—165	385	390	93	193	7,2	8,2	6,8
	F ₁		280	670	695	74	158	5,7	3,0	4,1
III	A	$v_p = 1,3 \text{ m/s}$ $h = 5,3 \div 5,8 \text{ cm}$ $\alpha = \beta = 25^{\circ}$ $v_o = 4,4 \text{ m/s}$	470	330	535	38	—	2,5	3,1	—
	B		515	305	605	30	—	3,1	6,8	—
	D		445	740	865	59	—	1,4	1,4	—
	D ₁		260	645	670	74	152	5,6	3,6	3,8
II	A	$h = 7,1 \text{ cm}$ $h = 9,7 \div 10,0 \text{ cm}$ $h = 8,5 \text{ cm}$	555	270	580	17	—	2,5	2,4	—
	D		550	735	845	53	—	1,8	1,5	—
	D ₁		310	700	750	69	175	3,9	2,7	3,8

zatímco u vyorávacích radlic jsou poměrně nízké. Z vyorávacích radlic mají nejnížší pracovní odpor radlice vidlicové, poněkud vyšší pak radlice s negativním úhlem čepce; rozdíly však nejsou velké. Pracovní odpor nepoháněných vyorávacích kotoučů je na všech pozemcích vyšší než u uvedených vyorávacích radlic.

Kromě porovnání z hlediska celkového příkonu. Zjistilo se, že pohonem rotačních vyorávacích orgánů se sice snížil jejich pracovní odpor, avšak celková spotřeba energie je v každém případě vyšší než u vyorávacích kotoučů nepoháněných a více než dvojnásobná ve srovnání se sériově vyráběnými radlicemi s negativním úhlem čepce. Z hlediska energetického je tedy použití rotačních vyorávacích orgánů, zejména poháněných, nevýhodné a může být odůvodněno pouze případnými funkčními přednostmi.

Dále je rozebírán vliv pracovní rychlosti a zahloubení nejdůležitějších vyorávacích orgánů; u rotačních vyorávacích orgánů též vliv obvodové rychlosti poháněného kotouče a vliv nastavení (úhlů) kotoučů. V rozmezí pracovních rychlostí 1,0—2,0 m/s stoupá pracovní odpor u vyorávacích radlic s negativním úhlem břitu a u nepoháněných vyorávacích kotoučů podle křivky velmi blízké přímce; u rotačních orgánů s jedním poháněným kotoučem zůstává prakticky konstantní a rovněž příkon kotouče se nemění. Se zvětšujícím se zahloubením roste pracovní odpor i příkon všech sledovaných typů velmi rychle. Obvodová rychlost poháněného kotouče rotačních vyorávacích orgánů neovlivňuje velikost pracovního odporu, nýbrž pouze příkon, takže jejím snížením na nejnižší možnou hodnotu, která ještě zaručuje dobrou funkci, lze dosáhnout snížení příkonu těchto orgánů. Pokud jde o nastavení vyorávacích kotoučů, jeví se z hlediska energetického jako nejvýhodnější úhel rozevření ve vodorovné rovině $\alpha = 25-30^\circ$ a úhel rozevření ve svislé rovině β co nejnižším jaký ještě připouští funkční požadavky na vyorávací kotouče. Přitom však ani vyšší hodnoty těchto úhlů poměry podstatněji nezhoršují.

Maximální hodnoty sil a krouticích momentů působících na vyorávací orgány, které jsou v práci rovněž uvedeny, umožňují správně dimenzovat součásti sklizečů, zejména rámy, slupice, hřídele a převody.

Došlo dne 12. 5. 1964

Literatura

1. Šrejtr J.: Technická mechanika I, Statika. SNTL 1957 Praha. — 2. Procházka J.: Silové poměry a energetické nároky vyorávacích orgánů sklizečů řepy. Zpráva VÚZS 1964. — 3. Hingst K.: Untersuchung von Zuckerrüben-Rodescharen in einem Bodenkanal. Landtechnische Forschung, Heft 3/1962. — 4. Procházka J.: Energetické měření vyorávače cukrovky 2-VCZ. Zpráva VÚZS 1962. — 5. Souček Z.: Aplikace odporových tenzometrů k měření napětí, sil a krouticích momentů při výzkumu zemědělských strojů ve VÚZS. Sborník prací VÚZS I, 1961 Praha. — 6. Procházka J.: Měřicí přístroje na principu elektrických odporových tenzometrů, používané ve VÚZS. Sborník prací VÚZS II, 1962 Praha. — 7. Jankovský F., Lanča I., Veselý J.: Hodnocení jakosti práce vyorávacích těles sklizečů cukrovky. Zemědělská technika č. 8/1964. — 8. H. v. Hülst, Göhlich H., Söchtling B.: Untersuchungen an Rodewerkzeugen für Zuckerrüben. Zucker 10/1957, str. 535-538. — 9. Göhlich H., H. v. Hülst: Untersuchungen an Rodewerkzeugen für Zuckerrüben. Zucker 11/1958, str. 154-156. — 10. Getzlaff G., Söhne W.: Kräfte und Leistungsbedarf frei drehender und angetriebener Pflugscheiben auf hartem, trockenem, tonigem Lehm. Grundlagen der Landtechnik, Heft 11/1959. — 11. Getzlaff G.: Kräfte an Pflugscheiben mit Fremdantrieb. Grundlagen der Landtechnik, Heft 5/1953. — 12. Söhne W.: Die Scheibenpflüge. Grundlagen der Landtechnik, Heft 1/1951.

Силовые отношения и энергетические требования подкапывающих органов свеклоподъемников

В работе приводятся важнейшие результаты исследования силового и энергетического режима подкапывающих органов свеклоподъемников, проведенного в НИИСХМ в 1962 и 1963 гг. Силы и крутящие моменты устанавливались непосредственно в полевых условиях, причем на двух участках со среднетяжелой и на одном с тяжелой почвой, в общем у одиннадцати типов и вариантов подкапывающих устройств.

В работе подробно исследуются силы, действующие на отдельные типы подкапывающих органов в вертикальной плоскости параллельно направлению езды и оценивается их характер. Для ротационных подкапывающих органов характерны значительные вертикальные силы, в то время как у подкапывающих лап они сравнительно малы. Из подкапывающих лап самое малое рабочее сопротивление имеют вильчатые лапы; несколько больше лапы с отрицательным углом лезвия; разница, однако, невелика. Рабочее сопротивление бесприводных подкапывающих дисков на всех участках выше, чем у приведенных подкапывающих лап.

Кроме сравнения с точки зрения рабочего сопротивления подкапывающие органы сравниваются также с точки зрения потребляемой мощности. Было установлено, что хотя привод ротационных подкапывающих органов и понизит их рабочее сопротивление, однако, общее потребление энергии во всяком случае больше, чем у бесприводных подкапывающих дисков и более чем в два раза больше по сравнению с серийно выпускаемыми лапами с отрицательным углом лезвия. С энергетической точки зрения, таким образом, применение ротационных подкапывающих органов, в особенности приводных, невыгодно и может быть обосновано только в случае наличия функциональных преимуществ.

Далее анализируется влияние рабочей скорости и погружения важнейших подкапывающих органов; у ротационных подкапывающих органов также влияние периферической скорости приводного диска и влияние наладки (углов) дисков. В пределах рабочей скорости 1,0—2,0 м/сек повышается рабочее сопротивление у подкапывающих лап с отрицательным углом лезвия и у бесприводных подкапывающих дисков согласно кривой, весьма близкой к прямой; у ротационных органов с одним приводным диском оно остается практически без изменения, а также потребление мощности диском не меняется. По мере увеличивающегося погружения возрастает рабочее сопротивление и потребляемая мощность всех изучаемых типов весьма быстро. Периферическая скорость приводного диска ротационных подкапывающих органов не влияет на величину рабочего сопротивления, а только на потребляемую мощность, так что ее снижением до минимальной возможной величины, еще гарантирующей качественную работу, можно достигнуть снижения потребляемой мощности этих органов. Относительно наладки подкапывающих дисков, с энергетической точки зрения представляется в качестве оптимального угол раскрытия в горизонтальной плоскости $\alpha = 25-30^\circ$ и угол раскрытия в вертикальной плоскости β возможно меньше, какой еще допускают функциональные требования к подкапывающим дискам. Но при этом даже более высокие величины этих углов существенно не ухудшают рабочего режима.

Максимальные величины сил и крутящих моментов, действующие на подкапывающие органы, которые в работе также приведены, позволяют правильно определить размеры деталей подборщиков, в особенности рамы, сошников бруса, вала и передач.

Kräfteverhältnisse und energetische Ansprüche der Rodeorgane von Rübenrodern

Die Arbeit umfaßt die wichtigsten Forschungsergebnisse über die Kräfte- und energetischen Verhältnisse bei den Rodeorganen der Rübenroder. Untersuchungen wurden in den Jahren 1932—1963 in der Forschungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen durchgeführt. Die Kräfte und Drehmomente wurden mit Hilfe von elektrischen Widerstandensometern unmittelbar in Feldbedingungen, und zwar auf zwei Grundstücken mit mittelschweren Böden und auf einem Grundstück mit schwerem Boden, insgesamt bei 11 Typen und Varianten Rodekörpern festgestellt.

In der Arbeit werden die auf die einzelnen Typen von Rodeorganen vertikal und parallel zur Fahrrichtung wirkenden Kräfte eingehend untersucht und ihr Charakter bewertet. Für die Rotationsrodeorgane sind hohe, bei Rodescharen dagegen relativ niedrige vertikale Kräfte charakteristisch. Von den Rodepflugscharen weisen den niedrigsten Arbeitswiderstand die sog. Haarnadel-Pflugscharen, und einen etwas größeren die Pflugscharen mit negativem Klingenwinkel auf; die Unterschiede sind aber nicht groß. Der Arbeitswiderstand der nicht angetriebenen Rodescheiben ist auf allen Böden höher als bei den angeführten Rodescharen.

Außer dem Vergleich vom Gesichtspunkt des Arbeitswiderstandes werden die Rodeorgane auch mit Hinsicht auf die gesamte zugeführte Leistung verglichen. Es wurde festgestellt daß sich durch den Antrieb der Rotationsrodeorgane ihr Arbeitswiderstand zwar verringert, aber daß der Gesamtverbrauch von Energie in allen Fällen höher ist, als bei den nicht angetriebenen Rodescheiben und mehr als doppelt groß im Vergleich mit den serienweise erzeugten Pflugscharen mit negativem Klingenwinkel. Vom energetischen Gesichtspunkt ist demnach die Benützung der von Rotationsrodeorgane, besonders der angetriebenen, unvorteilhaft und kann nur durch eventuelle Funktionsvorteile begründet werden.

Weiter wird der Einfluß der Arbeitsgeschwindigkeit und des Tiefgangs der wichtigsten Roderorgane und bei den Rotationsrodeorganen auch der Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit der angetriebenen Pflugscheibe und des Ansatzes (der Winkel) der Scheiben untersucht. In den Grenzen der Arbeitsgeschwindigkeit von 1,0 bis 2,0 m/s steigt der Arbeitswiderstand bei Rodepflugscharen mit negativem Schneidewinkel und bei nicht angetriebenen Rodepflugscheiben in Form einer Kurve, welche einer Geraden sehr nahe kommt; bei Rotationsrodeorganen mit einer

angetriebenen Scheibe bleibt der Arbeitswiderstand praktisch konstant und auch die zugeführte Leistung ändert sich nicht. Mit dem ansteigenden Tiefgang vergrößert sich der Arbeitswiderstand und auch die zugeführte Leistung aller geprüften Typen sehr schnell. Die Umfangsgeschwindigkeit der angetriebenen Scheibe der Rotationsrodeorgane beeinflusst die Größe des Arbeitswiderstandes nicht, sondern nur die zugeführte Leistung, so daß durch ihre Senkung auf den niedrigsten möglichen Wert, der aber noch eine gute Funktion sichert, es möglich ist, die zugeführte Leistung dieser Organe herabzusetzen. Soweit es sich um die Einstellung der Rodescheiben handelt, erscheint vom energetischen Gesichtspunkt als am vorteilhaftesten der Öffnungswinkel in der waagrechten Ebene $\alpha = 25-30^\circ$ und ein möglichst kleiner Öffnungswinkel β in der vertikalen Ebene, welchen die funktionellen Erfordernisse noch zulassen. Dabei verschlechtern sogar höhere Werte dieses Winkels die Verhältnisse nicht wesentlich.

Die maximalen Kräfte und Drehmomente-Werte, welche auf die Rodeorgane einwirken und die in der Arbeit ebenfalls angeführt sind, ermöglichen eine sachgemäße Dimensionierung der Bestandteile der Roder insbesondere der Rahmen, der Pflugsäulen, der Wellen und des Getriebes.

The Power Conditions and the Power Requirements of the Sugar-Beet Lifting Units

The paper gives the most important characteristics obtained in the research of the force and power conditions in the lifting devices of the sugar-beet harvesters. The research was carried out in the Research Institute of Agricultural Machinery in 1962—1963. The forces and torques were determined in field conditions by means of the strain-gauges. The tests were carried out on two farms with a middle-heavy soil and one farm with heavy soil, using eleven types and modifications of the lifting units.

The paper gives a detailed description of the investigation of the forces acting on the different types of the lifting units in a plane vertical to the direction of travel, and the evaluation of their characteristics. The rotary lifting units are characterised by their high vertical forces, which are relatively low with the lifting shares. The lowest working resistance was found with the hairpin shares, while it was somewhat higher with the shares having a negative angle of the blade. The differences are, however, not high. The working resistance of the non-driven lifting discs was in all tests higher than with the lifting shares mentioned.

Apart from the viewpoint of the working resistance, the lifting units are compared with respect to their total power required. It was found, that the drive of the rotary lifting units gave a lower working resistance, but that, on the other hand, the total power required was in all cases higher than with the non-driven lifting discs; it was more than twice higher compared to the commercial shares with a negative angle of the blade. The rotary lifting units are thus unadvantageous with regard to the power required and their use can be justified only by their other advantages of function, if any.

Further analyses concern the influence of the rate of operation and the working depth of the main lifting units; in case of the rotary lifting units also the influence of the circumferential speed of the driven disc and the influence of the setting (angle) of the discs. In the range of the working speeds from 1,0—2,0 meters/sec. the working resistances of the lifting shares increased with the negative angle of the blade and with the non-driven lifting discs with a curve nearly corresponding a straight line; they were more less constant with rotary units having one driven disc and the power required by the disc was also without change. With the increasing working depths the working resistance and the power required increased with all types investigated very quickly. The circumferential speed of the driven disc in the rotary driving units did influence the power required but not the value of the working resistance, so that its decrease to the minimum possible value giving still a good functioning can enable the decrease of the power required with these units. The setting of the lifting discs, with regard to the power required, was the most advantageous with the angle $\alpha = 25-30^\circ$ in the horizontal plane and the angle β in the vertical plane the lowest possible, such as just corresponding to the function requirements of the lifting discs. The higher values of these angles, however, gave no substantial deterioration of the conditions.

The maximum values of the forces and torques effecting the lifting units, also contained in the paper, will be of help when determining the optimum dimensions of the parts of the harvesters, notably the frames, frogs, shafts and transmissions.

Zhodnocení jakosti práce vyorávacích těles sklízečů cukrovky

Оценка качества труда подкапывающих корпусов свеклоподъемников

Bewertung der Qualität der von Rodekörper-Arbeit bei Rübenrotern

The Comparison of the Different Sugar-Beet Lifting Units with Respect to the
Quality of Operation

Inž. František JANKOVSKÝ, inž. Ivo LANČA, Josef VESELÝ
Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy
Ředitel ústavu inž. Jaroslav Homolka

Úvod

Sklizeň cukrovky zůstává stále bez ohledu na rozvíjející se mechanizaci jedním z největších problémů v zemědělství. Dosud používané stroje pro sklizeň řepy cukrovky jsou příliš rozměrné a těžké a nedosahují požadované jakosti práce. V poslední době se stále dostává do popředí otázka zdokonalení konstrukce a snížení váhy těchto strojů, při dodržení požadované jakosti práce. K dosažení těchto požadavků bylo nutno přikročit k hledání nových funkčních elementů (pro sklizeň bulev i chrástu). Jedním z nejdůležitějších funkčních elementů jsou vyorávací tělesa. Jejich vhodnou konstrukcí můžeme ovlivnit ve značné míře jakost práce, energetickou náročnost a rozměry sklizeče.

Sklizeče bulev vyráběné u nás a dodávané našemu zemědělství jsou vybaveny vidlicovými vyorávacími tělesy s negativním úhlem radličky (dále jen negativní tělesa) a tělesy vidlicovými s jehlovými hroty (dále jen jehlová tělesa). Oba tyto typy těles byly zavedeny do výroby po několikaletých zkouškách v různých sklizňových podmínkách. Některé zahraniční stroje jsou v poslední době vybavovány rotačními vyorávacími tělesy. Podobná rotační tělesa byla ověřována i u nás s tou obměnou, že byl poháněn jen jeden kotouč. (Jednotlivé typy a druhy vyorávacích těles uvádí tab. I a obr. 1–2 práce J. Procházký „Silové a energetické nároky vyorávacích orgánů sklízečů řepy“ v témže čísle.)

Za účelem zjištění jakosti práce a energetické náročnosti vyorávacích těles pevných a rotačních byly provedeny ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů Chodov u Prahy porovnávací zkoušky. Zkoušky jakosti práce provádělo oddělení sklizně okopanin. Potřebu energetické náročnosti zkoumalo oddělení základního výzkumu.

Hodnocení jakosti práce

Polně laboratorní zkoušky

Polně laboratorní zkoušky byly prováděny v době od 24. 9. do 13. 11. 1963 na střední půdě v JZD Kostelní Lhota v okrese Nymburk.

Charakteristika porostu je uvedena v tabulce I. Půdní rozbor byl určen plavením na Kopeckého plavidle. Výsledky tohoto rozboru jsou uvedeny v tabulce II.

I.

Průměrná vzdálenost bulev	(cm)	31,9
Průměrný průměr bulev	(cm)	9,02
Průměrná technická délka bulev	(cm)	17,3
Průměrné vyosení bulev	(cm)	$\pm 1,5$
Průměrný výnos bulev	(q/ha)	442
Průměrný výnos chrástu	(q/ha)	259

II.

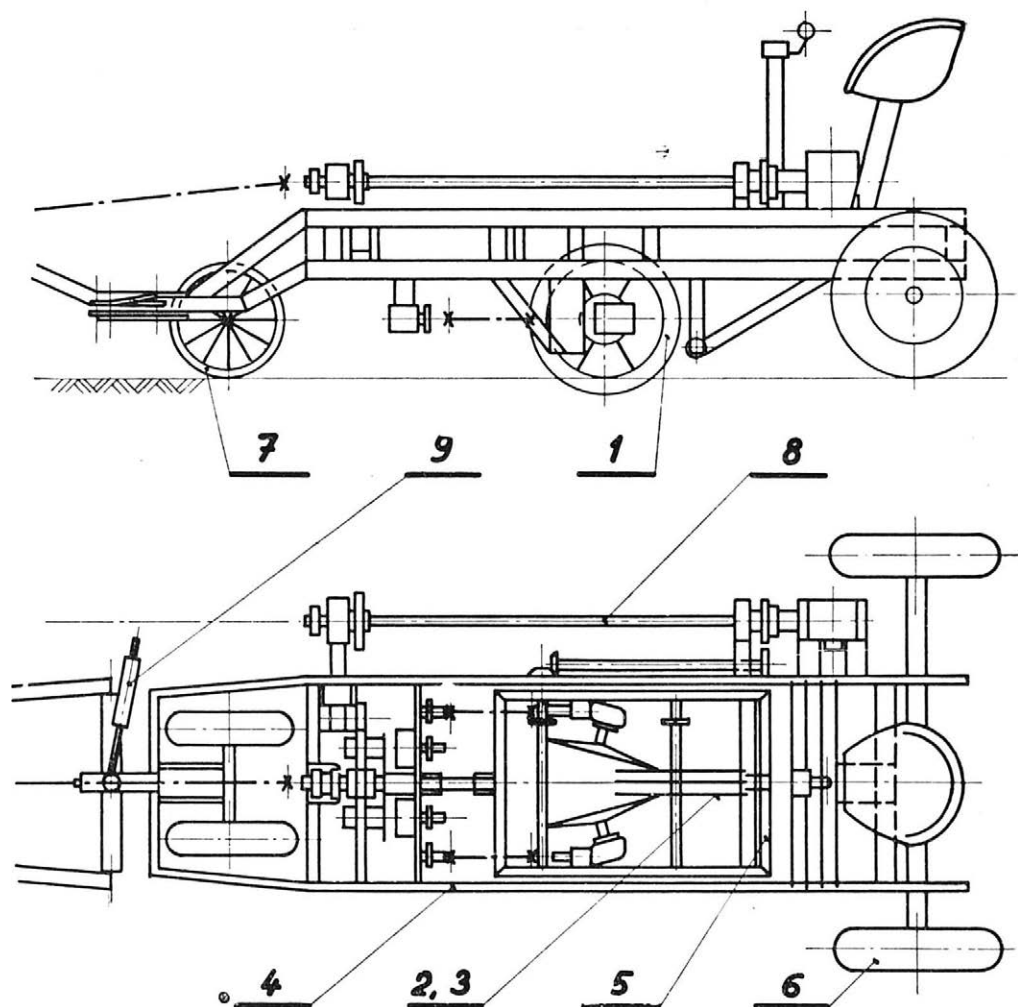
Rozbor půdy				
Kategorie zrna v %				Klasifikace zeminy
I	II	III	IV	
jílnaté částice pod 0,01 mm	prach 0,01 – 0,05 mm	práškový písek 0,05 – 0,1 mm	písek 0,1 – 2,0 mm	
42,07	19,61	3,05	35,27	hlinitá

Charakteristika zkušební stolice

Vyorávací stolice (obr. 1) je stavěna pro jeden řádek. Konstrukčně je řešena tak, aby bylo možno na ní porovnávat jakost práce pevných a rotačních vyorávacích těles poháněných i nepoháněných. Pro energetická měření je sestrojen měřicí rám, který je zavěšen na třech měřicích člancích v hlavním rámu.

Ukazatelé kvality práce těles

Pro hodnocení odebíraných vzorků bylo použito mezinárodní metodiky z roku 1961. Navíc byla u poškozených bulev určována příčina hrubého a mírného poškození.



1. Schéma vyorávací stolice

1 - vyorávací tělesa, 2 - odmetací kotouče, 3 - vymetač bulev, 4 - hlavní rám, 5 - měřicí rám, 6 - podvozek, 7 - hloubková kola, 8 - převody, 9 - řízení

U volné hlíny byly určovány pouze hrudy nad velikost 30 mm, protože jen ty se spolu s bulvami dostávají do dalších ústrojí sklízeče. Množství hrud bylo získáno sběrem na 1 metru projeté tratě.

Srovnávací zkoušky kvality práce jednotlivých typů vyorávacích těles byly prováděny za těchto přibližně stejných pracovních podmínek:

vlhkost půdy $\varnothing = 16,5 - 17,5 \%$

zhloubení těles $h = 6 \text{ cm}$

pracovní rychlost $V_p = 4,6 - 4,7 \text{ km/h}$, tj. $1,28 - 1,31 \text{ m/s}$

obvodová rychlost naháněcího kotouče $v_o = 4 \text{ m/s}$

Zkoušky byly odebrány na trati 10 m dlouhé. Každé měření bylo třikrát opakováno.

Pro vyhodnocení byla vzata průměrná hodnota z měření.

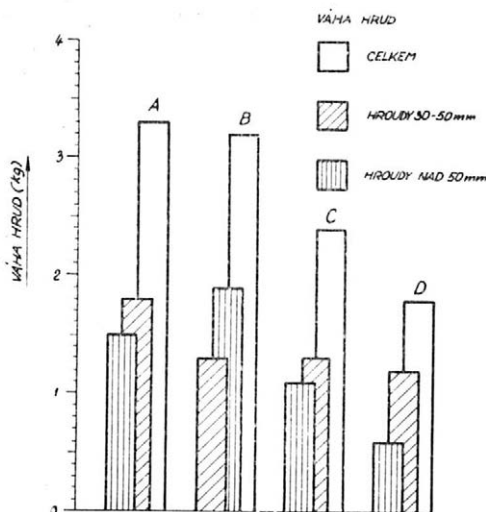
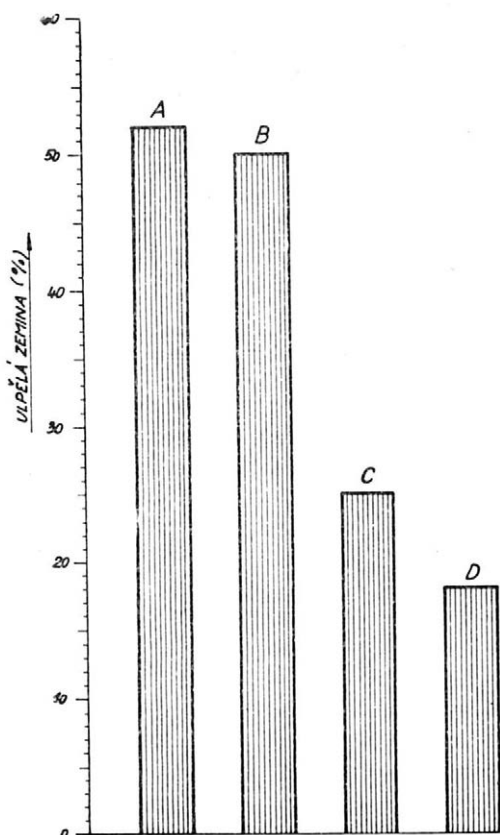
Účinek vyorávacích těles na čištění bulv od zeminy

Jedním z hlavních ukazatelů jakosti práce vyorávacích těles je procento ulpělé zeminy na bulvách a množství hrud ve vyorané hmotě. Na množství ulpělé zeminy má mimo typ vyorávacích těles vnačný vliv vlhkost a druh půdy. Vliv vlhkosti a druhu půdy nebyl zatím u nás podrobně sledován.

Zemina ve sklizených bulvách vytváří nejen potíže cukrovarům, nýbrž i samotným zemědělcům. Zvyšují se nároky na dopravu a odváží se hodnotná zemina z pozemku.

Procento ulpělé zeminy na bulvách snížíme, jestliže řepou při vytahování ze země současně pootočíme. Tato zkušenost vedla k myšlence vytvořit vyorávací orgán tak, aby se horizontální složka reakce vznikající při vyorávání podstatně zmenšila ve prospěch vertikální a docházelo k pootáčení bulvy při jejím vytahování ze země. Touto úvahou se dospělo k vytvoření vyorávacího rotačního orgánu s jedním poháněným kotoučem. Má vlastnosti rotačních těles (vertikální vytažení bulvy) a růzností obvodových rychlostí kotoučů je dosaženo pootáčení bulvy. Předpoklady se plně potvrdily, jak ukazují výsledky ze zkoušek (diagram na obr. 2). Otáčivým pohybem bulvy se sníží procento ulpělé zeminy o 7 % proti vyorávacím tělesům téhož typu bez náhonu.

Příznivě se též projevuje rozdílnost obvodových rychlostí kotoučů na drcení hrud (obr. 3). Hrudý konají vlivem rozdílnosti obvodových rychlostí mezi ko-



3. Množství hrud vznikajících při práci vyorávacích těles

A - jehly, B - negativní tělesa, C - rotační nepoháněná, D - rotační s jedním poháněným kotoučem

2. Účinek vyorávacích těles na čištění bulv od zeminy

A - jehly, B - negativní, C - rotační nepoháněná, D - rotační s jedním poháněným kotoučem

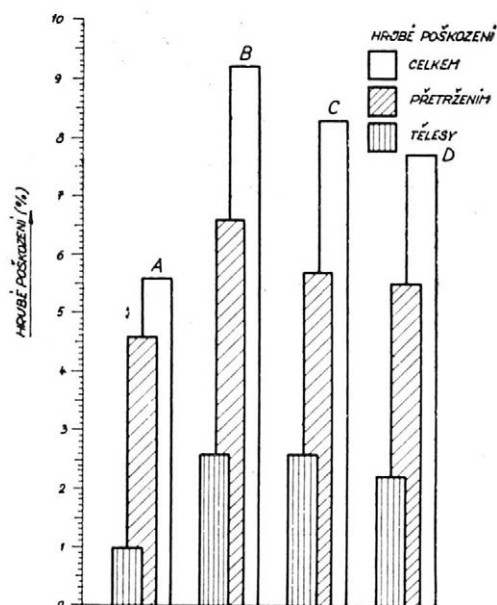
toouči relativní pohyb a tím se rozměňují. Výrazný je pokles váhy hrud větších rozměrů, který činí proti pasivním tělesům 0,5 kg na 1 m řádku. Zvláště tyto větší hroudy činí značné potíže při jejich odlučování od bulev.

Účinek vyorávacích těles na poškozování bulev

Vedle procenta ulpělé zeminy na bulvách a váhy hrud ve sklizené hmotě nutno, jako měřítko při hodnocení jakosti práce vyorávacích těles, brát v úvahu i procenta poškozených bulev. Vysoké procento hrubého poškození bulev dosa-
vadními sklizňovými stroji způsobuje při skladování bulev značné ztráty na cukru. Vysoký podíl na tomto procentu mají právě vyorávací orgány sklízeců bulev. Srovnáme-li hodnoty hrubého poškození, uvedené v diagramu na obrázku 4, s údaji udávanými v ATP (maximální hrubé poškození pro sklízec bulev na těžké a střední půdě 5 %), vidíme, že v daných podmínkách při zahloubení 6 cm ani jedno z těles nevyhovuje ATP, a to ještě toto poškození vzroste o poškození, způsobené řízením a dalšími orgány sklízeců. Proto jsme pečlivě sledovali příčiny poškozování bulev vyorávacími tělesy, aby bylo možno omezit je, ať již změnou konstrukce těles nebo změnou pracovních parametrů těles.

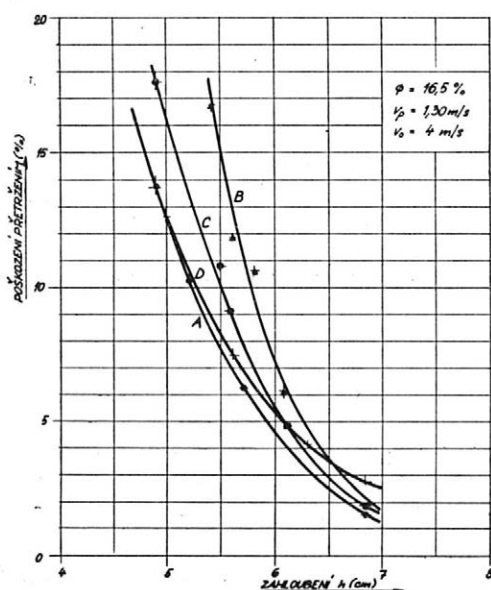
Optimální pracovní parametry vyorávacích těles

V dřívějších výzkumech vyorávacích těles se hlavně sledovalo snížení procenta ulpělé zeminy a podílu hrud. Z tohoto hlediska se také volilo zahloubení vyorávacích těles a jejich další pracovní parametry. Tato snaha má ale ne-



4. Účinek vyorávacích těles na poškozování bulev

A – jehly, B – negativní, C – rotační nepoháněná, D – rotační s jedním poháněným kotoučem



5. Vliv zahloubení těles na hrubé poškozování, vzniklé přetržením bulev

A – jehly, B – negativní, C – rotační nepoháněná, D – rotační s jedním poháněným kotoučem

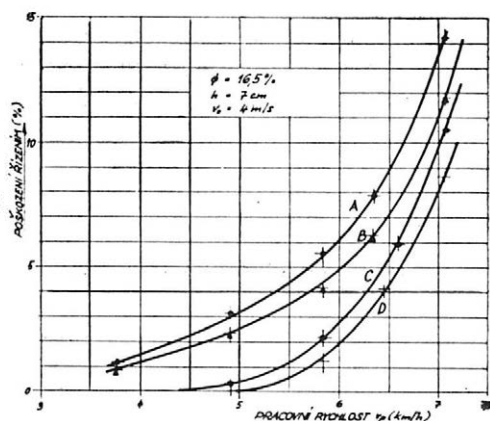
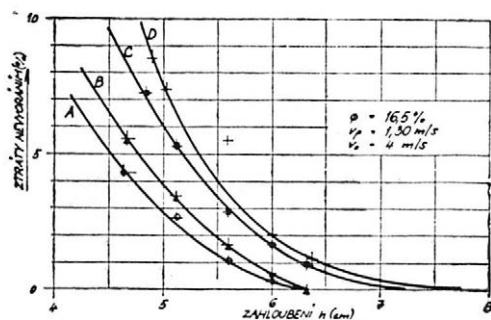
příznivý vliv na poškozování a ztráty bulev. Proto byl zkoumán vliv pracovních parametrů vyorávacích těles na jakost jejich práce, aby se mohlo stanovit jejich optimální nastavení.

Pracovní hloubka

Optimální nastavení hloubky vyorávání ve vztahu k nejnižšímu procentu ulpělé zeminy není totožné s nejnižšími ztrátami poškozování a nevyoráním bulev. Z toho důvodu je třeba najít kompromisem optimum zahloubení. Při stanovování tohoto optima jsme více přihlíželi ke ztrátám poškozování a nevyoráním bulev, protože tyto ztráty lze značně snížit větším zahloubením těles (obr. 5, 6), zatímco spojený s tím vzrůst procenta ulpělé zeminy je bezvýznamný. Z toho tedy vyplývá, že všechna zkoušená tělesa musí za daných podmínek pracovat v hloubce alespoň 7 cm.

Pracovní rychlost

Jednou z cest k zvyšování plošného výkonu sklízče je zvýšení pracovní rychlosti. Tato snaha je ale omezena růstem poškozování vlivem řízení (obr. 7). Za dosavadního způsobu řízení nelze tedy u sklízčů bulev s pevným vyoráva-



6. Vliv zahloubení těles na ztráty nevyoráním bulev

A — jehly, B — negativní, C — rotační nepoháněná, D — rotační s jedním poháněným kotoučem

7. Vliv pracovní rychlosti na poškozování bulev vlivem řízení

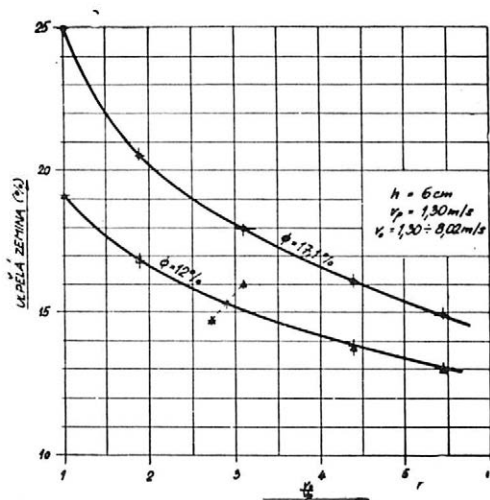
A — jehly, B — negativní, C — rotační nepoháněná, D — rotační s jedním poháněným kotoučem

cími tělesy zvyšovat pracovní rychlost nad 5 km/h, resp. 6 km/h u těles rotačních. K dalšímu zvyšování pracovní rychlosti sklízče bude zapotřebí automatického řízení stroje s větší citlivostí než je u dosud používaného způsobu řízení.

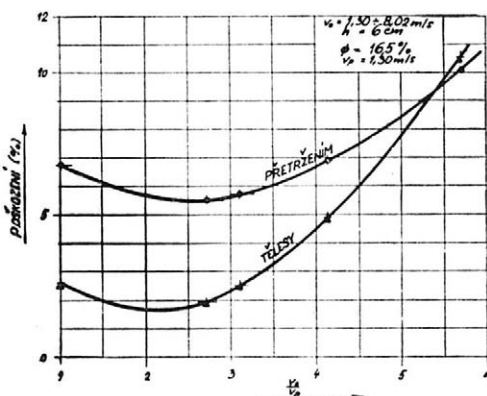
Obvodová rychlost poháněného kotouče

Koncepce vyorávací stolice umožňovala změnu otáček poháněného kotouče. Mohl být tedy zjišťován vliv jeho obvodové rychlosti na čistotu a poškozování bulev. Skutečné poměry na rotačních tělesech s jedním poháněným kotoučem však lépe vystihuje poměr pojezdové rychlosti stolice (tj. přibližně obvodové

rychlosti nepoháněného kotouče) k obvodové rychlosti poháněného kotouče, než pouze obvodová rychlost poháněného kotouče. Proto jsou také uvedené vlivy sledovány v závislosti na tomto poměru. Graf na obrázku 8 znázorňuje závislost čistoty bulv na poměru $v_o : V_p$ (obvodová rychlost poháněného kotouče k pojezdové rychlosti stolice). Při poměru $v_o : V_p = 1$ (kotouče bez pohonu) je procento ulpělé zeminu největší.



8. Vliv obvodové rychlosti poháněného kotouče na čistění bulv od zeminu



9. Vliv obvodové rychlosti poháněného kotouče na poškozování bulv

S růstem uvedeného poměru značně klesá procento ulpělé zeminu. Toto snížení se projevuje zvláště výrazně při větší vlhkosti půdy, kdy je pohánění jednoho kotouče plně opodstatněno. Z grafu je též patrné, že zvyšování obvodové rychlosti nad pětinašobek pracovní rychlosti má již jen nepatrný vliv na čistotu bulv. Optimální poměry na tělesech opět stanovíme s přihlédnutím na závislost poškozování v poměru $v_o : V_p$ (obr. 9). Z obou závislostí vyznačených v grafech na obr. 8, 9 se stanoví optimální obvodová rychlost poháněného kotouče. Tato rychlost by měla být přibližně trojnásobně větší než pracovní rychlost stroje.

Závěr

Článek kvalitativně hodnotí jakost práce různých typů vyorávacích těles sklízeců cukrovky při polně laboratorních zkouškách. Přednosti jednotlivých vyorávacích těles a optimální nastavení pracovní hloubky a pojezdové rychlosti jsou patrné z grafického znázornění naměřených výsledků. Zjištěné hodnoty jakosti práce a energetická náročnost (viz předcház. článek inž. Procházky) budou sloužit jako podklad k volbě vyorávacích těles a k celkovému ekonomickému zhodnocení sklízeců cukrovky.

Literatura

1. H. v. Hülst, Göhlich H., Söchting B.: Untersuchungen an Rode-
werkzeugen für Zuckerrüben. Zucker 10/1957, str. 535-538. — 2. Göhlich H., H. v.
Hülst: Untersuchungen an Rodewerkzeugen für Zuckerrüben. Zucker 11/1958, str.
154-156. — 3. Pohl F.: Zum Einfluß des Schars auf den Erdbesatz gerodeter Rü-
ben. Deutsche Agrartechnik, 13, č. 7/1963, str. 308-310. — 4. Pinkas J., Štěpán
J.: Výzkumná zpráva Z 92-60 o zkouškách víceřádkového sklízecce cukrovky (řešení
funkčních prvků ořezávání, vyorávání a čištění řepy). — 5. Pinkas J., Jankov-
ský F.: Protokol č. 55 o zkouškách funkčního modelu sklízecce 2-SCX.

Оценка качества труда подкапывающих корпусов свеклоподъемников

В статье оценивается в качественном отношении работа разных типов подкапывающих корпусов свеклоподъемников в полевых и лабораторных испытаниях. Преимущество отдельных подкапывающих корпусов и оптимального установления рабочей глубины и ходовой скорости очевидно в графическом изображении замеренных результатов. Установленные показатели качества работы и энергетическая требовательность (смотри предшествующую статью И. Прохázky) послужат в качестве отправных данных при выборе подкапывающих корпусов и общей экономической оценки свеклоподъемников.

Bewertung der Qualität der von Rodekörper-Arbeit bei Rübenrodern

Der Artikel bewertet die Qualität der Arbeit verschiedener Typen von Rodekörpern in Feld- und Laboratoriumversuchen. Die Vorteile der einzelnen Rodekörper und die Einstellung optimaler Arbeitstiefe und Fahrgeschwindigkeit sind aus der graphischen Darstellung der gewonnenen Ergebnisse ersichtlich. Die ermittelten Werte der Arbeitsqualität und die energetische Ansprüchigkeit (siehe den vorhergehenden Artikel von J. Procházka) werden als Unterlage für die Wahl der Rodekörper und zur ökonomischen Gesamtbewertung der Rübenroder dienen.

The Comparison of the Different Sugar-Beet Lifting Units with Respect to the Quality of Operation

The paper gives a critical analysis of the different lifting devices used with the sugar-beet harvesters, assessing the quality of operation, based on the results obtained in both laboratory and field tests. The behaviour of the different lifting units and their optimum setting of the working depth and speed of travel are given by curves indicating the values gauged. The resulting characteristics of the quality of operation and the power required (see the paper by J. Procházka), will help when choosing a lifting unit and in the general economic evaluation of the sugar-beet harvesters.

Traktory na letošním pařížském agrosalonu*)

Inž. Josef DOVRTĚL

Československo-polské středisko pro výzkum a vývoj traktorů při ZKL Brno

Ředitel střediska inž. B. Vrána

Úvod

Letošní pařížský agrosalon (35^e *Salon International de la Machine Agricole*) byl jako obvykle uspořádán na výstavišti Parc des Expositions, Porte de Versailles, Paris, v době od 9. do 15. 3. 1964. Byl to jeden z nejdůležitějších a největších letošních veletrhů tohoto druhu na světě, který poskytoval ucelený obraz o současném stavu a hlavních směrech vývoje traktorů v západoevropských zemích a částečně i v USA. Pařížský agrosalon má velmi dlouhou tradici. Byl uspořádán již 35^x a letos byl poprvé souběžně s ním uspořádán mezinárodní veletrh zemědělských produktů 1^{er} Salon Interna-

tional de l'Agriculture), na kterém byly vystavovány a soutěžily ušlechtilé druhy skotu, drobného hospodářského zvířectva i nejrůznější druhy zemědělských plodin, a to jak ze západoevropských zemí, tak i z řady rozvojových zemí (hlavně z bývalých francouzských kolonií v Africe).

Na pařížském agrosalonu byli zastoupeni téměř všichni evropští výrobci traktorů a vystavovalo zde i několik hlavních výrobců amerických. Nechyběl prakticky žádný z výrobců traktorů, kteří udávají směr světového vývoje v tomto oboru, a vystaveny byly téměř všechny jejich nejmodernější typy.

Koncepce vystavovaných traktorů

Z koncepčního hlediska byl velmi zajímavý poznatek, že naprostá většina výrobců se ve všech výkonových třídách zaměřuje na univerzální traktory klasické koncepce.

Téměř úplně zmizely nosiče nářadí, které zde byly zastoupeny pouze traktorem RS 09, vyráběným v NDR, a traktorem Porte-outils 30 CV západoněmecké značky Fendt. Nosič nářadí označovaný jako typ Porte-outils 1033, vystavovaný

francouzským výrobcem Bouyerem, spadá do kategorie malotraktorů, protože je vybaven jednoválcovým motorem o výkonu pouze 5 k.

Jediným vážným zastáncem koncepce nosičů nářadí zůstává tedy v současné době v Evropě pouze NDR, a to svým traktorem RS 09. Značka Fendt se již jasně orientuje na traktory klasické koncepce, kterých zde vystavovala ucelenou řadu o výkonu 22, 30, 40 a 55 k. Zají-

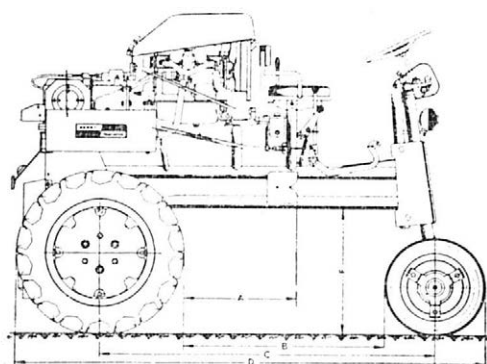
*) Pozn. redakce: Článek o zemědělských strojích, vystavovaných na letošním agrosalonu, bude uveřejněn v příštím čísle.

mavé je, že cena univerzálního traktoru Fendt Farmer 1 Z (výkon motoru 30 k, váha traktoru 1450 kg) byla 15.000 NF a cena zmíněného nosiče nářadí, vybaveného tímž motorem, 17.500 NF. Z toho vyplývá, že u tohoto nosiče nářadí je cena vztažená na jednoho koně výkonu motoru o 16,7 % a cena vztažená na kilogram váhy traktoru o 12,8 % vyšší než u univerzálního traktoru klasické koncepce.

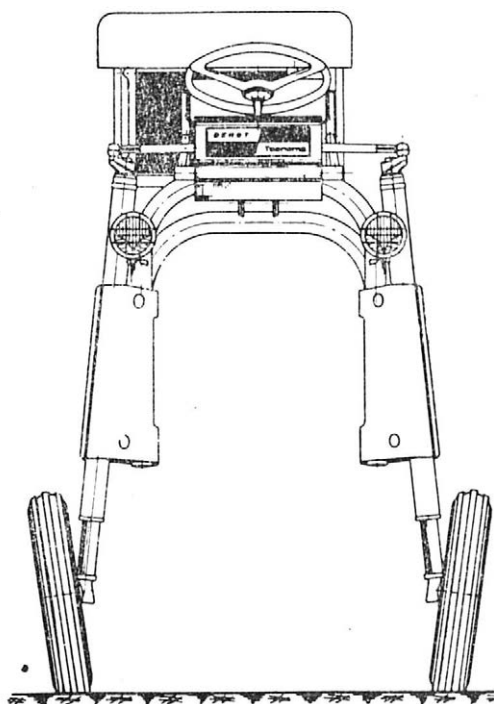
Poněkud častěji byly na agrosalonu zastoupeny nářadové traktory (německy Tragsschlepper). Kromě západoněmeckých výrobců, u nichž má tato koncepce nejdelší tradici (Hanomag, Porsche, Güldner, Holder, rakouský Steyr atd.), se nářadové traktory začínají objevovat i u velkých výrobců dalších. Za zmínku stojí zvláště traktory International-Harvester, a to typ F 137 D (výkon motoru 20 k, váha traktoru 1085 kg, cena 11.184 NF) a typ Farmall Super Cub (výkon 13 k, váha traktoru 700 kg, cena 7.350 NF) s nesymetricky uloženým hna-

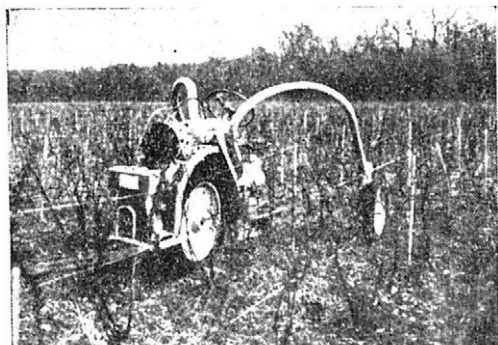
cím agregátem; dále pak traktor Allis Chalmers, typ FD 3 (výkon motoru 32 k, váha traktoru 1470 kg, cena 13.988 NF). Také značka Someca vystavovala několik takto řešených modifikací o výkonu 25 k. Nářadové traktory se proti nosičům nářadí prosazují hlavně svou větší univerzálností, nižší cenou a tím, že mohou konstrukčně vhodně navazovat na řadu univerzálních klasických traktorů nebo mohou být někdy i přímo odvozeny od některého z modelů jako modifikace. Tyto traktory však zřejmě nejsou u žádného výrobce nejdůležitějším typem, ale tvoří pouze vhodný doplněk řady univerzálních traktorů klasické koncepce.

Na letošním pařížském agrosalonu (stejně jako na většině dalších evropských agrosalonů) vystavovala fa Mercedes Benz vozidlo Unimog, a to typ 406 o výkonu 73 k a typ 411 o výkonu 35 k, a italský výrobce Same vozidlo Samecar o výkonu 35 k. Tato vozidla, i když jsou výrobci označována jako zemědělské traktory, jsou více terénními automobily

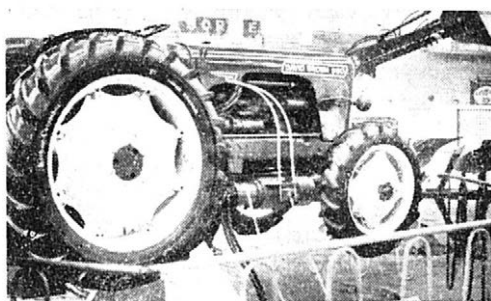


1. Francouzský traktor Derot Tecnomat pro práci ve vinicích nebo v jiných vysokých řádkových kulturách — boční a čelní pohled





2. Traktor Pul Vorex francouzské firmy Gabriel Ballu s jedním hnacím kolem a dvěma přídavnými opěrnými koly



3. Traktor David Brown 990 vybavený hydrostatickým pohonem přední nápravy SO.CO.M.I.A.

a tahači než zemědělskými traktory a jejich použití je pro většinu zemědělských prací velmi problematické, což spolu s jejich vysokou cenou (cena menšího modelu Unimog je 26.632 NF a cena většího modelu dokonce 42.690 NF) značně omezuje jejich větší rozšíření. Je pravděpodobné, že výroba vozidel Unimog je v NSR udržována spíše z důvodů vojenských než pro civilní použití.

Na agrosalonu bylo také vystaveno několik technicky zajímavě řešených traktorů pro práce při ošetřování speciálních plodin. Byl to např. francouzský traktor Derot Tecnomat (obr. 1) o světélce výšce pod hnacím agregátem 1200 až 1400 mm, určený pro práce ve vzrostlých kulturách (vinice apod.), o výkonu 23 k (motor vznětový) nebo 29 k (motor zážehový), dále francouzský traktor Labourier, vybavený motorem Perkins o výkonu 45 k, pro obdobné použití a několik dalších speciálních traktorů. Za zmínku ještě stojí jednonápravový traktor Pul Vorex francouzské výroby s jednou hnací pneumatikou, která přenáší většinu vlastní váhy, a s dvěma opěrnými koly, sloužícími pouze k udržení stability (obr. 2). Tyto speciální traktory byly vystavovány vesměs malými výrobci místního významu a je nutno je považovat pouze za technické zajímavosti bez vlivu na celkový směr vývoje traktorů.

Vystavované traktory s pohonem všech kol byly ve středních a vyšších výkono-

vých třídách vesměs odvozeny jako modifikace univerzálních traktorů klasické koncepce. Tyto modifikace jsou vyráběny buď přímo výrobcem traktoru (např. typy Massey Ferguson DT 7000 o výkonu 66 k, Someca SOM 441 o výkonu 44 k, celá řada traktorů fy Same o výkonech 22, 35, 45, 62 a 82 k a dále některé traktory západoněmecké), nebo menšími specializovanými firmami (např. pro traktory Fordson vyrábí tyto modifikace fa Roadless). Zajímavou novinkou v tomto oboru byl náhon na přední nápravu SO.CO.M.I.A., který byl proveden hydrostaticky. Tento náhon na přední nápravu byl vystavován na traktoru David Brown 990 (obr. 3). Cena samotného náhonu byla 8.000 NF, což pravděpodobně zabránilo jeho většímu rozšíření.

Speciální traktory s pohonem všech kol s předními i zadními koly o stejné velikosti se pro použití v zemědělství vyskytovaly hlavně v nižších výkonových třídách. Jako příklad je možno uvést zapadoněmecké traktory Holder, typ A 12 o výkonu 12 k a typ A 20 o výkonu 20 k, nebo francouzské traktory Energic, typ 4 RM 12 o výkonu 12 k a typ 4 RM 18 o výkonu 18 k. Ve vyšších výkonových třídách byl z traktorů tohoto druhu nabízen traktor Fordson County Super 4 o výkonu 54 k a Fordson County Super 6 o výkonu 95 k, avšak tyto traktory zde nebyly vystaveny. Anglickým výrobcem Ernest

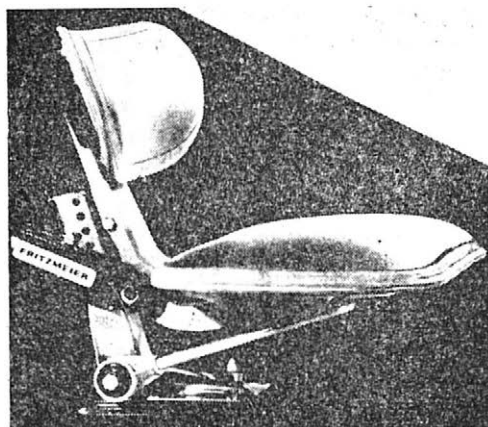
Doe byl však vystavován tandemový traktor Super Triple-D, vytvořený tandemovým spojením dvou traktorů Fordson Super Major.

Také pásové traktory pro všeobecné použití v zemědělství ztrácejí stále více na svém významu a ve větším výběru zde byly nabízeny vlastně jen francouzskou firmou Someca (pásové traktory Fiat). Jejich použití se však rozšiřuje v nižších výkonových třídách, a to zvláště pro práce při pěstování speciálních plodin, např. vinné révy, chmelu apod. Je zajímavé, že pásový traktor pro tyto účely vystavovala i firma Massey Ferguson. Tento traktor byl odvozen od typu MF 42 (motor Perkins A-3-152 o výkonu 40 k) a byl nabízen v úzkém provedení jako MF 44 V (šířka 1050 mm), ve standardním provedení jako MF 44 S (šířka 1440 mm) a v rozšířeném provedení jako MF 44 L (šířka 1560 mm).

Speciální traktory s pohonem všech kol s předními a zadními koly o stejné velikosti a pásové traktory si však udržují důležité místo ve stavebnictví a zemních pracích. I zde však lze pozorovat postupný odklon od pásových traktorů a orientaci na speciální traktory s pohonem všech kol, které jsou mnohdy konstruovány přímo jako jedna jednotka s čelními nakládači, buldozerskými radlicemi, hlubiči a řadou jiných adaptérů.

Z přehledu traktorů vystavených na letošním pařížském agrosalonu vyplývá, že traktory klasické koncepce (tzn. univerzální traktory s pohonem zadních kol) jednoznačně převládají ve všech třídách zemědělských traktorů. Všichni velcí výrobci a i mnoho poměrně malých a málo významných značek nabízí úplnou řadu těchto traktorů, pokrývajících pokud možno rozsah výkonů od cca 20 do 60 až 80 k, přičemž je jasná tendence stálého zvyšování horní hranice. V současné době sice ještě zůstává těžiště ve výkonových třídách 30 až 45 k, ale stále více se začínají prosazovat traktory ve třídě 45 až 55, popř. až 60 k. Traktory ve třídě 20 až 30 k sice ztratily hodně na svém významu, přesto však u všech důležitých výrobců vhodně doplňují nabízený sortiment. Všichni hlavní výrobci, především američtí, pokládají za nutné vyrábět traktor v nejvyšší třídě, do které lze v současné době počítat traktory o výkonu cca 70 k a více. Mezinárodní koncerny nabízejí v této třídě zpravidla traktory vyráběné v USA, kde traktorů této kategorie se již delší dobu celkem běžně používá. Překvapilo proto, že traktory vysoké výkonové třídy nabízejí již i evropští výrobci a jde většinou o nové typy, předvedené poprvé právě na letošním pařížském agrosalonu.

Mezi americké traktory nejvyšší výko-



4. Velmi dobře řešená sedačka Fritzmeier „S 2000“



5. Pohodlné provedení sedačky západo-německého traktoru Schlüter

nové třídy, vystavené na letošním pařížském agrosalonu, patří tyto:

Ford 6000, výkon 73 k, šestiválec, váha 3060 kg;

Massey Ferguson Super 90, výkon 72 k, čtyřválec, váha 2600 kg;

John Deere Lanz 4020, výkon 98 k, šestiválec, váha 3750 kg;

Case 830, výkon 85 k, čtyřválec, váha cca 4500 kg;

International Harvester B-614, výkon 62,5 k, čtyřválec, váha 2928 kg;

Allis Chalmers D-17, výkon 60 k, šestiválec, váha 2570 kg.

Z evropských traktorů vysoké výkonné třídy byly na agrosalonu vystaveny tyto typy:

Someca SOM 612, výkon 65 k, čtyřválec, váha 2915 kg;

Same 480, výkon 82 k, čtyřválec, váha 2700 kg;

Hanomag Robust 800, výkon 80 k, čtyřválec, váha nebyla udána;

Steyr 280a, výkon 74 k, čtyřválec, váha 3100 kg;

Eicher EM-600, výkon 66 k, čtyřválec, váha 2500 kg.

Konstrukční řešení vystavovaných traktorů

Obdobně jako zůstává bez zásadních změn celková koncepce traktorů, tak ani v řešení jejich jednotlivých konstrukčních skupin se na letošním pařížském agrosalonu neobjevila žádná převratně nová řešení.

Motory, přední a zadní nápravy, řízení a další skupiny byly na vystavovaných traktorech většinou obvyklého provedení. Neobjevila se ani nová řešení převodovek, i když právě v tomto bodě lze nejpravděpodobněji očekávat v blízké budoucnosti zajímavé novinky.

Vystavovány byly vesměs mechanické převodovky většinou běžného předlohového typu. Výjimku tvořil jedině traktor Ford 6000, vybavený desetistupňovou planetovou převodovkou, řazenou v celém rozsahu pod zatížením. U několika značek se vyskytovaly násobiče momentu. Nejvíce propagovaný a pravděpodobně i nejdokonalejší byl Multi-Power Massey Ferguson. Someca uváděla na svém typu SOM 612 násobič Ampli-couple 64. Někteří další výrobci vybavují převodovky alespoň synchronizací některých převodů nebo provádějí jiné úpravy pro ulehčení řazení mezi některými stupni (např. traktor John Deere 4020, Renault 385, některé typy traktorů International Harvester aj.).

Značná pozornost je v poslední době ve světě věnována pohodlí řidiče, což se hlavně projevuje větší pozorností věno-

vanou konstrukci sedačky řidiče. Všeobecně se prosazují sedačky s rovnoběžným pohybem při pružení. Jako pružící element je dost často používán kaučuk. Za jedno z nejdokonalejších a přitom velmi jednoduchých, levných a lehkých řešení možno považovat sedačku značky Fritzmeier [západoněmecký výrobce z Mnichova, který má pobočný závod ve Francii (obr. 4)]. Tato sedačka váží jen 8,5 kg a dodává je např. i Massey Ferguson jako zvláštní vybavení pro některé své modely traktorů.

Velmi pohodlných, ale poněkud dražších a rozměrnějších sedaček (obr. 5) se používá na traktorech vyšších tříd (např. John Deere 4020, Ford 6000, Massey Ferguson Super 90 vybavený sedačkou Float-O-Matic Ride atd.).

Naopak je ale v kapitalistických státech věnována dosud dosti malá pozornost ochraně řidiče před povětrnostními vlivy. Výrobci traktorů zásadně nekonstruují traktor s ohledem na jeho vybavení kabinou a také nikdy pro své traktory kabiny nevyrábějí. Kabiny pro různé traktory jsou dodávány menšími specializovanými výrobci. Protože při konstrukci traktoru nebyl brán ohled na montáž kabiny, je tato adaptace většinou dosti problematická a kabina netvoří s traktorem nikdy organický celek. Také výtvarné řešení kabin je většinou dosti špatné.

Závěr

Nejdůležitějším poznatkem z letošního pařížského agrosalonu bylo zjištění, že světový vývoj traktorů je a pravděpodobně ještě dlouho bude orientován hlavně na další propracování a zdokonalování univerzálních traktorů s pohonem na zadní kola, a to bez zásadních změn jejich celkové koncepce, o které je možno dnes již hovořit jako o klasické koncepci zemědělského traktoru. Zvláště největší a hlavní výrobci se zásadně nepouštějí do konstrukčních experimentů; raději soustřeďují svoji pozornost na propracování jednotlivých konstrukčních skupin traktorů především z hlediska jejich spolehlivosti, životnosti, jednoduchosti obsluhy i údržby a také z hlediska výrobní technologie. Velká pozornost je věnována také konstrukčnímu sladění všech skupin traktoru tak, aby výsled-

kem byl harmonický celek. Je kladen stále větší důraz na povrchovou úpravu, vzhled a vybavení traktorů. Další důležitou skutečností je stále zvyšování výkonů traktorů, ale bez podstatného zvyšování jejich váhy, což znamená stále snižování měrných vah traktorů. To ovšem úzce souvisí s přechodem na vyšší pracovní rychlosti zemědělského nářadí a strojů a na zvýšený odběr výkonu přes vývodový hřídel, hydrostaticky nebo jiným způsobem.

Na letošním pařížském agrosalonu se znovu potvrdilo, že obchodně nejúspěšnější jsou ti výrobci, kteří jsou schopni nabídnout úplnou řadu traktorů o výkonech od 20 až 30 k do cca 60 až 70 k, přičemž tato horní hranice se bude pravděpodobně ještě dále zvyšovat.

Došlo dne 12. 5. 1964.

SLOVNÍČEK ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY

Technologie pěstování a sklizně cukrovky

**Secí stroj cukrovky
s přihnojovacím zařízením**

сеялка свекловичная с туковысеваю-
щим оборудованием
Rüben drill und Reihendüngergerät
unit drill with fertilizer attachment
élément semeur combiné avec
fertiliseur

Přesný secí stroj

пунктирная сеялка
Einzelkorndrillgerät
spacing drill units
élément semeur monograin

Plečka s ochranným kotoučem

культиватор с защитными дисками
Rübenhacke mit Schutzrollen
beet hoe with protecting disc
bineuse à betteraves avec socs
protégés

**Plečka s šíповou univerzální
radličkou**

культиватор с лапой универсальной
Hacke mit Winkelschare
beet hoe with angle blades
bineuse avec lames d'angles

**Plečka s šíповou radličkou
oboustrannou**

культиватор с лапой стрельчатой
Hacke mit Gänsefußscharen
beet hoe with duckfoot blades
bineuse avec lames patte d'oie

Rotační prosekávač

ротационный прорыватель
Sternrad-Rübenlichter
rotary beet thinner
pré-démariuse à étoile bineuse

Kyvadlový prosekávač

прорыватель с колеблющим органом
Pendel-Rübenlichter
pendulum beet thinner
pré-démariuse à couteau oscillant

Ořezávač chrástu

ботвоуборочная машина
Rübenköpfschlitten
beet topper
décolleteuse de betteraves

**Nesený ořezávač chrástu
(3řádkový)**

ботвоуборочная машина навесная
Anbau-Rübenkörper (3-reihig)
tractor-mounted beet hopper (3 row)
décolleteuse de betteraves portée
(3 ranges)

Vyorávač řepy s plužním tělesem	свеклоподъемник Rübenrodepflug beet plough charrue souleveuse de betteraves
Nesený vyorávač řepy	свеклоподъемник навесной Anbau-Rübenroder tractor-mounted beet lifter souleveuse des betteraves portée
Vyorávač řepy s řízením	свеклоподъемник с управлением Rübenheber mit Steuerung steered beet lifter arracheuse de betteraves commandée
Skřížeč řepy s příčným ukládáním bulev	свеклоуборочный комбайн с поперечной укладкой корней Rübenvollernter Querschwadablage windrowing complet beet harvester arracheuse chargeuse à deversoir lateral
Skřížeč cukrovky	свеклоуборочный комбайн Rübenvollernter complet beet harvester arracheuse chargeuse
Skřížeč cukrovky s čelním dopravníkem	свеклоуборочный комбайн с фронтальным транспортером Rübenvollernter mit Frontelevator beet harvester, forward delivery arracheuse chargeuse à élévateur en avant
Nesený zásobník na cukrovku	навесной бункер на свеклу Aufbaubunker für Rübenernter tractor-mounted overhead beet hopper benne montée sur tracteur pour betteraves
Zásobník na řepu s bočním vyklápěním	бункер на сах. свеклу, опрокидывающийся на сторону Umlade-Bunkerkipper side-tipping beet loading hopper benne transbordante
Vysokozdvíhový sklápěcí přívěs	высокоподъемная тележка-самосвал Umlade-Hochkipper high-level delivery tipping trailer remorque à benne basculante transbordante
Nakládač řepy	погрузчик-подборщик сах. свеклы Rübensammellader beet pick-up loader ramasseur-chargeur de betteraves
Skřízečí ořezávač chrástu	ботвоуборочная машина Rübenkopf-Sammler beet top harvester décolleteuse chargeuse de betteraves

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozборы a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází jako měsíčník. Celoroční předplatné 120 Kčs. Redakce: Praha 2, Mánesova 75, telefon 27 45 51-8. 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 nebo doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, odd. vývoz tisku, Jindřišská 14, Praha 1. Vytiskl Mír, novinářské závody, n. p., závod 2, provozovna 22, Legerova 22, Praha 2. A-10*41442

Z E M Ě D Ě L S K Á T E C H N I K A č. 8 / 1964

otiskuje tyto práce a příspěvky:

Z. Souček: *Experimentálně zjištěné výsledky výzkumu charakteru namáhání zemědělských strojů.*

Práce, která je syntézou dlouholetého experimentálního výzkumu na úseku namáhání a dimenzování zemědělských strojů, uvádí důležité a významné závěry, které podstatně přispívají k správnému a spolehlivému dimenzování součástí zemědělských strojů za účelem snížení jejich váhy a prodloužení jejich životnosti. S ohledem na mimořádně důležitý význam stane se práce velmi dobrou pomůckou zejména pro vyspělejší konstruktérské kádry.

Z Příhoda: *Orební tělesa pro práci při zvýšených rychlostech.*

Příspěvek uvádí způsob řešení orebních těles pro práci při zvýšených rychlostech, jakož i dosažené výsledky. Jsou uvedeny stručné teoretické zásady, uplatněné při konstrukci rychloorebních těles. Jde hlavně o zmenšení tažného odporu těles zmenšením rychlosti zvedání a překlápění skývy při doržení všech agrotechnických požadavků.

Dosažené výsledky jsou v závěru ekonomicky zhodnoceny.

J. Procházka: *Silové poměry a energetické nároky vyorávacích orgánů sklízeců řepy.*

Práce uvádí nejdůležitější získané poznatky o vlivu hlavních konstrukčních a provozních parametrů vyorávacích orgánů sklízeců řepy (např. typ a konkrétní konstrukční provedení, pracovní hloubka, nastavení sklonu, pojezdová rychlost, rychlost otáčení u poháněných rotačních těles, kvalita půdy a klimatické poměry) na velikost výsledného odporu a polohu i směr jeho vektoru vzhledem k pracovnímu orgánu.

F. Jankovský, I. Lanča, J. Veselý: *Zhodnocení práce vyorávacích těles sklízeců řepy.*

Příspěvek kvalitativně hodnotí jakost práce různých typů vyorávacích těles sklízeců cukrovky při polné laboratorních zkouškách.

J. Dovrtěl: *Traktory na letošním pařížském agrosalonu.*

Na základě uváděného přehledu traktorů hlavních světových značek vyvozuje autor současné směry dalšího vývoje traktorů.