

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 30 (LVII)

PRAHA

ŘÍJEN 1984

CENA 10 Kčs

CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1984

■

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

■

Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově

Toto číslo časopisu Zemědělská technika je věnováno článkům pracovníků Agrozetu, k. výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze — Chodově. Zařazené články, které pochopitelně nemohou obsáhnout celou problematiku úkolů řešených v ústavu, dávají čtenářům alespoň možnost nahlédnout do problematiky základního i aplikovaného výzkumu.

V práci ing. Z. Součka, CSc., „Torzní vibrace v pohonu rotačních žacích strojů“ je uvedeno teoretické řešení a experimentální ověření a rozbor možných příčin vzniku a skutečné úrovně torzních vibrací nových typů diskových žacích strojů. Torzní vibrace jsou zkoumány ve snaze snížit intenzitu kmitání kroutičního momentu zatěžujícího hnací prvky uvedených strojů.

Vypracované teoretické a experimentální metody je možné doporučit jako významný nástroj použitelný při vývoji nových typů zemědělských strojů. Na příkladu rotačních žacích strojů je ukázáno, že kontrola torzních vibrací je i u značně členitých pohonů zemědělských strojů možná, ukázaným postupem dostatečně přesná a také účelná, neboť vede ke zvýšení spolehlivosti hnacích prvků.

Práce ing. L. Trnky, CSc., „Možnosti zlepšení podtlakových poměrů u potrubních strojů DZ-100“ podává přehled experimentálních prací provedených na rekonstruovaném dojicím zařízení DZ-100 pro vazné stáje z hlediska stability a kolísání podtlaku. Uvádí výsledky měření, z nichž vyplývá, které konstrukční úpravy jsou optimální.

Ing. L. Rásocha se ve své práci „Třídění brambor podle jejich agrofyzikálních vlastností“ zabývá problematikou třídění brambor vzhledem k jejich agrofyzikálním vlastnostem.

Poznatků získaných teoretickým rozbohem i praktickým měřením lze perspektivně využít při zpracování norem pro hodnocení brambor a zkoušení strojů.

Práce ing. J. Kupra, CSc., „Hodnocení energetické náročnosti zemědělských strojů“ se zabývá stanovením energetické bilance samojízdné soupravy, kterou tvoří základní energetická jednotka s pracovními

adaptéry. Pomocí kvantitativních ukazatelů energetické náročnosti jsou hodnocena různá řešení souprav pro sklizňové práce v rostlinné výrobě a vhodnost jejich pracovního použití.

Článek ing. M. Eberla a ing. P. Müllera „Metoda konečných prvků ve výpočtech pevnosti zemědělských strojů“ pojednává o použití metody konečných prvků pro výpočet rovinné napjatosti v silově zatěžovaných rovinných i zakřivených plošných konstrukcích. Obsahuje stručný popis souboru programů pro minipočítač NOVA 820, používaný v oddělení základního výzkumu Agrozet, k. VÚZS. Uvedený příklad ilustruje jednu z možností použití metody konečných prvků ve výpočtářské praxi zemědělského strojírenství.

V rubrice seznamuje ing. D. Hutla čtenáře s tendencemi vývoje a s navídkami v oblasti zemědělského strojírenství a traktorů z Agrosalonu SIMA 84 v Paříži.

*Ing. Dušan Hutla
Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha-Chodov*

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Torzní vibrace v pohonu rotačních žacích strojů*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 579—592. ||

Je uvedeno teoretické řešení a experimentální ověření a rozbor možných příčin vzniku a skutečné úrovně torzních vibrací nových typů diskových žacích strojů SP2-200 a SP9-061. Důvodem pro zkoumání torzních vibrací byla snaha snížit intenzitu kmitání krouticího momentu zatěžujícího hnací prvky uvedených strojů. Nejprve je ukázána metoda teoretického řešení a je vysvětlen praktický postup při použití počítače (v době návrhu prototypu). Dále jsou uvedeny závěry plynoucí z teoretického řešení konkrétního případu (SP9-061). Tyto závěry jsou porovnány s podklady experimentálně získanými z dodatečných měření na hotových prototypu. Zjistili jsme vyhovující shodu obou postupů, které se dobře doplňují. Vypracované teoretické a experimentální metody je možné doporučit jako významný nástroj, použitelný při vývoji nových typů zemědělských strojů. Na příkladu rotačních žacích strojů je ukázáno, že kontrola torzních vibrací je možná i u značně členitých pohonů zemědělských strojů, ukázaným postupem je dostatečně přesná a také účelná, neboť vede ke zvýšení spolehlivosti hnacích prvků.

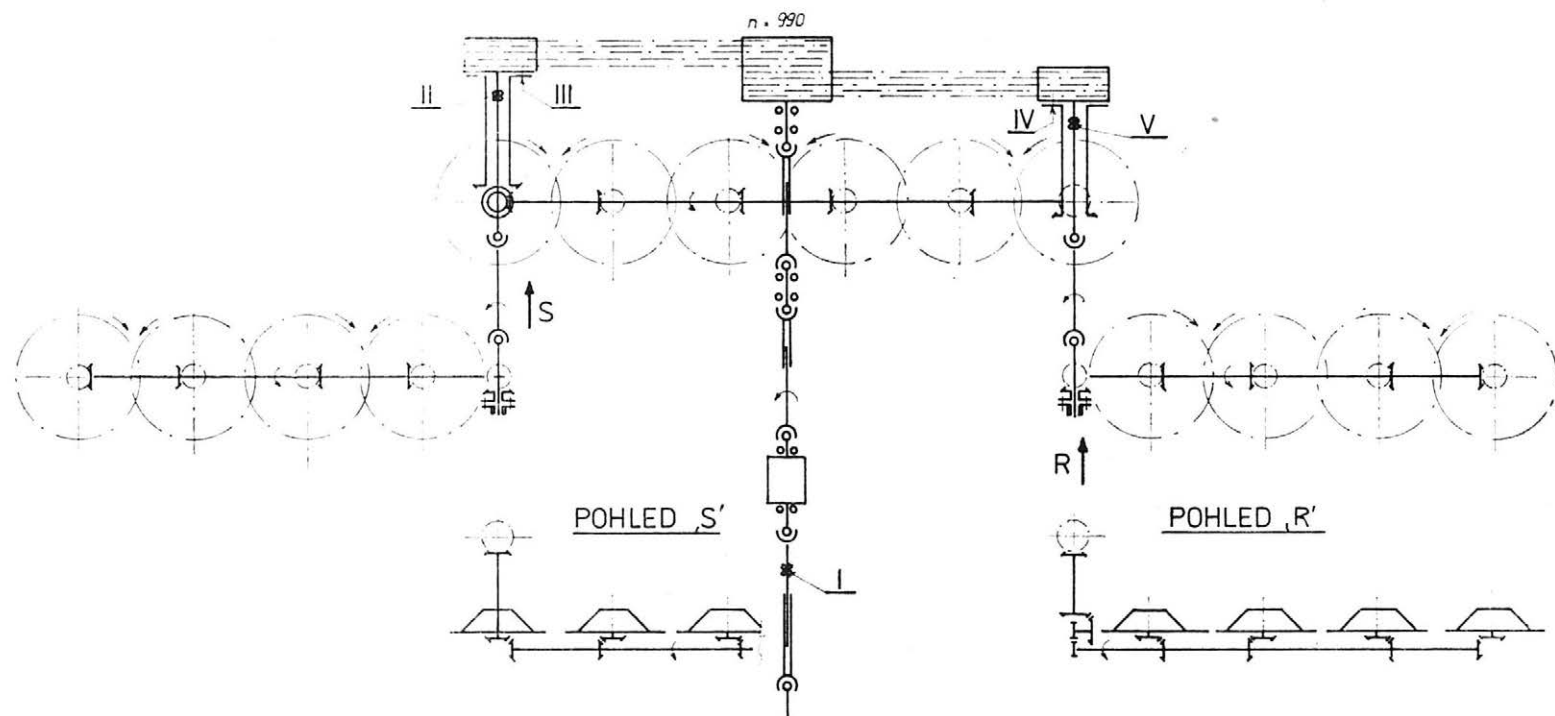
modelování pomocí počítačů; dynamika zemědělských strojů

Teoretický rozbor možných příčin vzniku torzních vibrací v pohonu rotačních diskových žacích strojů byl vypracován v době návrhu těchto strojů (před výrobou prvních prototypů). Později byly zpracovány experimentální podklady zjištěné na vyrobených prototypu těchto nově vyvíjených strojů. Práce se týkala pohonu širokozáběrového rotačního diskového žacího stroje SP2-200 se záběrem 5,4 m k MT6-011 a traktorového vřadu neseného diskového žacího stroje SP9-061 se záběrem 2,4 m.

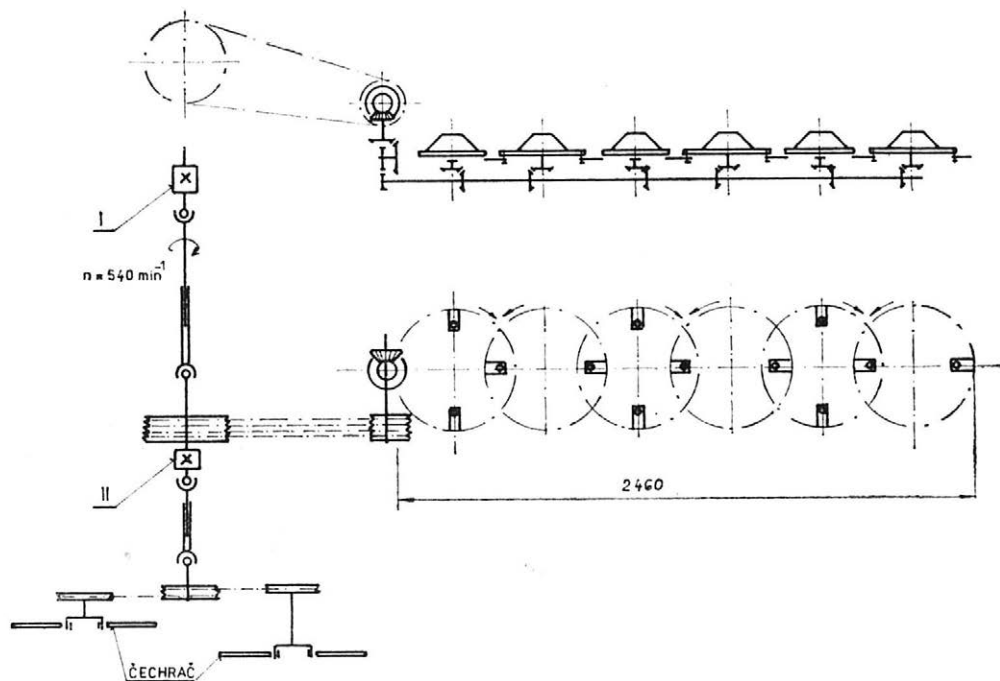
Význam kontroly torzních vibrací spočívá v tom, že usměrňuje řešení pohonu. Tím otvírá možnosti, jak jej zlepšit, neboť torzní vibrace ovlivňují únavovou životnost převodových součástí — zvláště ozubených kol, hřídelů a ložisek — a tím i celkovou spolehlivost stroje. Významně ovlivňují také celkovou hlučnost žacích strojů (Harris a Crede, 1961; Grandall a Mark, 1963). Práce rovněž slouží jako vzorový názorný příklad použití metod zjišťování vlastních frekvencí a tvarů kmitů pro případy zemědělských strojů s větším počtem stupňů volnosti a frekvenční analýzy experimentálních podkladů (použitím výkonových spektrálních hustot).

TECHNICKÁ SPECIFIKACE ŘEŠENÍ

Pro výpočet vlastních frekvencí a tvarů vlastních kmitů se vyšlo z modelu torzně kmitající soustavy předpokládající diskrétní rozdělení hmot a tuhostí. Řešené modely se tedy skládají z kotoučů se známými, většinou početně zjištěnými momenty setrvačnosti. Kotouče jsou spojeny nehmotnými hřídeli se známou hodnotou torzní tuhosti, většinou zjištěnou výpočtem, výjimečně také experimentem (u klínových řemenů a kloubových hřídelů).



1. Schéma převodů a měřených míst na žacím stroji SP2-200 — Diagram of transmissions and places of measurement in the SP2-200 rotary mower



2. Schéma převodů na žací stroji SP9-061 s čechračem a umístění dynamometrů pro snímání krouticích momentů — Diagram of transmissions in the SP9-061 rotary mower with tedder and placement of dynamometers measuring the torques

Uvedený postup zjednodušení je oprávněný, neboť nejvýraznějšími hmotnými prvky jsou řemenice a žací talíře (disky), které dobře odpovídají předpokladu o soustředěném rozdělení hmotností. U dílčích prvků byla jejich hmotnost výjimečně korigována o část hmotnosti navazujících hřídelů nebo o hmotnost blízkých prvků (např. moment setrvačnosti žacích disků byl zvýšen o momenty setrvačnosti ozubených kol v převodu disků). Pro výpočet vlastních frekvencí se vyšlo z matematické formulace pro volné kmitání lineární soustavy bez tlumení a bez vůlí. Při ustáleném způsobu zatížení při práci, ale většinou i při běhu naprázdno, jsou vůle v pohonu vymezeny, a proto je uvedený předpoklad rovněž oprávněný.

Na obr. 1 a 2 jsou schemata převodů modelovaných případů. Závažným pružným prvkem v převodech SP2-200 a SP9-061 je šestihřanný průběžný hřídel ve skříní pohonu disků. Tuhosti jeho příslušných částí mezi jednotlivými disky o délce l byly počítány ze vzorce:

$$c = GI_p/l$$

kde: $I_p = 0,115 s^4$ (s je „otvor klíče“ šestihranu, tj. v daném případě 19 mm)

Pro klínové řemeny byla předpokládána lineární charakteristika a náhradní torzní tuhost vyšla z výsledků cejchování tří a šesti řemenů. Byla počítána torzní tuhost c Nm/rad ze vzorce:

$$c = \frac{9,806 \cdot k \cdot n \cdot r^2}{l \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{b}{16,3} \right)^2$$

kde: k — konstanta závislá na počtu řemenů (pro šest řemenů SPB je 25,50, pro tři řemeny 29,83, pro jiný počet řemenů je možno k zjistit lineární interpolací, popř. extrapolací)

n — počet řemenů

r — roztečný poloměr řemenice [mm]

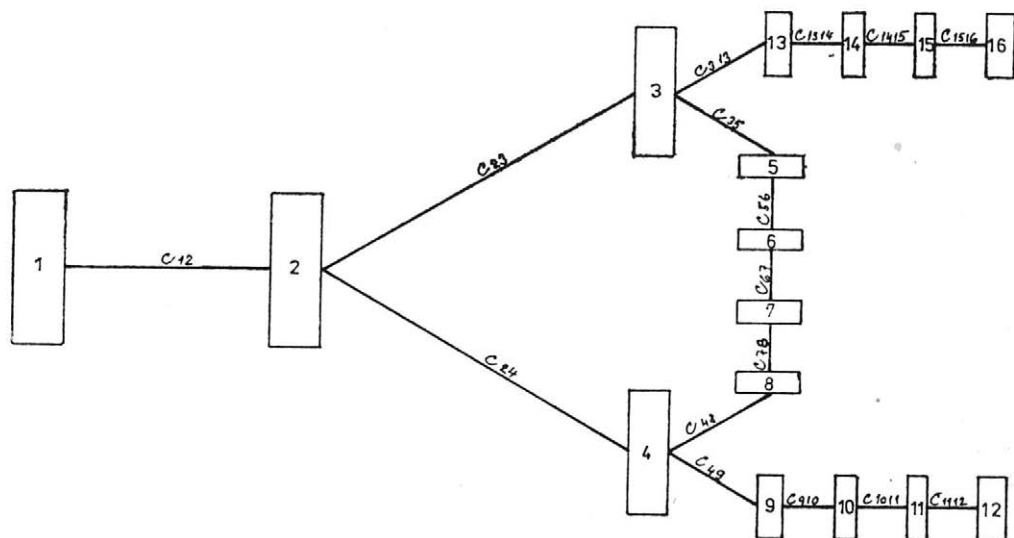
l — délka řemenů [m]

b — šířka řemenů SPB [mm]

K zjištění tuhosti kloubových hřídelů se vyšlo z měření úhlu zkroucení v závislosti na M_k pro dvě různé délky hřídele KLE-44 a z výsledků zjištěných při statické pevnostní zkoušce hřídelů KLN 16, KL 63, KLK 50 a dvou hřídelů Walterscheid.

Momenty setrvačnosti motoru M 634 (pro MT6-011 a SP2-200) a traktorového motoru byly zjištěny výpočtem z měření krouticího momentu a úhlového zrychlení, který k jinému účelu provedli pracovníci opraven zemědělských strojů. Pro traktorový motor se vyšlo z měření na motoru Z-80 (Crystal). Pro motor Z-7045, který by byl vhodnější, nebyla měření udělána. Výpočtem však bylo dokázáno, že velikost momentu setrvačnosti motoru může být udávána s menší přesností.

Moment setrvačnosti M 634 činí 4,15 kg m² (vůči spojkovému hřídeli s otáčkami 1800) a Z-80 1,61 kg m² (vůči spojkovému hřídeli s otáčkami 2200).



3. Náhradní schéma modelu pohonu žacího stroje SP2-200 — Substitute diagram of the model of the driving mechanism of the SP2-200 rotary mower

MATEMATICKÁ FORMULACE

Pro žací stroj SP2-200 k MT6-011 se záběrem 5,4 m je na obr. 1 a 3 uvedeno skutečné a náhradní schéma pohonu.

Momenty setrvačnosti uvedené v obr. 3 zahrnují tyto prvky:

- I_1 — motor MT6-011
- I_2 — střední řemenici a část kardanu
- I_3 — levou řemenici, čtyři kuželová kola, levý krajní talíř s kloboukem čelní lišty (včetně spojovacích hřídelů a hnacích přírub talíře)
- I_4 — jako I_3 , ale prvky pravé strany čelní lišty
- $I_{5, 6, 7, 8}$ — vnitřní talíř čelní sekce, včetně kuželových kol převodu disku
- I_9 — první talíř pravé boční jednotky, klobouk talíře, šest ozubených kol a spojovací hřídele vstupní převodovky
- $I_{10, 11}$ — vnitřní talíř pravé boční sekce (jako $I_{5, 6, 7, 8}$)
- I_{12} — krajní vnější talíř (s kloboukem) pravé boční sekce
- I_{13} — jako I_9 , ale pro levou boční sekci
- $I_{14, 15}$ — vnitřní talíř levé boční sekce (jako $I_{10, 11}$)
- I_{16} — krajní vnější talíř (s kloboukem) levé boční sekce (jako I_{12})

Tuhosti uvedené v obr. 3 zahrnují prvky:

- c_{12} — dva kloubové hřídele KLE-44, jeden kloubový hřídel pohonu vývodového hřídele, předlokový hřídel čelní sekce
- c_{23}, c_{24} — řemenový převod po pěti klínových řemenech SPB
- c_{35} — šestihranný hřídel
- c_{56} — šestihranný hřídel
- c_{67} — šestihranný hřídel (jako c_{35})
- c_{38} — šestihranný hřídel (jako c_{56})
- c_{48} — šestihranný hřídel (jako c_{35})
- c_{49} — kloubový hřídel mezi čelní a pravou boční sekci, hřídel mezi kloubovým hřídelem a levou řemenicí, hřídel mezi kloubovým hřídelem a svislým hřídelem vstupní převodovky pravé boční sekce, svislý hřídel převodovky pravé boční sekce, šestihranný hřídel mezi čelním převodem a prvním talířem pravé boční sekce
- c_{910} — šestihranný hřídel
- c_{1011} — šestihranný hřídel
- c_{1112} — šestihranný hřídel (jako c_{910})
- c_{313} — obdoba c_{49} , ale pro levou stranu, kde jsou menší konstrukční odchylky
- c_{1314} — šestihranný hřídel (jako c_{910})
- c_{1415} — šestihranný hřídel (jako c_{1011})
- c_{1516} — šestihranný hřídel (jako c_{310})

Pro model uvedený na obr. 3 platí soustava rovnic rovnováhy (1) (x_i je úhlové pootočení i -tého kotouče), uvedená jako příklad matematické formulace pro velmi členitý pohon zemědělského stroje.

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{x}_1 &= c_{12} (x_2 - x_1) \\
 I_2 \ddot{x}_2 &= c_{23} (x_3 - x_2) + c_{24} (x_4 - x_2) - c_{12} (x_2 - x_1) \\
 I_3 \ddot{x}_3 &= c_{313} (x_{13} - x_3) + c_{35} (x_5 - x_3) - c_{23} (x_3 - x_2) \\
 I_4 \ddot{x}_4 &= c_{48} (x_8 - x_4) + c_{49} (x_9 - x_4) - c_{24} (x_4 - x_2) \\
 I_5 \ddot{x}_5 &= c_{56} (x_6 - x_5) - c_{35} (x_5 - x_3) \\
 I_6 \ddot{x}_6 &= c_{67} (x_7 - x_6) - c_{56} (x_6 - x_5) \\
 I_7 \ddot{x}_7 &= c_{78} (x_8 - x_7) - c_{67} (x_7 - x_6) \\
 I_8 \ddot{x}_8 &= -c_{48} (x_8 - x_4) - c_{78} (x_8 - x_7) \\
 I_9 \ddot{x}_9 &= c_{910} (x_{10} - x_9) - c_{49} (x_9 - x_4) \\
 I_{10} \ddot{x}_{10} &= c_{1011} (x_{11} - x_{10}) - c_{910} (x_{10} - x_9) \\
 I_{11} \ddot{x}_{11} &= c_{1112} (x_{12} - x_{11}) - c_{1011} (x_{11} - x_{10}) \\
 I_{12} \ddot{x}_{12} &= -c_{1112} (x_{12} - x_{11}) \\
 I_{13} \ddot{x}_{13} &= c_{1314} (x_{14} - x_{13}) - c_{313} (x_{13} - x_3) \\
 I_{14} \ddot{x}_{14} &= c_{1415} (x_{15} - x_{14}) - c_{1314} (x_{14} - x_{13}) \\
 I_{15} \ddot{x}_{15} &= c_{1516} (x_{16} - x_{15}) - c_{1415} (x_{15} - x_{14}) \\
 I_{16} \ddot{x}_{16} &= -c_{1516} (x_{16} - x_{15})
 \end{aligned} \tag{1}$$

Soustavu diferenciálních rovnic (1) můžeme zapsat v maticovém tvaru

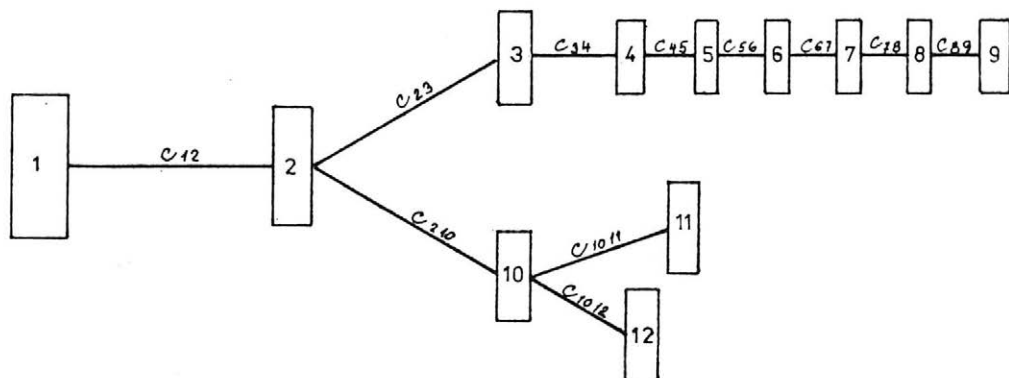
$$M \cdot \ddot{x} + K \cdot x = 0 \tag{2}$$

kde: x — vektor se složkami $x_1, x_2, \dots, x_{16}$

M — diagonální matice, která má na diagonále $I_1, I_2, \dots, I_{16}$

K — souměrná matice, jejíž prvky se vypočítají z jednotlivých tuhostí

Pro žací stroj SP9-061 (traktorový s čechračem) se záběrem 2,4 m je na obr. 2 a 4 uvedeno skutečné a náhradní schéma pohonu.



4. Náhradní schéma modelu pohonu žacího stroje SP9-061 — Substitute diagram of the model of the driving mechanism of the SP9-061 rotary mower

Momenty setrvačnosti uvedené v obr. 4 zahrnují

- I_1 — motor traktoru
- I_2 — velkou řemenici a část kardanu
- I_3 — malou řemenici, šest ozubených kol a spojovací hřídele vstupní převodovky
- I_4 — krajní šroubový talíř s vysokým kloboukem
- $I_{5, 6, 7, 8}$ — vnitřní šroubové talíře
- I_9 — krajní vnější šroubový talíř s vysokým kloboukem (jako I_4)
- I_{10} — střední řemenice čechrače
- $I_{11, 12}$ — rotor čechrače (vodorovná osa rotace) včetně řemenice

Tuhosti uvedené v obr. 4 zahrnují

- c_{12} — kardan KLK-63
- c_{23} — čtyři klínové řemeny SPB (šířka 16,3 mm)
- c_{34} — šestihřanný hřídel
- c_{45} — šestihřanný hřídel
- c_{56} — šestihřanný hřídel (jako c_{34})
- c_{67} — šestihřanný hřídel (jako c_{45})
- c_{78} — šestihřanný hřídel (jako c_{34})
- c_{89} — šestihřanný hřídel (jako c_{45})
- c_{210} — kardan KLK-16, předlokový hřídel
- c_{1011} — dva klínové řemeny (šířka 12,7 mm), hřídel
- c_{1012} — dva klínové řemeny (šířka 12,7 mm), hřídel

Pro model uvedený na obr. 4 platí soustava rovnic rovnováhy (3)

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{x}_1 &= c_{12} (x_2 - x_1) \\
 I_2 \ddot{x}_2 &= c_{23} (x_3 - x_2) + c_{210} (x_{10} - x_2) - c_{12} (x_2 - x_1) \\
 I_3 \ddot{x}_3 &= c_{34} (x_4 - x_3) - c_{23} (x_3 - x_2) \\
 I_4 \ddot{x}_4 &= c_{45} (x_5 - x_4) - c_{34} (x_4 - x_3) \\
 I_5 \ddot{x}_5 &= c_{56} (x_6 - x_5) - c_{45} (x_5 - x_4) \\
 I_6 \ddot{x}_6 &= c_{67} (x_7 - x_6) - c_{56} (x_6 - x_5) \\
 I_7 \ddot{x}_7 &= c_{78} (x_8 - x_7) - c_{67} (x_7 - x_6) \\
 I_8 \ddot{x}_8 &= c_{89} (x_9 - x_8) - c_{78} (x_8 - x_7) \\
 I_9 \ddot{x}_9 &= -c_{89} (x_9 - x_8) \\
 I_{10} \ddot{x}_{10} &= c_{1011} (x_{11} - x_{10}) + c_{1012} (x_{12} - x_{10}) - c_{210} (x_{10} - x_2) \\
 I_{11} \ddot{x}_{11} &= -c_{1011} (x_{11} - x_{10}) \\
 I_{12} \ddot{x}_{12} &= -c_{1012} (x_{12} - x_{10})
 \end{aligned} \tag{3}$$

Po úpravě dostaneme

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{x}_1 + c_{12}(x_1 - x_2) &= 0 \\
 I_2 \ddot{x}_2 + c_{23}(x_2 - x_3) + c_{210}(x_2 - x_{10}) + c_{12}(x_2 - x_1) &= 0 \\
 I_3 \ddot{x}_3 + c_{34}(x_3 - x_4) + c_{23}(x_3 - x_2) &= 0 \\
 I_4 \ddot{x}_4 + c_{45}(x_4 - x_5) + c_{34}(x_4 - x_3) &= 0 \\
 I_5 \ddot{x}_5 + c_{56}(x_5 - x_6) + c_{45}(x_5 - x_4) &= 0 \\
 I_6 \ddot{x}_6 + c_{67}(x_6 - x_7) + c_{56}(x_6 - x_5) &= 0 \\
 I_7 \ddot{x}_7 + c_{78}(x_7 - x_8) + c_{67}(x_7 - x_6) &= 0 \\
 I_8 \ddot{x}_8 + c_{89}(x_8 - x_9) + c_{78}(x_8 - x_7) &= 0 \\
 I_9 \ddot{x}_9 + c_{89}(x_9 - x_8) &= 0 \\
 I_{10} \ddot{x}_{10} + c_{1011}(x_{10} - x_{11}) + c_{1012}(x_{10} - x_{12}) + c_{210}(x_{10} - x_2) &= 0 \\
 I_{11} \ddot{x}_{11} + c_{1011}(x_{11} - x_{10}) &= 0 \\
 I_{12} \ddot{x}_{12} + c_{1012}(x_{12} - x_{10}) &= 0
 \end{aligned} \tag{4}$$

Po přepsání do maticového tvaru (jako rov. 2) dostaneme matici K , jejíž prvky se vypočítají z jednotlivých tuhostí.

ŘEŠENÍ NA POČÍTAČI A ZÍSKANÉ VÝSLEDKY

Cílem je výpočet vlastních frekvencí a velikost amplitud (resp. jejich poměrů) jednotlivých kotoučů (základní tvary kmitání).

Známe-li matici hmotnosti M a matici tuhosti K (rov. 2), pak vlastní čísla λ matice

$$A = M^{-1} \cdot K \tag{5}$$

určují vlastní úhlové frekvence ($\omega^2 = \lambda$). Počet vlastních frekvencí odpovídá počtu stupňů volnosti soustavy a ke každé vlastní frekvenci určujeme stejný počet složek vlastních vektorů (x_i), které udávají amplitudy (resp. jejich poměr) základních tvarů torzního kmitání jednotlivých kotoučů. Amplitudy kmitání, zjištěné pro sestavené modely (reduované na zvolené otáčky), je třeba přepočítat v poměru otáček (skutečných k otáčkám základního prvku), chceme-li získat názor o poměrech skutečných torzních vibrací v různých částech stroje.

Program pro výpočet vlastních čísel a vlastních vektorů matice A (rov. 5), navazující na výpočet M a K , byl vypracován v OZV-k. VÚZS. Byl vypracován i program pro grafické znázornění amplitud kmitání jednotlivých kotoučů vždy pro všechny tvary vlastních kmitů. Základem je program vypracovaný v OZV pro výpočet vlastních čísel souměrných matic. Matici A je tedy třeba vždy nejprve převést na symetrickou matici transformací, kterou uvádějí Harris a Crede (1961):

$$\bar{A} = M^{-1/2} \cdot K \cdot M^{1/2} \tag{6}$$

Spektrální matice této matice transformované je shodná s maticí původní. Po transformaci je vypočtena modální matice (čtvercová matice, jejíž sloupce určují složky vlastního vektoru) $\bar{V} = M^{1/2} \cdot V$, takže původní modální matici V získáme řešením

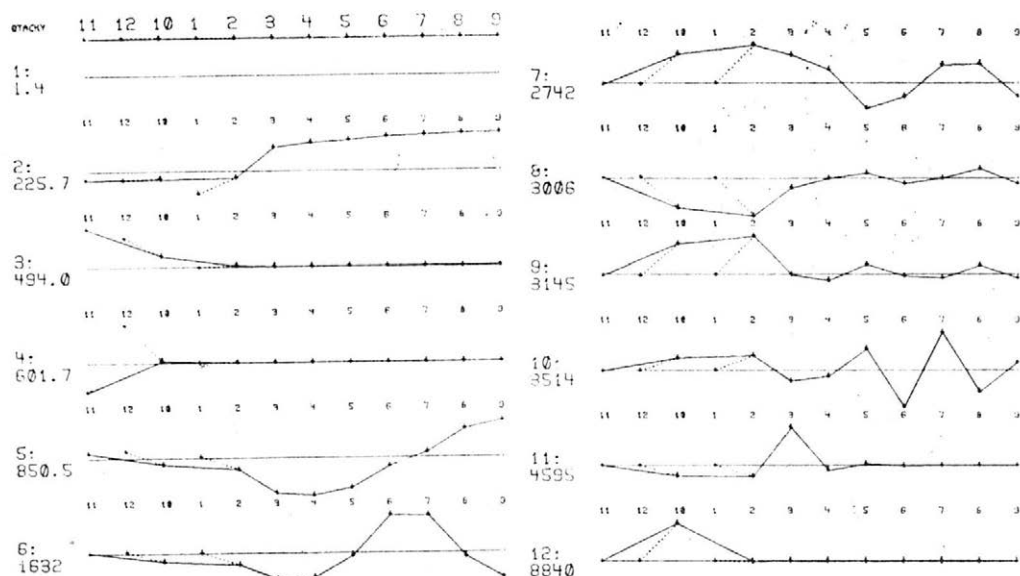
$$V = M^{-1/2} \cdot \bar{V} \tag{7}$$

V souvislosti s postupným zpřesňováním vstupních hodnot tuhostí a momentů setrvačnosti, zejména ve snaze nalézt jednoduché konstrukčně realizovatelné úpravy, které by snížily pravděpodobnost rezonančních jevů (při zachování zvoleného principu pohonu), bylo pro SP2-200 spočítáno přes 20 různých alternativ. U těchto výsledků jsou zvláště důležité samotné vlastní frekvence. Tak byly získány velmi důležité podklady pro návrh pohonu SP2-200, které není možné pro jejich značný rozsah uvést. Pro příklad uvedeme výsledky pro SP9-061.

Pro tři řešené alternativy byly zjištěny tyto vlastní frekvence — (výsledky z počítače jsou rovněž přiloženy — kromě vlastních frekvencí obsahují také tvary vlastních kmitů):

Alt.		F(2)	F(3)	F(4)	F(5)	F(6)	F(7)	F(8)	F(9)	F(10)	F(11)	F(12)
101	SP9-061 se šroubovými talíři s čechračem	226	494	602	851	1632	2742	3006	3145	3514	4595	8840
103	SP9-061 se šroubovými talíři bez čechrače	226	850	1632	2736	2976	3127	3514	4593	—	—	—
102	SP9-061 s eliptickými talíři s čechračem	235	494	602	897	1750	2915	3097	3335	3837	4620	8840

TRAKTOROVA LISTA (2.4 M) — 1982
ALT.101 — VÝCHOZÍ ÚPRAVA SE ŠROUBOVÝMI TALÍŘI
DATUM ZPRACOVÁNÍ: 22.3.82
BEZ REDUKCE NA OTÁČKY



Je možné očekávat, že budoucí účinky budou mít frekvence 540, 1080, 1130, 2160, 2200, 2862, 2926, 3615, 4097, 4240, 4320.

Z výsledku je zřejmé, že u alternativ s čechračem hrozí rezonance (vůči F [3]). Z tvarů kmitů vyplývá, že se jedná o torzní kmity čechrače. Čechrač však měl být rekonstruován a byl tedy předpoklad, že se výrazně změní moment setrvačnosti, a tím i vlastní frekvence. Z výsledku vyplynulo, že možnost rezonancí je třeba dodatečně ověřit (nejspíše experimentálně). Pro použití bez čechrače toto nebezpečí zcela odpadá (viz alternativu 103). $F(8)$ — a u alternativy bez čechrače $F(6)$ — je blízko otáčkám talířů. Z tvarů kmitů plyne, že v této frekvenci může kmitat především hlavní řemenice, proto buzení otáčkami talířů — oddělené klínovými řemeny — není zřejmě nebezpečné. V principu je určité nebezpečí ve vzájemném kmitání talířů na frekvenci $F(10)$ (resp.

$F(8)$ u alternativy bez čechrače) v důsledku buzení vodorovným hřídelem ($n = 3615$ ot/min) ve vstupní převodovce. Tento případ však pro určitou vzdálenost místa buzení a pravděpodobně jeho nízkou intenzitu nemusí být nebezpečný.

Celkově jsou poměry u traktorového žacího stroje SP9-061 příznivější než u stroje širokozáběrového SP2-200, neboť pohon je jednodušší a méně členitý. Důsledkem je, že vlastních frekvencí je v pracovní oblasti pohonu (v rozsahu hlavních budících frekvencí) menší počet. Je tedy v principu menší pravděpodobnost rezonancí. Skutečný stav závisí i na intenzitě budících účinků. Lze jej přesněji zhodnotit na základě experimentálních prací.

FREKVENČNÍ ANALÝZY EXPERIMENTÁLNÍCH PODKLADŮ

Základem frekvenčních analýz je zpracování výsledků měření průběhů krouticích momentů na jednotlivých strojích (SP2-200 a SP9-061). Ve snaze postihnout dynamické jevy (torzní vibrace, které kmitavý průběh M_k způsobují) v co nejširším rozsahu byly krouticí momenty měřeny v různých částech hnacího systému těchto strojů. Měřilo se za normálních pracovních podmínek, při běhu naprázdno v základní pracovní poloze, ale i při extrémních polohách (při vypnuté nárazové pojistce a v souvratové poloze, kdy jsou porušeny podmínky homokinetičnosti).

Měřené veličiny mají ve všech případech náhodný charakter, proto byly pro výsledky měření zjišťovány výkonové spektrální hustoty (počítačem NOVA 820), pro který byl sestaven program vycházející z matematické formulace, kterou uvedl Souček (1976). Pro příklad jsou uvedeny frekvenční analýzy pouze jednoduššího případu, kterým je žací stroj SP9-061.

Dělali jsme frekvenční analýzy průběhů krouticích momentů v pohonu SP9-061 (při použití stroje bez čechrače s traktorem Z 7045):

- I — M_k na šestihranném hřídeli mezi 1. a 2. talířem
- II — M_k na šestihranném hřídeli mezi 2. a 3. talířem
- III — M_k na šestihranném hřídeli mezi 3. a 4. talířem
- IV — M_k na šestihranném hřídeli mezi 4. a 5. talířem
- V — M_k na šestihranném hřídeli mezi 5. a 6. talířem
- VI — celkový M_k na vývodovém hřídeli

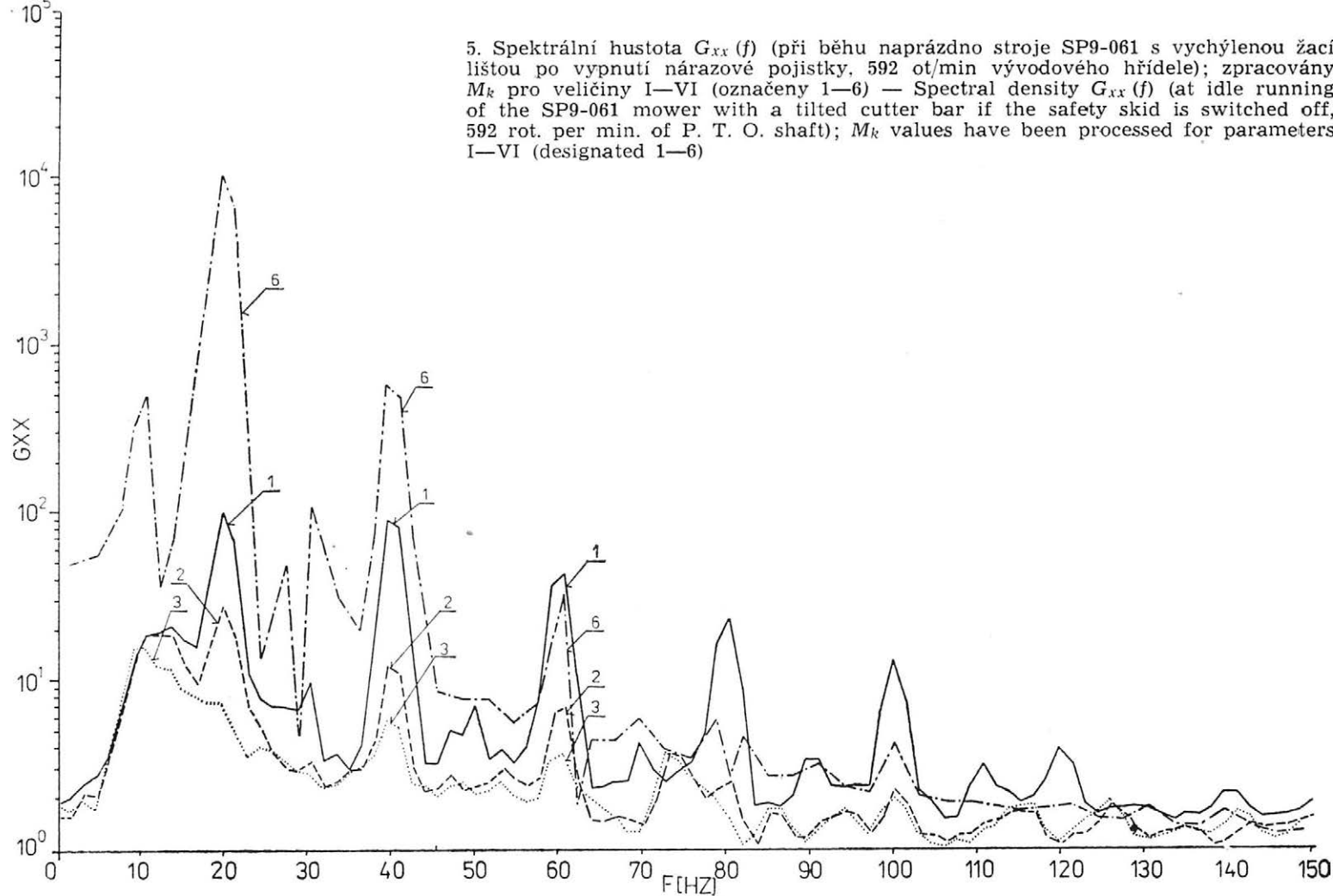
Byla analyzována měření (z vybraných skupin M_k) vykonaná při sečení trávy a při běhu naprázdno (při nominálních a snížených otáčkách v normální poloze a při vypnuté nárazové pojistce). Ukázka výsledku frekvenční analýzy je na obr. 5.

Pro výsledky zjištěné při sečení (585 ot/min) na vývodovém hřídeli (tedy buzení je třeba přepočítávat v poměru $585/540 = 1,083$) byly zjištěny tyto výrazné oblasti frekvencí se zvýšenou spektrální hustotou:

- a) $0 \div 5$ Hz ($0 \div 300$ ot/min)
- b) $19,8$ Hz (1188 ot/min)
- c) $36,5$ Hz (2190 ot/min)
- d) $73,0$ Hz (4380 ot/min)
- e) $145,5$ Hz (8730 ot/min)

Uvedené oblasti torzních kmitů (zvýšených kmitů v M_k) jsou způsobeny ad a) intenzívními náhodnými budícími účinky plynoucími z pracovního procesu a proměnných pasivních odporů v oblasti nejnižší vlastní frekvence ($F[2] = 226$);

5. Spektrální hustota $G_{xx}(f)$ (při běhu naprázdno stroje SP9-061 s vychýlenou žací lištou po vypnutí nárazové pojistky, 592 ot/min vývodového hřídele); zpracovány M_k pro veličiny I—VI (označeny 1—6) — Spectral density $G_{xx}(f)$ (at idle running of the SP9-061 mower with a tilted cutter bar if the safety skid is switched off, 592 rot. per min. of P. T. O. shaft); M_k values have been processed for parameters I—VI (designated 1—6)



ad b) velmi intenzívním buzením plynoucím z dvojnásobku otáček kardanu (1170). Buzení není v těsné blízkosti vlastních frekvencí. Je třeba je však maximálně omezovat co nejnižším zalomením kardanu v pracovní poloze a pečlivým dodržováním podmínek homokinetičnosti. Ty se v principu porušují seřizováním výšky strniště. Při střední výšce strniště by měly být hřídele řemenic žacího stroje vodorovné;

ad c) intenzita těchto kmitů je nízká, bez praktického významu (příčina není zcela jasná);

ad d) nízkou úrovní buzení plynoucího z otáček šestihranného hřídele žací lišty (4434), které při dodržení nominálních otáček činí 4092. Vůči vlastní frekvenci $F(9) = 4593$ není toto buzení prakticky nebezpečné;

ad e) intenzita kmitů je nízká. Příčinou je pravděpodobně vlastní frekvence v této oblasti (frekvence v této oblasti se opakuje i při změnách otáček).

Při běhu naprázdno (na vývodovém hřídeli 575 ot/min; tedy buzení je třeba přepočítávat v poměru $575/540 = 1,065$) byly zjištěny tyto výrazné oblasti frekvencí se zvýšenou spektrální hustotou:

- a) 3,5 Hz (210 ot/min)
- b) 9,2 Hz (552 ot/min)
- c) 19,5 Hz (1170 ot/min)
- d) 28,9 Hz (1734 ot/min)
- e) 35,5 Hz (2130 ot/min)
- f) 63,8 Hz (3828 ot/min)
- g) 72,5 Hz (4350 ot/min)
- h) 144,5 Hz (8670 ot/min)

Uvedené oblasti jsou způsobeny:

ad a) náhodným buzením proměnnými pasívními odpory v okolí vlastní frekvence $F(2) = 226$;

ad b) buzením nízkou úrovní odpovídající otáčkám kardanu;

ad c) vysokou intenzitou buzení (nejvyšší při běhu naprázdno) ve frekvenci plynoucí z dvojnásobku otáček kardanu, tedy nepříznivý jev hodnocený již v bodě b) — sečení;

ad d) odpovídá vlastní frekvenci $F(4) = 1632$, neboť zvýšení v okolí této frekvence se projevuje i při výrazně změněných otáčkách vůči nominálním;

ad e) příčina není zcela jasná (viz c) při sečení). Vysvětlení z předpokládané dosud neznámé — vlastní frekvence není podloženo výsledky dalších měření, rovněž buzení ze čtyřnásobku otáček kardanu není pravděpodobné;

ad f) buzením plynoucím z otáček vodorovného předlohového hřídele vstupní převodovky (3852 ot/min). Toto buzení se při běžích naprázdno (vlastně při všech zkoumaných stupních otáček) často opakuje a svědčí o tom, že uložení tohoto hřídele není zatím ideálně konstrukčně vyřešeno. Potvrzují to i laboratorní zkoušky životnosti. Solidním konstrukčním a výrobním provedením a zajištěním, aby otáčky byly dostatečně vzdáleny vlastním frekvencím (při nominálních otáčkách to je 3615, tedy ne příliš daleko od $F(8) = 3514$), je možné jev omezit;

ad g) buzením plynoucím z otáček šestihranného hřídele (4356). Jedná se o poměrně nízké, ale výrazné buzení, vyskytující se při práci i při změněných otáčkách při běhu naprázdno. Při případných konstrukčních změnách je účelné toto buzení udržovat v dostatečné vzdálenosti od teoreticky vypočtené vlastní frekvence $F(9) = 4593$. Zatím je to bezpečně splněno (při nominálních otáčkách jsou jeho otáčky 4097);

ad h) vlastní frekvence v této oblasti (viz e) při sečení).

Celkově je kmitání krouticích momentů při běhu naprázdno přibližně na stejné úrovni jako při práci. Při běhu naprázdno, kdy torzní kmity jsou méně tlumeny než při práci, se výrazněji objevují některé oblasti frekvencí, které při práci nejsou tak patrné.

Nejvíce rozkmitaný průběh M_k (plynoucí z intenzivního torzního kmitání) byl zjištěn při vzad vychýlené žací liště. K tomu dojde, vypne-li nárazová pojistka, takže se poruší podmínky homokinetičnosti kloubového hřídele (obr. 5). Projevuje se velmi výrazné kmitání při nižších frekvencích (10, zvláště však 20, 30 a 40 Hz), které se šíří až do vysokých frekvencí (120 Hz). Přitom buzení v sudých násobcích otáček kardanu (je patrné až do 12násobku těchto otáček) je asi o jeden řád vyšší než u lichých násobků. Souvisí to s významnou druhou harmonickou složkou kinematického buzení zalomeného kloubového hřídele.

Vznikající jev je nepříznivý, ale prakticky není levně řešitelný (bylo by nutné použít homokinetický kloub). Aby nedocházelo k významnému snižování životnosti pohonu, je účelné v návodu k obsluze zdůraznit, že běh při vypnuté pojistce musí být omezen na co nejkratší dobu.

Souhrnně je možné uvést budící účinky, které se ve frekvenčních analýzách za různých podmínek postupně uplatnily (v pořadí intenzity buzení):

1. kardan v dvojnásobných otáčkách (1080) (i vyšší sudé násobky kardanu při vypnuté pojistce),
2. kardan v základních otáčkách (540),
3. šestihřanný hřídel (4097),
4. vodorovný předlokový hřídel vstupní převodovky (3615),
5. svislý hřídel vstupní převodovky (2862).

Nezjistili jsme, že by se v praxi významně uplatnilo buzení na otáčkách talířů, tj. 2926 (ani jejich dvojnásobku při sečení). Neuplatnilo se ani buzení na otáčkách menší řemenice (1130). Nikdy se neprojevily ani náznaky buzení na otáčkách motoru traktoru, resp. jejich násobků.

I když tyto výsledky souvisí i s náhodným stavem výrobní dokonalosti zkoušeného prototypu, jsou základem obecných úvah o stroji SP9-061 v dané koncepci.

Kromě dosud komentovaných výsledků jsme také dělali frekvenční analýzy při běhu naprázdno (v základní poloze) při pěti stupních většinou snížených otáček (187, 283, 374, 460, 550 místo nominálních 540 ot/min vývodového hřídele). Analyzovali jsme časově krátké úseky (2 s) ve snaze zajistit malou změnu budících frekvencí souvisejících se změnou otáček (použili jsme měření s pomalu plynule stoupajícími otáčkami). Z rozboru příčin vibrací na jednotlivých stupních byla jednak ověřena intenzita buzení jednotlivých prvků (závěry byly již uvedeny), jednak vyplynuly opakovaně se vyskytující výrazné oblasti frekvencí, nezávislé na intenzivních budících účincích jako důsledek převážně náhodného širokopásmového buzení. V těchto oblastech je možné předpokládat výskyt vlastních frekvencí.

Z těchto analýz spolu s dalšími výsledky se potvrdily tyto teoreticky zjištěné vlastní frekvence: 226 ($180 \div 240$), 1632 ($1730 \div 1800$), 2736 (2760), 3127 (3060), 3514 (3450), 4593 (4770). Zvýšenou odezvou se neprojevila vlastní frekvence 850. Navíc byla zjištěna oblast se zvýšenou odezvou na frekvenci (1/min): 8575 ($8490 \div 8730$).

Uvedené výsledky svědčí o poměrně dobré shodě teoreticky a experimentálně zjištěných vlastních frekvencí. K výsledkům je třeba dodat, že v dalším kroku byla provedena měření s novým typem čechrače, která v soulase s teoretickými předpoklady značně ovlivnila torzní kmitání v oblasti nízkých frekvencí. Závěry zde uvedené platí vesměs pro stroj bez čechrače.

Z práce vyplývá, že teoretické a experimentální dobře podložené zjišťování torzních vibrací v pohonech zemědělských strojů má značný význam. Na příkladu rotačních žacích strojů je ukázáno, že kontrola torzních vibrací usměrňuje řešení pohonu, a tím otvírá možnosti, jak toto řešení zlepšit z hlediska spolehlivosti. Jde zejména o zvýšení únavové životnosti převodových součástí, zvláště ozubených kol, hřídelů a ložisek. V k. VÚZS zpracované příslušné matematické a experimentální metody využívající možnosti moderní výpočetní a měřicí techniky se ukázaly jako dobře použitelné a dostatečně přesné. Pro použití při vývoji nových typů zemědělských strojů je možné je doporučit jako významný nástroj solidního inženýrského řešení.

Literatura

GRANDALL, S. H. — MARK, W. D.: Random vibration in mechanical systems. New York, London 1963.

HARRIS, C. M. — CREDE, CH. E.: Shock and vibration handbook. New York, London 1961.

SOUČEK, Z.: Výsledky měření profilu nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 631-648.

Došlo dne 12. 5. 1984

СОУЧЕК, З. (Агрозет, научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, входящий в состав концерна, Прага - Ходов): Крутильные вибрации в системе привода ротационных жаток. Земед. Техн., 30, 1984 (10) : 579-592.

Приведены теоретическое решение, экспериментальная проверка и анализ возможных причин возникновения и фактического уровня крутильных вибраций новых моделей дисковых жаток SP2-200 и SP9-061. Поводом для исследования крутильных вибраций было стремление к снижению интенсивности колебания крутильного момента, нагружающего элементы привода указанных машин. Сначала приведен метод теоретического решения и объяснен практический подход с применением компьютера (в период проектирования опытного образца). Далее указаны выводы, вытекающие из теоретического решения конкретного случая (SP9-061). Выводы сопоставляются с отправными данными, экспериментально полученными на основе дополнительных измерений на готовых опытных образцах. Установлено удовлетворительное соответствие обоих методов при наличии удачного дополнения одного другим. Разработанные теоретические и экспериментальные методы можно рекомендовать в качестве знаменательного инструмента, который может быть использован в ходе разработки новых моделей сельскохозяйственных машин. На примере ротационных жаток показано, что контроль крутильных вибраций возможен и у весьма расчлененных систем привода сельскохозяйственных машин; с применением указанной методики контроль достаточно точен и целесообразен, поскольку способствует повышению надежности элементов привода.

моделирование с помощью компьютеров; динамика сельскохозяйственных машин

SOUČEK, Z. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Torsional Vibrations in the Driving Mechanisms of Rotary Mowers*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10) : 579-592.

Theoretical principle, experimental checks and analyses of the potential causes of actual torsional vibrations and their intensity are given for new types of rotary mowers SP2-200 and SP9-061. Torsional vibrations were studied to reduce the intensity of the vibrations of torques which exerts a load on the driving mechanisms of the given machines. A method of theoretical solution is presented and a procedure for the practical use of a computer is explained (at the stage of

prototype design). Conclusions drawn from the theoretical solution of vibrations of a concrete machine (SP9-061) are mentioned. These theoretical conclusions are confronted with the data from experimental additional measurements on the prototypes. The two procedures have been found to be congruent, complementing each other. The elaborated theoretical and experimental methods can be recommended as a tool applicable to the development of new types of agricultural machines. It has been demonstrated on an example of rotary mowers that the torsional vibrations can be controlled even in the complex driving mechanisms of farm machines, the procedure is accurate enough and expedient as it helps to enhance the reliability of driving elements.

computer simulation; dynamics of agricultural machines

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

MOŽNOSTI ZLEPŠENÍ PODTLAKOVÝCH POMĚRŮ U POTRUBNÍCH DOJICÍCH STROJŮ DZ-100

L. Trnka

TRNKA, L. (Agrozet, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Možnosti zlepšení podtlakových poměrů u potrubních dojicích strojů DZ-100*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10) : 593-604.

Je uveden přehled experimentálních prací provedených na rekonstruovaném dojicím zařízení DZ-100 (použití vyrovnávací nádoby, přísávacího otvoru místo přísávacího ventilu) pro vazné stáje z hlediska stability a kolísání podtlaku. Z výsledků měření vyplývá, které konstrukční úpravy jsou optimální.

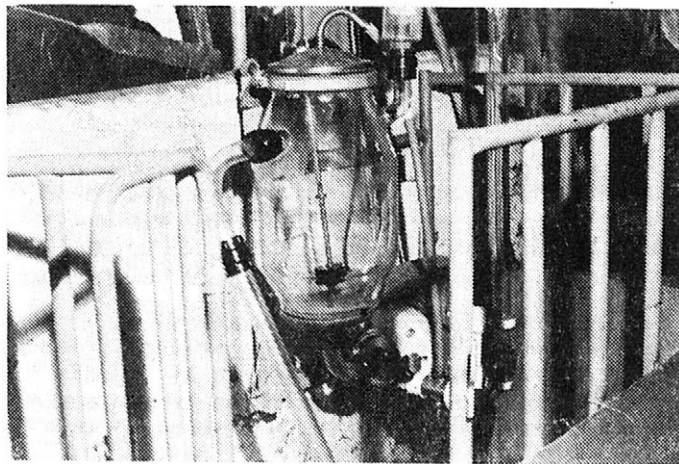
vyrovnávací nádoba; kolísání podtlaku; střední hodnota podtlaku; střední tlaková ztráta

U dojicích zařízení je podle současně platných zootechnických požadavků (ZooTP) stanoveno kolísání podtlaku z hlediska zdravotního stavu dojnice (směrodatná odchylka σ) nejvýše ± 2 kPa uprostřed větve mléčného potrubí, kde je v bezprostřední blízkosti připojena mléčná hadice dojicí soupravy na rozvod podtlaku (Souček, 1965); hodnota váženého aritmetického průměru může přitom poklesnout proti výrobcem předepsané úrovni podtlaku 50,6 kPa maximálně o 3 kPa. [Uvedené hodnoty platí při průtoku $2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ u jedné dojicí soupravy uprostřed větve mléčného okruhu.] Na základě těchto požadavků jsou hodnoceny výsledky měření při umělém dojení (doprava vody) a při přirozeném dojení.

OBECNÝ POPIS STROJE A METODIKY MĚŘENÍ

Hlavním představitelem rekonstruovaného dojicího stroje DZ-100 je potrubní zařízení ZD 2-030 (výrobce Agrozet, k. p., Pelhřimov). Dojí se standardní dojicí soupravou se strukovými násadci, rozdělovačem a indikátorem toku mléka s elektromagnetickými jednotkovými pulsátory. Mléko je podtlakem dopravováno přes dojicí soupravu, dvojuzávěr a mléčné potrubí do odměrné nádoby čerpadla (obr. 1), která je umístěna ve stáji. Odtud je čerpadlem dopravováno do mléčnice. Předpokládá se použití osmi dojicích souprav, přičemž se dosahuje výkonnosti 30 až 34 dojnic na jednoho dojče za hodinu při dojení čtyřmi dojicími soupravami. Zařízení je určeno cca pro 130 dojnic. Oba okruhy — mléčný (světlost Js 34) a podtlakový (světlost Js 5/4") jsou spojeny. Mléčný okruh s přísávacím zařízením ústí oběma konci do odměrné nádoby čerpadla. Jedna větev mléčného okruhu, spojená s touto odměrnou nádobou přes stoupačku, je opatřena vyrovnávací nádobou (obr. 2). Vyrovnávací nádoba o objemu 5 dm^3 se vyřadí uzavřením kohoutu K (obr. 3).

Na obr. 3 je rozměrové schéma dojicího zařízení ZD 2-030 s rozmístěním měřených míst I až XI. Snímač v místě I měřil tlakovou ztrátu Δp na cloně pro zjištění průtočného množství vzduchu (Trnka, 1982), ostatní snímače měřily podtlak vzhledem k barometrickému tlaku ovzduší. (Snímač v místě XI měřil podtlak v podstrukové komoře.) Tyto snímače, konstruované na principu elektrických od-



1. Odměrná nádoba čerpadla se zaústěnou stoupačkou — Graduated vessel of the pump with a rising pipe

porových tenzometrů, byly připojeny k měřicí soupravě 8K 10 kabely dlouhými 15 až 30 m. Snížení citlivosti, které způsobují dlouhé kabely, se vyloučilo cejchováním snímačů v instalovaném stavu. Tato souprava (výrobce Johne a Reilhofer — NSR) pracuje na principu PCM (pulsní kódová modulace) se stejnosměrným napájecím napětím pro tenzometrický měřicí můstek. Měření bylo vyhodnoceno na vyhodnocovací lince s počítačem NOVA fy Data General.

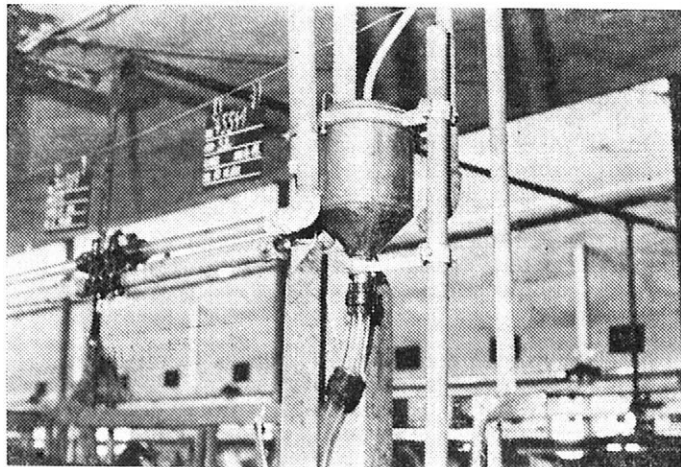
Při výzkumu jmenovaného dojícího zařízení se „nulové hladiny“ zaznamenávaly vždy na začátku a konci každého měření při vypnutých vývěvách a vyprázdňené mléčné hadici. Každé měření se dělalo nejméně dvakrát. Intenzita dojení umělým způsobem i ($l \cdot \min^{-1}$) se zjišťovala pomocí kalibrované nádoby, ze které se odsávala voda, a stopkami. Regulační ventily byly při chodu naprázdno seřizeny tak, aby v odměrné nádobě čerpadla byl podtlak 52 kPa při otevřeném přísávacím zařízení (při dojení umělým způsobem i při přirozeném dojení).

Při dojení umělým způsobem (doprava vody) se zkoumaly tyto alternativy:

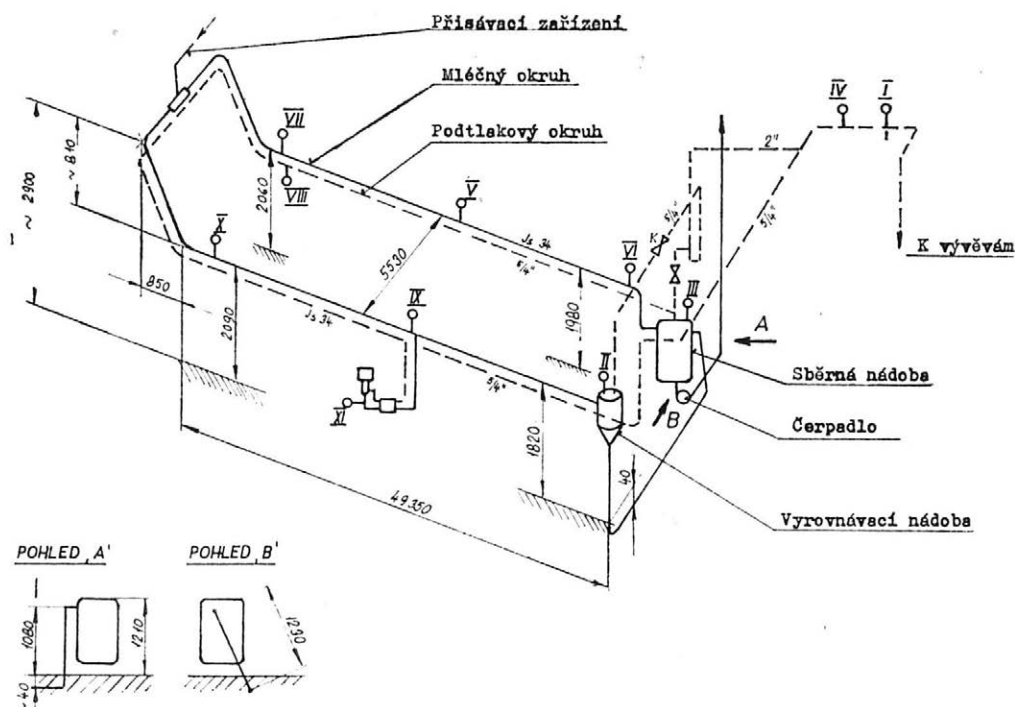
a) Základní úprava (ZÚ): ve větvi bez stoupačky u posledních dvojzávěrů $4x_i$, ve větvi se stoupačkou u posledních dvojzávěrů $3x_i$ a uprostřed větve na soupravě se snímačem XI je $1x_i$; intenzita dojení $i = 1, 2, 3 l \cdot \min^{-1}$.

b) Ve větvi se stoupačkou u posledních dvojzávěrů $4x_i$, ve větvi bez stoupačky u posledních dvojzávěrů $3x_i$ a uprostřed větve na soupravě se snímačem XI je $1x_i$; intenzita dojení $i = 1, 2, 3 l \cdot \min^{-1}$ (opačně k ZÚ).

c) Vliv vyrovnávací nádoby. ZÚ, vyřadí se vyrovnávací nádoba; intenzita dojení $i = 1, 2, 3 l \cdot \min^{-1}$.



2. Vyrovnávací nádoba — Equalizing vessel



3. Rozměrové schéma dojičního zařízení ZD 2-030 s rozmístěním měřených míst I až XI — Diagram of the dimensions of milking machine ZD 2-030 with distribution of the places of measurement I—XI

d) Vliv přísávacího otvoru. ZÚ, různé průměry přísávacích otvorů a přísávací otvor se vyřadí; intenzita dojení $i = 1, 2, 3 \text{ l. min}^{-1}$.

e) Vliv vyrovnávací nádoby a přísávacího otvoru. ZÚ, vyřadí se vyrovnávací nádoba a přísávací otvor; intenzita dojení $i = 1, 2, 3 \text{ l. min}^{-1}$.

f) Vliv rozdělení mléčného okruhu:

α) se dvěma přísávacími otvory,

β) se dvěma přísávacími otvory s $1/2$ plochy průřezu,

γ) bez přísávání

intenzita dojení $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$.

Při dojení umělým způsobem je k podtlakovému okruhu připojeno osm pulzátorů a do mléčného okruhu se přísává ekvivalentní množství vzduchu (cca $8 \times 5 \text{ l. min}^{-1}$).

Doba do ustálení stavu před měřením: 2,5 minuty

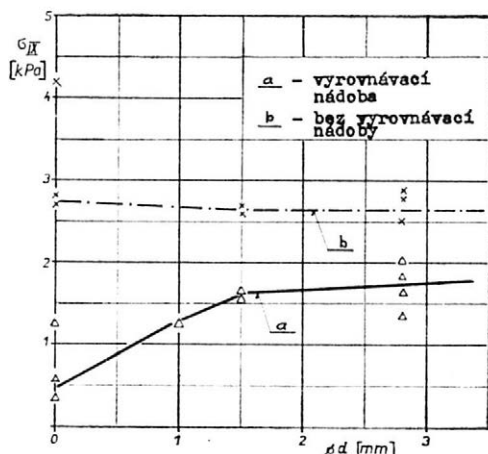
Délka měření: 2,5 minuty

Přirozené dojení: Byly zaznamenány průběhy dvou večerních dojení za přirozených podmínek s osmi dojičními soupravami. Celková doba dojení cca 90 minut. Snímač č. XI se přenášel spolu s příslušnou měřicí dojiční soupravou.

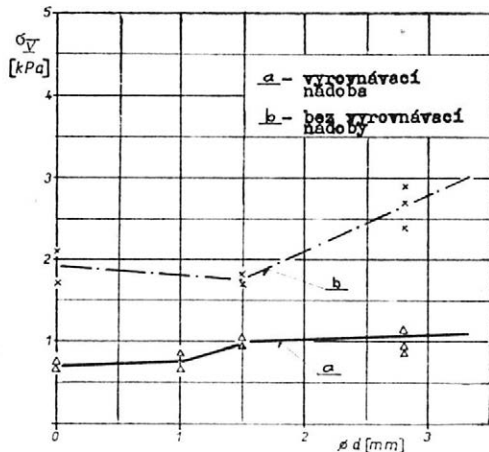
VÝSLEDKY MĚŘENÍ A JEJICH HODNOCENÍ

VLIV VYROVNÁVACÍ NÁDOBY, VELIKOSTI PŘÍSÁVACÍCH OTVORŮ V PŘÍSÁVACÍM ZAŘÍZENÍ A ROZDĚLENÉHO MLÉČNÉHO OKRUHU NA PODTLAKOVÉ POMĚRY PŘI DOJENÍ UMĚLÝM ZPŮSOBEM

Při posuzování vlivu vyrovnávací nádoby, velikosti přísávacího otvoru a rozdělení mléčného okruhu se vycházelo z velikosti směrodatné odchylky σ v měřených místech V a IX ve středu větví mléčného okruhu a z poklesu střední hodnoty podtlaku v těchto místech, jak je dáno



4. Závislost směrodatné odchylky σ_{IX} ve středu větve mléčného potrubí s měřicí soupravou na průměru přísávacího otvoru d při základní úpravě ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) a bez vyrovnávací nádoby a s vyrovnávací nádobou (větév se stoupačkou) — Relation of standard deviation σ_{IX} in the middle of the milk pipeline branch with the measuring milking unit to the diameter of suction hole d at basic adjustment ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$), without equalizing vessel and with equalizing vessel (branch with a rising pipe)

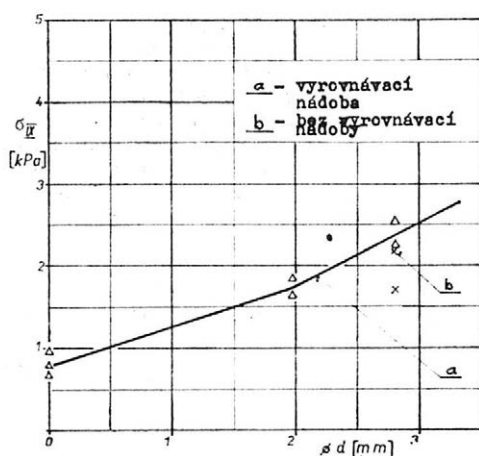


5. Závislost směrodatné odchylky σ_V ve středu větve mléčného potrubí bez měřicí soupravy na průměru přísávacího otvoru d při základní úpravě ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) a bez vyrovnávací nádoby a s vyrovnávací nádobou (větév se stoupačkou) — Relation of standard deviation σ_V in the middle of the milk pipeline branch without measuring milking unit to the diameter of suction hole d at basic adjustment ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$), without equalizing vessel and with equalizing vessel (branch without rising pipe)

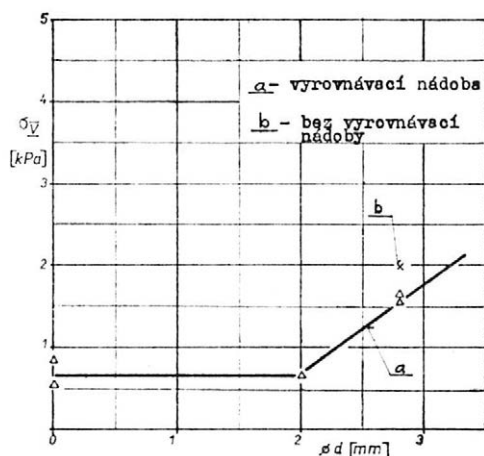
současně platnými ZooTP. Z obr. 4 a 5, kde je vyznačena závislost směrodatné odchylky σ v měřených místech V a IX na průměru přísávacího otvoru při zařazené a vyřazené vyrovnávací nádobě, je zřejmé, že použití vyrovnávací nádoby na větvi se stoupačkou eliminuje vliv stoupačky a podstatně zmenšuje kolísání podtlaku v měřených místech V a IX, které jsou rozhodující z hlediska ZooTP. V případě, že je použita vyrovnávací nádoba, jsou směrodatné odchylky σ v měřených místech V a IX při umělém dojení menší než $\pm 2 \text{ kPa}$ ve většině sledovaných případů. Z obr. 4 je rovněž vidět, že zmenšováním průřezu přísávacího otvoru při použití vyrovnávací nádoby se významně snižuje kolísání podtlaku např. v místě IX. Z obr. 6 a 7 je zřejmé, že také při rozdělení mléčném okruhu při zařazení vyrovnávací nádoby na větvi se stoupačkou a zmenšováním průřezu přísávacího otvoru se kolísání podtlaku (směrodatná odchylka σ) v měřených místech V a IX ve větší míře zmenšuje.

Z obr. 8 a 9 vyplývá, že kolísání podtlaku je nejvyšší, když je vyrovnávací nádoba vyřazena a přísávací otvor má průměr $d = 2,8 \text{ mm}$ (největší průměr ze všech zkoumaných alternativ při měření). Směrodatná odchylka σ v místě IX (obr. 8) u alternativ č. 2, 3 a 4 s rostoucí intenzitou roste, u alternativy č. 1 roste do intenzity $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$ a potom klesá. Směrodatná odchylka σ v místě V (obr. 9) u alternativy č. 1, 2 a 3 roste do intenzity $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$ a potom klesá, u alternativy č. 4 s rostoucí intenzitou roste.

Rovněž poklesy střední hodnoty podtlaku (aritmetického průměru) proti úrovni předepsané výrobcem jsou v měřených místech V a IX

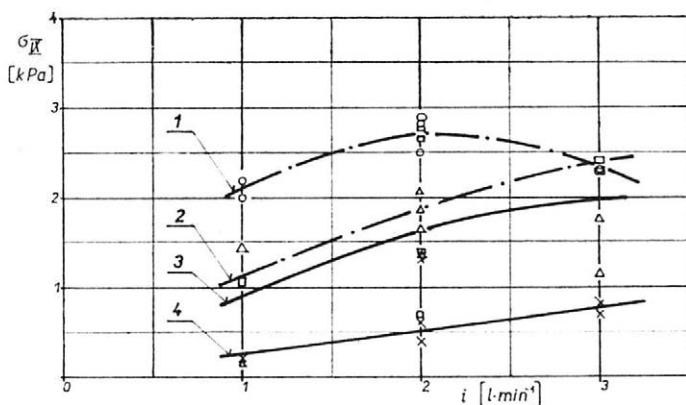


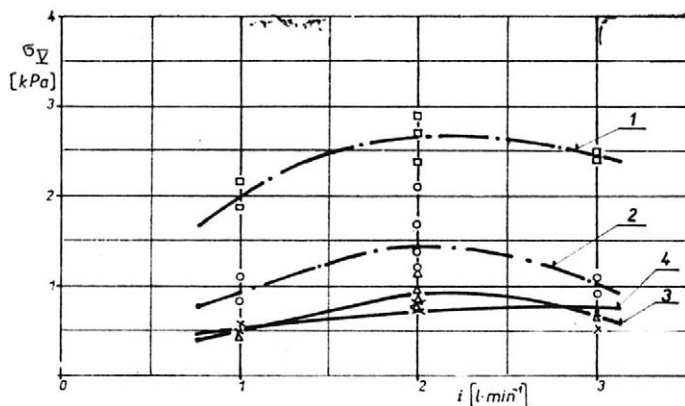
6. Závislost směrodatné odchylky σ_{IX} ve středu větve mléčného potrubí s měřicí soupravou na průměru přísávacích otvorů d při základní úpravě ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) a bez vyrovnávací nádoby a s vyrovnávací nádobou (mléčný okruh je rozdělen na dvě samostatné větve s přísávacími otvory) — Relation of standard deviation σ_{IX} in the middle of the milk pipeline branch with the measuring milking unit to the diameter of suction holes d at basic adjustment ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$), without equalizing vessel and with equalizing vessel (milk pipeline consists of two independent branches with suction holes)



7. Závislost směrodatné odchylky σ_V ve středu větve mléčného potrubí bez měřicí soupravy na průměru přísávacích otvorů d při základní úpravě ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) a bez vyrovnávací nádoby a s vyrovnávací nádobou (mléčný okruh je rozdělen na dvě samostatné větve s přísávacími otvory) — Relation of standard deviation σ_V in the middle of the milk pipeline branch without the measuring milking unit to the diameter of suction holes d at basic adjustment ($i = 2 \text{ l. min}^{-1}$), without equalizing vessel and with equalizing vessel (milk pipeline consists of two independent branches with suction holes)

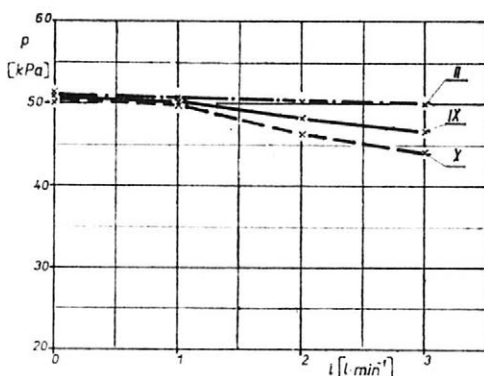
8. Závislost směrodatné odchylky σ_{IX} ve středu větve mléčného potrubí se stoupačkou a měřicí dojící soupravou (základní úprava) na intenzitě dojení při alternativách: 1 — vyrovnávací nádoba je vyřazena, přísávací otvor $\varnothing 2,8 \text{ mm}$; 2 — vyrovnávací nádoba je vyřazena, přísávání uzavřeno; 3 — vyrovnávací nádoba je zapojena, přísávací otvor $\varnothing 2,8 \text{ mm}$; 4 — vyrovnávací nádoba je zapojena, přísávání uzavřeno — Relation of standard deviation σ_{IX} in the middle of the milk pipeline branch with a rising pipe and measuring milking unit (basic adjustment) to milking intensity at the alternatives as follows: 1 — equalizing vessel is out of operation, suction hole $\varnothing 2,8 \text{ mm}$; 2 — equalizing vessel is out of operation, suction shut-off; 3 — equalizing vessel is in operation, suction hole $\varnothing 2,8 \text{ mm}$; 4 — equalizing vessel is in operation, suction shut-off



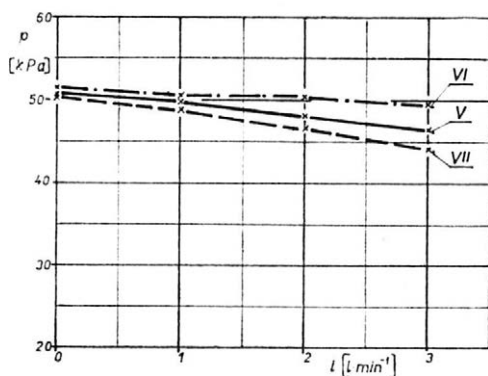


9. Závislost směrodatné odchylky σ_v ve středu větve mléčného potrubí bez stoupačky a měřicí soupravy (základní úprava) na intenzitě dojení při týchž alternativách jako v obr. 8 — Relation of standard deviation σ_v in the middle of the milk pipeline branch without rising pipe and measuring milking unit (basic adjustment) to milking intensity at the same alternatives as in Fig. 8

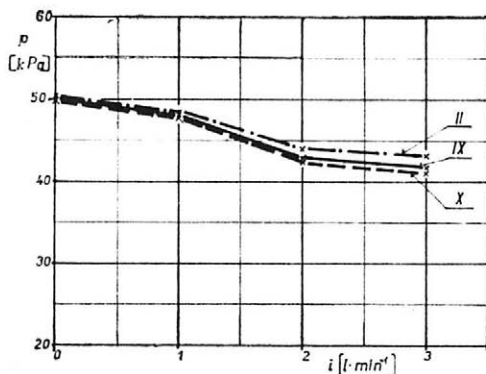
(které jsou rozhodující) ve většině případů, kdy je vyrovnávací nádoba zapojena, nižší než dovolená hodnota 3 kPa při intenzitě $i = 2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Tato skutečnost vyplývá z obr. 10 až 13, na kterých je znázorněna závislost střední hodnoty podtlaku na rovných úsecích mléčného potrubí v měřených místech II, IX a X, V, VI a VII na intenzitě dojení při dvou zkoumaných alternativách dojícího zařízení — k největšímu poklesu střední hodnoty podtlaku v uvedených místech dochází v případě, kdy je vyrovnávací nádoba vyřazena a přísávací otvor má průměr $d = 2,8 \text{ mm}$. (Nejnižší pokles střední hodnoty podtlaku je v případě zapojené vyrovnávací nádoby a uzavřeného přísávání — Trnka, 1982.) S rostoucí intenzitou dojení klesá ve většině případů střední hodnota podtlaku v měřených místech II, IX a X, V, VI a VII ve větvích mléčného okruhu; tyto poměry se výrazně zhoršují při intenzitě $i > 2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ při vyřa-



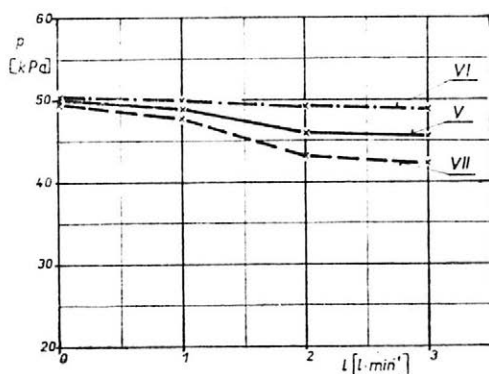
10. Závislost střední hodnoty podtlaku v měřených místech II, IX a X (rovný úsek větve mléčného potrubí se stoupačkou) na intenzitě dojení; vyrovnávací nádoba je zapojena, přísávací otvor $\varnothing 2,8 \text{ mm}$ (platí pro obr. 10—13) — Relation of the mean values of vacuum at places of measurement II, IX and X (straight section of the milk pipeline branch with a rising pipe) to milking intensity; equalizing vessel is in operation, suction hole $\varnothing 2,8 \text{ mm}$ (it applies to Figs. 10—13)



11. Závislost střední hodnoty podtlaku v měřených místech V, VI a VII (rovný úsek větve mléčného potrubí bez stoupačky) na intenzitě dojení — Relation of the mean values of vacuum at places of measurement V, VI and VII (straight section of the milk pipeline branch without rising pipe) to milking intensity



12. Závislost střední hodnoty podtlaku v měřených místech II, IX a X (rovný úsek větve mléčného potrubí se stoupačkou) na intenzitě dojení — Relation of the mean values of vacuum at places of measurement II, IX and X (straight section of the milk pipeline branch with a rising pipe) to milking intensity

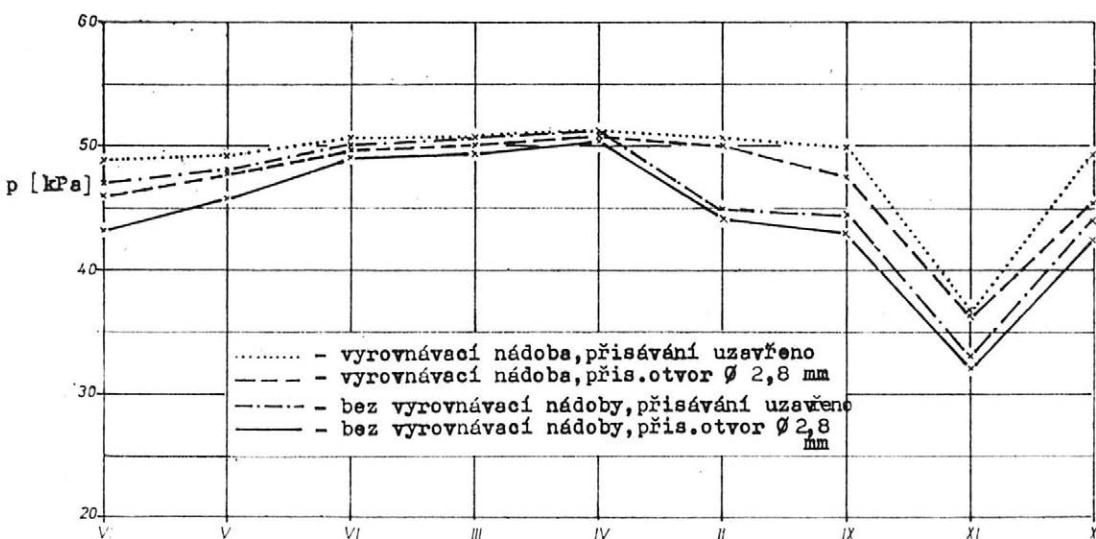


13. Závislost střední hodnoty podtlaku v měřených místech V, VI a VII (rovný úsek větve mléčného potrubí bez stoupačky) na intenzitě dojení — Relation of the mean values of vacuum at places of measurement V, VI and VII (straight line of the milk pipeline branch without rising pipe) to milking intensity

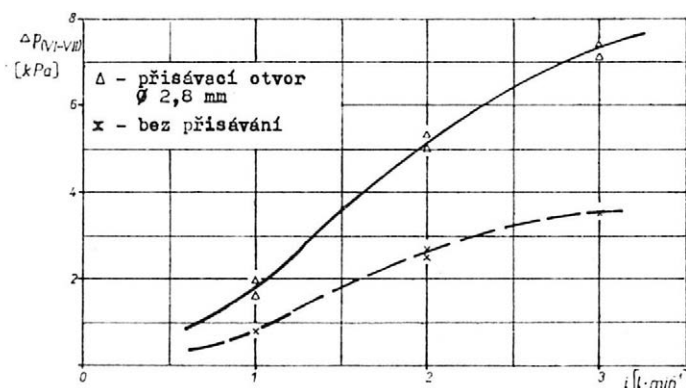
zené vyrovnávací nádobě. (Předepsaná úroveň středního podtlaku v měřených místech V a IX činí 50,6 kPa.)

Příklad rozložení středních hodnot podtlaků v mléčném potrubí a podstrukové komoře (ZÚ, $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) při různých alternativách dojicího zařízení je uveden na obr. 14.

Vliv vyrovnávací nádoby a přísávacího otvoru, popř. nádoby bez přísávání, se projevuje i na velikosti tlakových ztrát na rovném úseku větve mléčného okruhu bez stoupačky a se stoupačkou.



14. Rozložení středních hodnot podtlaků v mléčném potrubí a v podstrukové komoře při dojení umělým způsobem (základní úprava, $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) při různých alternativách dojicího zařízení ZD 2-030 — Distribution of the mean values of vacuum in a milk pipeline and at the claw during model milking (basic adjustment, $i = 2 \text{ l. min}^{-1}$) at various alternatives of the ZD 2-030 milking machine



15. Závislost střední tlakové ztráty na rovném úseku větve mléčného okruhu bez stoupačky a vyrovnávací nádoby na intenzitě dojení při přísávání vzduchu otvorem $\varnothing 2,8$ mm a bez přísávání (na protější větvi je vyrovnávací nádoba vyřazena) při základní úpravě — Relation of the mean loss in pressure along a straight section of the milk pipeline branch without rising pipe and equalizing vessel to milking intensity, air suction through the hole $\varnothing 2.8$ mm and without air suction (equalizing vessel is out of operation), basic adjustment

ing vessel to milking intensity, air suction through the hole $\varnothing 2.8$ mm and without air suction (equalizing vessel is out of operation), basic adjustment

Na základě obr. 10 až 14 je možné posoudit závislosti střední tlakové ztráty $\Delta p_{(II-X)}$ a $\Delta p_{(VI-VII)}$ na intenzitě dojení (Trnka, 1982) při přísávání přísávacím otvorem $\varnothing d = 2,8$ mm a bez přísávání při základní úpravě (ZÚ); ($\Delta p_{(II-X)}$ označuje rozdíl středních tlaků v místech II a X atd.), z čehož vyplývá:

a) s rostoucí intenzitou dojení rostou tlakové ztráty téměř ve všech případech;

b) při stejné intenzitě dojení jsou tlakové ztráty v případě přísávání vzduchu přísávacím otvorem vyšší než při zcela uzavřeném přísávání;

c) tlaková ztráta na rovném úseku větve bez stoupačky $\Delta p_{(VI-VII)}$ je větší než na rovném úseku větve se stoupačkou $\Delta p_{(II-X)}$ v případě, že vyrovnávací nádoba je vyřazena; při vyřazené vyrovnávací nádobě se ve větvi bez stoupačky pohybuje kapalina větší rychlostí a stoupačka na druhé větvi mléčného okruhu pohyb kapaliny brzdí — dochází k nerovnoměrnému rozdělení vzduchu přísávaného přísávacím zařízením na konci mléčného okruhu (stejný výsledek platí i při uzavřeném přísávání) — (obr. 15 a 16);

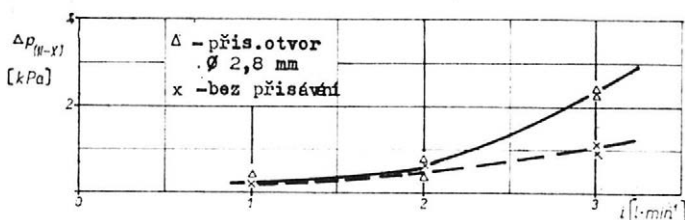
d) tlaková ztráta na rovném úseku větve bez stoupačky $\Delta p_{(VI-VII)}$ je přibližně stejná jako na rovném úseku větve se stoupačkou $\Delta p_{(II-X)}$ v případě, že vyrovnávací nádoba je zapojena — vyrovnávací nádoba zlepšuje rovnoměrnější rozdělení vzduchu přísávaného do obou větví mléčného okruhu (obr. 17 a 18);

e) závěry uvedené v bodech b), c) a d) z hlediska tlakových ztrát platí také v případě rozdělení mléčného okruhu na dvě samostatné větve se samostatným přísáváním a při úpravě opačné k ZÚ (Trnka, 1982).

Pozn.: Zmenšení kolísání podtlaku v mléčném potrubí mělo příznivý vliv na zvýšení podtlaku v podstrukové komoře. Pro orientační porovnání s dříve provedeným měřením na zařízení DZ-100 R s čerpadlem bez vyrovnávací nádoby v r. 1977 (Trnka, 1977) je na obr. 19 vynesena také závislost středního podtlaku v podstrukové komoře na intenzitě dojení u téhož zařízení. I když u DZ-100 R byla měřící dojící souprava umístěna až na konci větve mléčného potrubí bez stoupačky, kde je větší pokles podtlaku než ve středu větve (střední podtlak v podstrukové komoře měřící soupravy připojené ve středu větve by byl poněkud vyšší), lze z porovnání obou průběhů konstatovat, že zapojená vyrovnávací nádoba zvyšuje střední podtlak v podstrukové komoře; teprve při vyšších intenzitách cca $i > 4 l \cdot min^{-1}$ není toto zvýšení středního podtlaku v podstrukové komoře tak významné; (indikátor průtoku mléka podtlak v podstrukové komoře ZD 2-030 neovlivnil).

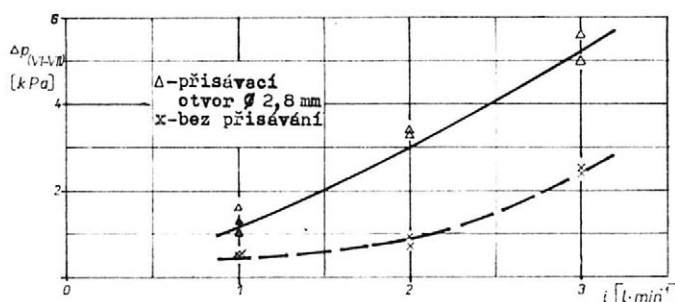
16. Závislost střední tlakové ztráty na rovném úseku větve mléčného okruhu se stoupačkou a bez vyrovnávací nádoby na intenzitě dojení při přisávání vzduchu otvorem $\varnothing 2,8$ mm a bez přisávání při základní úpravě —

Relation of the mean loss in pressure along a straight section of the milk pipeline branch with a rising pipe and without equalizing vessel to milking intensity, air suction through the hole $\varnothing 2.8$ mm and without air suction, basic adjustment



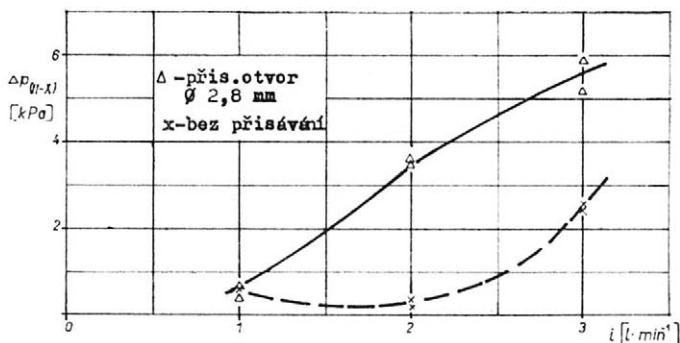
17. Závislost střední tlakové ztráty na rovném úseku větve mléčného okruhu bez stoupačky a s vyrovnávací nádobou na intenzitě dojení při přisávání vzduchu otvorem $\varnothing 2,8$ mm a bez přisávání (na protější větvi je vyrovnávací nádoba zapojena) při základní úpravě —

Relation of the mean loss in pressure along a straight section of the milk pipeline branch without rising pipe and with equalizing vessel to milking intensity, air suction through the hole $\varnothing 2.8$ mm and without air suction (equalizing vessel is in operation at the opposite branch), basic adjustment



18. Závislost střední tlakové ztráty na rovném úseku větve mléčného okruhu se stoupačkou a s vyrovnávací nádobou na intenzitě dojení při přisávání vzduchu otvorem $\varnothing 2,8$ mm a bez přisávání při základní úpravě —

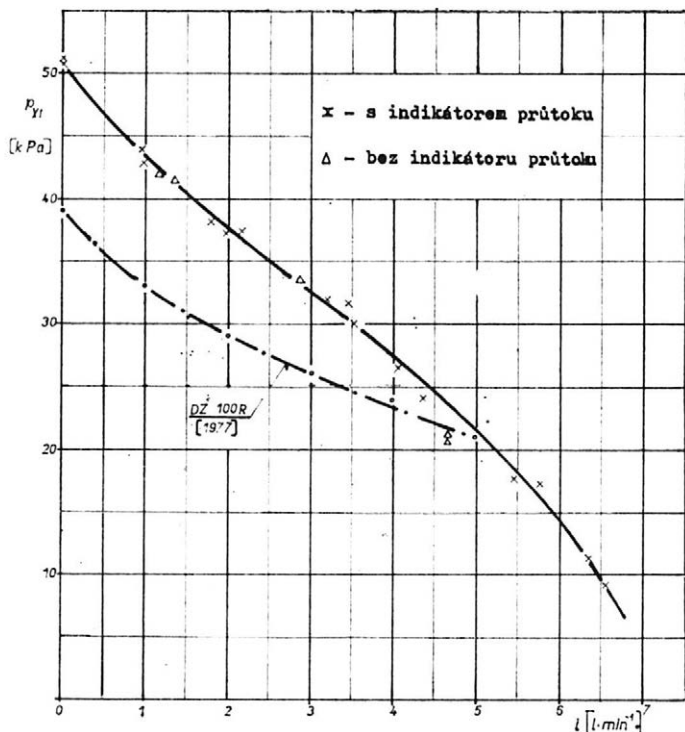
Relation of the mean loss in pressure along a straight section of the milk pipeline branch with rising pipe and with equalizing vessel to milking intensity, air suction through the hole $\varnothing 2.8$ mm and without air suction, basic adjustment



PODTLAKOVÉ POMĚRY PŘI PŘIROZENÉM DOJENÍ

Dříve uvedené závěry s ohledem na způsob obsluhy byly prakticky ověřeny při přirozeném dojení, při kterém byla v obou případech zapojena vyrovnávací nádoba; při prvním večerním dojení byl přisávací otvor $\varnothing 2,8$ mm otevřen, při druhém večerním dojení bylo přisávání uzavřeno. Ve vazné stáji, v níž bylo dojícní zařízení instalováno, byly celkem 84 dojnice; průměrná denní dojivost činila cca 13,9 l (maximální 17 l, minimální 7 l). Z výsledků měření dvou přirozených večerních dojení vyplývá:

a) nejnižší kolísání podtlaku je v měřeném místě VIII podtlakového



19. Závislost středního podtlaku v podstrukové komoře měřicí dojící soupravy na intenzitě dojení se zařazeným a vyřazeným indikátorem průtoku mléka u dojícího zařízení ZD 2-030 (pro porovnání je vynesena průběh středních hodnot podtlaku v podstrukové komoře při měření DZ 100 R s čerpadlem v r. 1977) — Relation of the mean value of vacuum at the claw of the measuring milking unit to milking intensity with a milk flow indicator put in (out of) operation in the ZD 2-030 milking machine (the mean values of vacuum at the claw have been plotted for comparison measured in the DZ 100 R machine with a pump in 1977)

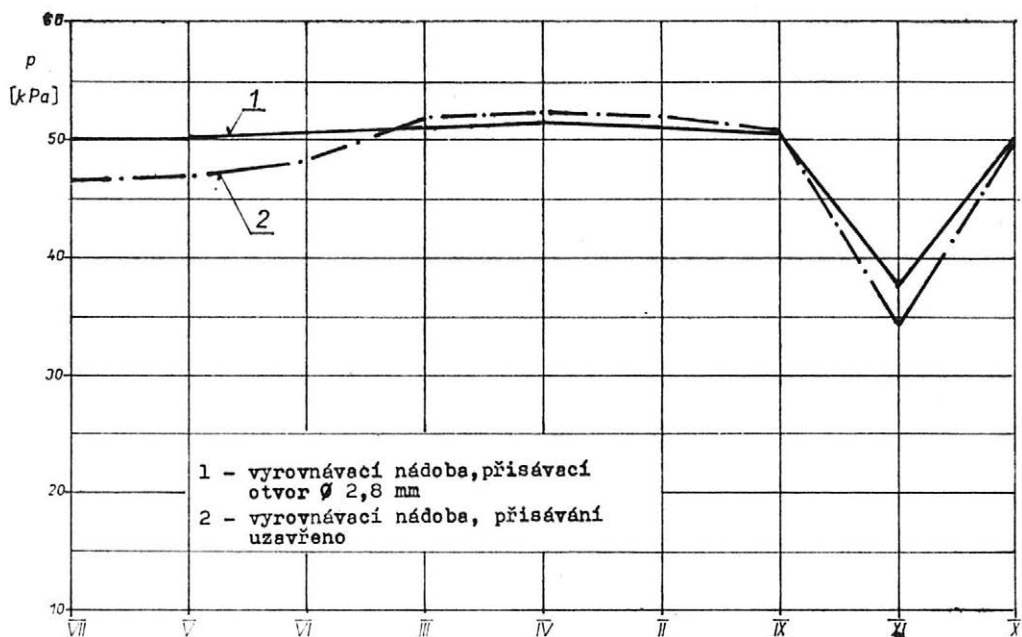
okruhu, ke kterému jsou připojeny pulsátory, v místě II a III mléčného okruhu (vyrovnávací nádoba a sběrná nádoba) a v místě IV rozvodu podtlaku (Trnka, 1982);

b) nejvyšší kolísání podtlaku je v měřených místech V, VII, IX a X; směrodatná odchylka $\sigma < \pm 2$ kPa při prvním večerním dojení (případ A v tab. I — byla normální obsluha). Při druhém večerním dojení (případ B v tab. I) byla zvolena záměrně zhoršená obsluha, která se projevila v tom, že $\sigma > \pm 2$ kPa v měřených místech V, VII, IX a X, docházelo k velkým poklesům podtlaku při nasazování a snímání dojících souprav (vliv uzavřeného přísávacího otvoru se nemohl projevit).

I. Přehled středních hodnot podtlaků a směrodatných odchylek při přirozeném dojení a dvou alternativách dojícího zařízení ve středu větví mléčného okruhu (měřená místa V a IX) a na konci větví mléčného okruhu (měřená místa VII a X) — Review of the mean values of vacuum and standard deviations during milking, with two alternatives of milking machine in the middle of milk pipeline branches (places of measurement V and IX) and at the end of milk pipeline branches (places of measurement VII and X)

	V [kPa]		VII [kPa]		IX [kPa]		X [kPa]		Podmínky měření
	stř.	σ	stř.	σ	stř.	σ	stř.	σ	
A)	50,2	1,2	50,1	1,3	50,5	1,1	50,4	1,3	V. N. ano, přísávací otvor $\varnothing$ 2,8 mm
B)	46,8	5,3	46,5	5,1	50,5	3,7	49,8	4,6	V. N. ano, přísávací otvor uzavřen

Pozn.: V. N. — vyrovnávací nádoba



20. Rozložení středních hodnot podtlaků v mléčném potrubí a v podstrukové komoře při přirozeném dojení a při dvou alternativách dojícího zařízení ZD 2-030 — Distribution of the mean values of vacuum in a milk pipeline and at the claw during milking and with two alternatives of the ZD 2-030 milking machine

Rozložení středních hodnot podtlaků v mléčném potrubí v podstrukové komoře při přirozeném dojení při dvou alternativách dojícího zařízení ZD 2-030 je znázorněno na obr. 20.

Výsledky měření při přirozeném dojení a jejich porovnání s umělým dojením ukazují, že obsluha dojícího stroje může v některých případech podstatně ovlivnit jeho vlastnosti. Z těchto důvodů je důležité, aby se dobré technické parametry rekonstruovaného stroje neznechocovaly špatnou obsluhou.

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

Jsou uvedeny výsledky experimentálních prací na dojícím zařízení ZD 2-030 (rekonstruované DZ-100) při použití vyrovnávací nádoby na větvi mléčného okruhu se stoupačkou a různých průměrů přísávacího otvoru místo přísávacího ventilu z hlediska podmínek stanovených současně platnými zootechnickými požadavky [směrodatná odchylka $\sigma = \pm 2$ kPa a střední hodnota podtlaku ve středu větvi mléčného okruhu $p = 50,6$ kPa s maximálním poklesem o 3 kPa při intenzitě $i = 2$ l. min^{-1} na měřicí soupravě].

Z výsledků opakovaných měření je dokázáno, že použití vyrovnávací nádoby na větvi se stoupačkou eliminuje vliv stoupačky a podstatně zmenšuje kolísání podtlaku a poklesy střední hodnoty podtlaku ve větvích mléčného okruhu — v případě, že je použita vyrovnávací nádoba, jsou směrodatné odchylky σ ve středu větvi mléčného okruhu při umělém dojení menší než ± 2 kPa ve sledovaných případech. Rovněž zmenšováním průřezu přísávacího otvoru při použití vyrovnávací nádo-

by se významně snižuje kolísání podtlaku; z výsledků měření vychází optimální průměr d přísávacího otvoru $0 < \varnothing d < 1,5$ mm. Také při rozděleném mléčném okruhu (při zařazení vyrovnávací nádoby a zmenšování průřezu přísávacího otvoru na každé větvi) se kolísání podtlaku ve většině případů zmenšuje. Poklesy střední hodnoty podtlaku (aritmetického průměru) vzhledem k předepsané úrovni ve středu větví mléčného okruhu jsou ve většině případů, kdy je vyrovnávací nádoba zapojena, nižší než dovolená hodnota 3 kPa při intenzitě $i = 2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Vyrovnávací nádoba zlepšuje rozdělení vzduchu přísávaného do obou větví mléčného okruhu (je rovnoměrnější) a zmenšuje tlakové ztráty na rovných úsecích mléčného potrubí; její vliv se rovněž příznivě projevil na zvýšení středního podtlaku v podstrukové komoře.

Při přirozeném dojení za použití vyrovnávací nádoby byla ve středu větví mléčného okruhu zjištěna směrodatná odchylka $\sigma \pm 2$ kPa při normální obsluze; v případě, kdy byla záměrně zvolena zhoršená obsluha při nasazování a snímání dojicích souprav, byla $\sigma > \pm 2$ kPa. Při normální obsluze se dosáhne požadovaných hodnot kolísání podtlaku, které jsou dány ZooTP.

Uvedených výsledků měření je možné využít jako podkladů při výběru vhodných konstrukčních úprav u podobných dojicích zařízení.

Literatura

SOUČEK, Z.: Výzkum dopravy mléka. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1965.

TRNKA, L.: Výzkum dojícího automatu DZ-100 R s čerpadlem. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1977.

TRNKA, L.: Podtlakové poměry dojicích zařízení ZD 2-030 a ZD 3-010. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.

TRNKA, L.: Podtlakové poměry dojícího zařízení ZD 2-020 (DZ-100 R). [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.

Došlo dne 12. 5. 1984

ТРНКА, Л. (Агрозет, научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, входящий в состав концерна, Прага - Ходов): Возможности улучшения режима разрежения у доильных установок с молокопроводом DZ-100. Земед. Техн., 30, 1984 (10) : 593-604. Приведен перечень экспериментальных работ, проведенных на реконструированной доильной установке DZ-100 (применение уравнительного сосуда, отверстия сосания вместо клапана сосания) для привязных коровников с точки зрения стабильности и колебания вакуума. Результаты измерений показали, которые из конструктивных модификаций оптимальны.

уравнительный сосуд; колебание вакуума; среднее значение вакуума; средняя потеря давления

TRNKA, L. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Improvement of Vacuum Conditions in the Pipeline Milking Machines DZ-100*. Zeméd. Techn., 30, 1984 (10) : 593-604.

A review of experimental works is given for a reconstructed milking machine DZ-100 (use of an equalizing vessel, suction hole instead of suction valve) used in stanchion houses with respect to the stability and variation of vacuum. The results of measurements indicate what structural adaptations are optimal.

equalizing vessel; vacuum variation; mean value of vacuum; mean loss in pressure

Adresa autora:

Ing. Lubomír Trnka, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

TŘÍDĚNÍ BRAMBOR PODLE JEJICH AGROFYZIKÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

L. Rásocha

RÁSOCHA, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Třídění brambor podle jejich agrofyzikálních vlastností*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 605–612.

Statistické zpracování základních fyzikálních vlastností hlíz brambor u vybraných odrůd a jejich analýza vede k hypotéze, podle níž je možné zkvalitnit třídění brambor z hlediska velikosti přechodem z dosavadního třídění podle čtvercových rozměrů na rovnocenné třídění podle obdélníkových rozměrů. Poznatků získaných teoretickým rozбором i praktickým měřením lze perspektivně využít při zpracování norem pro hodnocení brambor a zkoušení strojů. Na základě rozboru jsou kritizována některá ustanovení platných státních norem z hlediska celospolečenské efektivity.

třídění podle velikosti; hmotnost hlíz; tvarový koeficient

V tomto článku je popsána dílčí analýza agrofyzikálních vlastností brambor, na jejímž základě by se měl zkvalitnit a zjednodušit způsob třídění v mechanizovaných linkách úpravy brambor.

Bramborové hlízy určené k sázení (sadba) a brambory konzumní musí při prodeji odpovídat určitým požadavkům co do výskytu chorob, vzhledu, množství příměsí a jiných vad. Mezi jiným jsou specifikovány i požadavky na velikostní složení hlíz podle jejich určení. Tyto požadavky jsou přesně specifikovány v příslušných státních normách. V ČSSR platí pro hodnocení sadby a konzumních brambor ČSN 46 2045 a ČSN 46 2211, v nichž jsou stanoveny požadavky na třídění hlíz do skupin podle velikosti, včetně povolených chyb. O značné komplikovanosti a náročnosti svědčí výňatek z uvedených norem.

Výňatek z ČSN 46 2045 — Sadba brambor

Odrůda	Příčný průměr hlíz procházejících čtvercovým měřidlem		
	jednotné třídění	dvojitě třídění	
	od — do mm	malé od — do mm	velké od — do mm
a) s tvarem hlíz oválným až dlouhým, které stanoví ministerstvo	30—55	30—40	40—55
b) ostatní odrůdy	35—55	35—45	45—55
c) Keřkovské rohličky	50—90		

Znaky	Vlastnosti		
	salátové	I. jakost	II. jakost
Velikost hlíz — příčný průměr hlíz:			
Keřkové rohličky	30–55 mm	30–70 mm	—
Nicola, Karin	35–55 mm	35–70 mm	nejméně 35 mm
Ostatní odrůdy:			
hlízy kulovité	—	45–80 mm	nejméně 45 mm
hlízy oválné	—	40–70 mm	nejméně 40 mm

Mají-li být požadavky ČSN v plném rozsahu respektovány, vyplývá pro výrobce třídící techniky povinnost vybavit stroje odpovídajícím zařízením. Toto zařízení je výrobně náročné, ale v praxi není příliš využíváno (např. dvojitě třídění), přestože uvedená norma platí — s menšími změnami — již od roku 1966. Navíc pro některá ustanovení není výklad jednoznačný.

Proto jsme se zabývali některými možnostmi, jak řešit existující rozpory mezi stanovenými požadavky na třídění a technickými možnostmi realizace.

Jak pro pěstitele, tak pro konzumenty je významné hledisko hmotnosti. Hmotnost je tedy prvotním znakem, podle kterého by měly být hlízy zařazovány do příslušných jakostních skupin. Zavedené třídění podle rozměrů představuje v podstatě dělení podle druhotných znaků, které jsou v příslušném vztahu k hmotnosti a umožňují používat poměrně jednodušších mechanismů.

Dále jsme se věnovali studiu vhodnosti podle příčného průřezu hlíz, tj. podle šířky a tloušťky, na čtvercových otvorech, jak požadují státní normy.

Hlízu je možné charakterizovat třemi základními rozměry: délkou (d), šířkou ($\check{s}$) a tloušťkou (t). Předpokládáme-li, že hlíza je zploštělý elipsoid, potom její objem $V_o = \frac{\pi}{6} \cdot d \cdot \check{s} \cdot t$. Po zavedení kompenzačních koeficientů je možné stanovit, že hmota hlízy

$$m = V_o \cdot \gamma = A + B(d, \check{s}, t)^3$$

kde: A a B — experimentálně zjišťované konstanty

γ — měrná hmotnost

V_o — objem

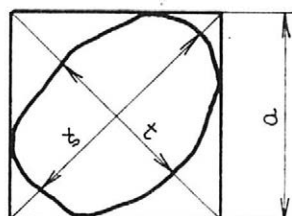
Tato závislost byla statisticky hodnocena a potvrzena zkouškami. Z rovnice plyne, že objem (a tím i hmotnost) se mění s třetí mocninou jednoho z rozměrů. Z měření závislosti hmotnosti hlíz na jednotlivých rozměrech vyplývá, že nejlepším druhotným znakem pro třídění je délka, dále šířka a nakonec tloušťka. Vzhledem k tomu, že se rozměry hlíz u jednotlivých odrůd mění, je výhodné zavést tzv. tvarové koeficienty

$$k_1 = \frac{d}{t}; \quad k_2 = \frac{\check{s}}{t}; \quad k_3 = \frac{d}{\check{s}} = \frac{k_1}{k_2}$$

Tyto koeficienty jsou pokládány s dostatečnou pravděpodobností za odrůdovou vlastnost a jsou rovněž v korelaci s hmotností hlíz.

Třídění podle příčného průřezu (podle šířky a tloušťky) je méně přesné ve vztahu k hmotnosti hlízy a vychází zřejmě z předpokladu ztotožnění šířky hlízy se stranou čtvercového měřidla. To je možné jen v krajním případě, kdy šířka hlízy je rovna její

tloušťce — takový případ není u žádné povolené čs. odrůdy. Zjednodušíme-li tvar hlízy na elipsoid, potom může projít čtvercovým otvorem, pohybuje-li se ve směru své délky, přičemž její šířka a tloušťka budou v rovinách úhlopříček otvorů (obr. 1). Z toho je patrné, že oválné až ledvinkovité hlízy je velmi obtížné nastavit na třídícím mechanismu tak, aby prošly tímto otvorem ve směru své délky, zvláště blíží-li se hraničním rozměrům čtvercového otvoru. Pro třídění na čtvercových otvorech je rozhodující koeficient k_2 . Čím více se bude příčný průřez hlíz blížit kruhu (k_2 se blíží 1), tím snazší bude jejich



1. Třídění hlíz podle příčného průřezu — Tuber sorting according to their cross-section

ustavení pro propad otvorem síta. Výpočty podle uvedených vztahů a praktickým měřením byla získána závislost k_2 na hmotnosti hlíz m u odrůd běžně zavedených v sedmdesátých letech. Z grafického znázornění této závislosti (obr. 2) vyplývá, že se zmenšující se hmotností hlízy se k_2 blíží 1, tzn., že drobnější hlízy jsou v příčném průřezu bližší kruhu. Třídění podle čtvercového otvoru je tedy vhodnější pro menší hlízy, ale je velmi nevhodné pro hlízy větší. Pro třídění větších hlíz je zřejmě výhodnější třídění podle délky a tloušťky, tedy obdélníkovými otvory, kudy by hlízy procházely ve směru své šířky. Je velmi pravděpodobné, že by bylo možné zkrátit třídící dráhu a snížit poškození hlíz.

S přihlédnutím k současným požadavkům na třídění podle tloušťky a šířky je pro stanovení dalšího postupu nutné provést přepočít jednotlivých velikostí hlíz daných stranou čtvercového otvoru a na odpovídající hmotnost m .

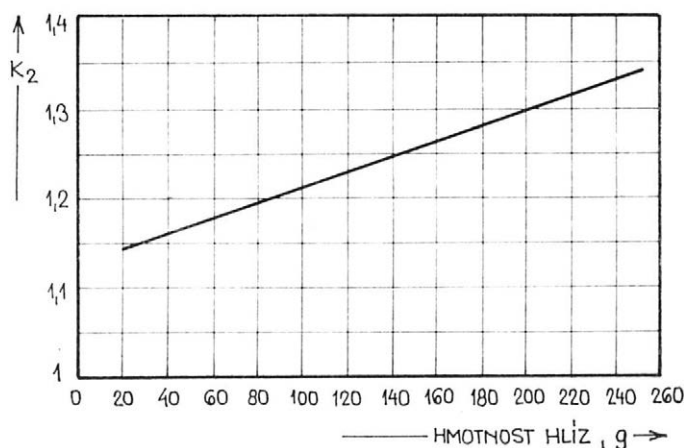
Za předpokladu eliptického příčného průřezu hlízy se vypočte potřebná minimální strana a čtvercového otvoru ve vztahu:

$$a_{\min} = \sqrt{\frac{s^2 + t^2}{2}}$$

nebo po úpravě

$$a_{\min} = \frac{\sqrt{k_2^2 + 1}}{k_2 + \sqrt{2}} \cdot s$$

2. Závislost koeficientu K_2 (šířka : délka) na hmotnosti — Relation of coefficient K_2 (width : length) to weight



Kategorie odrůd		Strana čtverce třídícího otvoru (mm)						
		30	35	40	45	55	60	70
		průměrná hmotnost hlízy (g)						
Přibližně kulovité I		16,8	26,6	43,1	60,2	116,8	149,2	211,5
Oválné II		18,8	30,6	46,8	66,2	128,0	162,2	246,0
I + II Ø		17,8	28,6	44,9	63,2	122,4	155,7	228,7
Strana čtvercového otvoru	min	13,0	24,5	41,5	58,0	111,0	140,0	203,5
	max	23,5	39,5	57,0	84,0	154,0	204,0	284,0

Podklady pro přepočítání jsou převzaty z dizertační práce ing. Břečky, který v letech 1968 až 1969 zkoumal a statisticky vyhodnotil 15 odrůd (Břečka, 1971). Vypočtené hodnoty i s porovnáním rozdílů hmotnosti mezi odrůdami blízkými se kulovitému tvaru a s odrůdami výrazně oválnými jsou uvedeny v tab. I.

U kulovitých odrůd jsou stanoveny vyšší hranice skupin třídění, aby byly zachovány přibližně stejné hmotnosti hlíz v jednotlivých skupinách. Rozdělení podle tvaru hlíz je např. v ČSN 47 0138 uvedeno podle poměru délky ku šířce (k_3) takto:

odrážky kulovité	—	$k_3 = 1,01 - 1,10$
kulovito-oválné	—	$k_3 = 1,11 - 1,20$
dlouze oválné	—	$k_3 = 1,21 - 1,40$
ledvinkovité	—	$k_3 = 1,41 - 1,60$

Obdobně je možné do stejných skupin rozdělit hlízy podle poměru délky k tloušťce (k_1) a šířky k tloušťce (k_2). Zkoumáním 15 odrůd v roce 1968 až 1969 byly zjištěny tyto průměrné hodnoty:

	min.	max.
k_1	1,295	1,665
k_2	1,150	1,280
k_3	1,100	1,370

Je patrné, že ani jedna měřená odrůda není kulovitá. Kulovitému tvaru se blíží pouze odrůdy 'Amsel', 'Krasava', 'Kardinál' a 'Jiskra', ze současně pěstovaných odrůd je to odrůda 'Nora'.

ČSN 46 2211 definuje brambory s oválnými hlízami jako ty, u nichž převážná část hlíz má délku alespoň o 1/4 větší než příčný průměr. ČSN 46 2045 nedefinuje oválné hlízy vůbec, s odkazem na stanovení ministerstvem. Tyto velmi nepřesné definice, na nichž jsou stavěny další požadavky na hranice třídění, vedou nejen k potížím při hodnocení, ale zvyšují i požadavky na vybavení třídící techniky, která se promítá do cen strojů (nehledě na možnost zvýšeného poškození). Z tab. I vyplývá, že rozdílnost hmotnosti hlíz přibližně kulovitých a oválných je relativně velmi malá a nemá praktický význam. Bylo by proto vhodné, aby tvůrci příslušných norem zvážili účelnost těchto požadavků vzhledem k obecně platným požadavkům na efektivnost.

Stanovením hmotnosti hlíz jednotlivých velikostí podle současně platných požadavků je možné hledat jiné vhodnější tvary propadových otvorů třídících sít a zachovat přitom dělení podle stejných kritérií hmotnosti hlíz.

Jak již bylo uvedeno, bude zřejmě výhodnější třídit hlízy (především o větší hmotnosti) podle délky a tloušťky, tedy na obdélníkových otvorech. Pro stanovení vhodných rozměrů obdélníkového otvoru je nutné vycházet ze základní rovnice závislosti hmotnosti hlízy na jejich rozměrech:

$$G = A + B(d, s, t)^3$$

Pro třídění podle délky a tloušťky je možné stanovit d a t za předpokladu známé hmotnosti hlízy z těchto vztahů:

$$d = \sqrt[3]{\frac{G - A}{B}}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{G - A_1}{B_1}}$$

kde: G — hmotnost hlízy

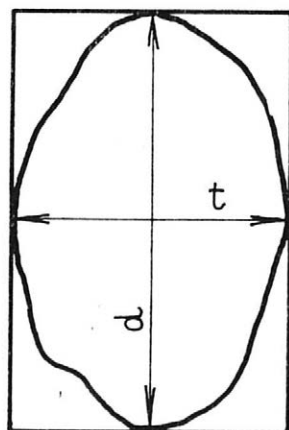
A, A_1, B, B_1 — experimentálně zjištěné konstanty pro délku a tloušťku

Z uvedených vztahů byly vypočteny rozměry obdélníkových třídících otvorů, kde délka hlízy d je délkou obdélníka a tloušťka t jeho šířkou (obr. 3). Pro výpočet byly použity zjištěné konstanty A až B_1 (Břečka, 1973) — hodnoty nejsou pro značný rozsah uvedeny. Propočty byly provedeny z měření 15 odrůd ve dvou letech, tedy ze 30 hodnot pro každý rozměr. Průměrné hodnoty jsou uvedeny v tab. II, hraniční hmotnosti hlíz jsou převzaty z tab. I.

Z hodnot uvedených v tab. II lze pro praktické využití počítat s těmito rozměry (zaokrouhleno):

čtvercový otvor o straně — mm	ekvivalentní obdélníkový otvor o stranách — mm
30	32 × 28
35	42 × 32
40	52 × 36
45	60 × 40
55	75 × 48
70	94 × 60

Navržené změny třídících rozměrů mohou podstatně zlepšit práci třídících mechanismů zkrácením doby nežádoucího pobytu hlíz na třídících elementech i zlepšením přesnosti třídění.



3. Třídění hlíz podle délky a tloušťky — Tuber sorting according to length and diameter

Hmotnost hlíz g	Odpovídající strana čtverco- vých otvorů mm	Vypočtené ekvivalentní rozměry obdélníkových otvorů	
		délka mm	šířka mm
17,8 ± 18	30	32,5	28,0
28,6 ± 29	35	42,0	32,0
44,9 ± 45	40	52,0	36,0
63,2 ± 63	45	59,0	40,0
122,4 ± 122	55	75,0	48,5
155,7 ± 156	60	82,0	52,5
228,7 ± 229	70	94,0	60,0

Požadavek minimálního ořezu a poškození hlíz je v současné době prioritní, protože i velmi jemné povrchové poškození v období sklizně umožňuje přenos infekčních chorob s následnými ztrátami v době skladování.

Z tohoto pohledu je potřebné zaměřit se také na kritéria přesnosti třídění a povolených tolerancí. Současně používané třídící mechanismy nejsou v plné šíři schopny ve všech provozních podmínkách zajistit požadavky příslušných ČSN. Tato skutečnost se odráží v potížích při schvalování a hodnocení třídíčů při zkouškách a vede výrobce ke konstrukcím dalších pomocných zařízení, k prodlužování aktivních třídících ploch apod., čímž se stroj nejen prodražuje, ale zvyšuje se i možnost poškození hlíz. Tvůrci státních norem musí vycházet při stanovení kritérií ze současně dostupných technických možností v praktickém provozu. Zde se jedná především o rozsah tolerancí vzájemného výskytu sousedních velikostních frakcí, v nichž zákonitě dochází k překrývání u hraničních hodnot velikosti hlíz. V současné době existuje dostatek podkladů pro stanovení takových požadavků, které jsou z hlediska celospolečenské efektivity optimální.

V této souvislosti je nutné věnovat zvláštní pozornost také otázce konzumních brambor při stanovování maximální velikosti hlíz. ČSN 46 2211 udává maximální velikost konzumních brambor v první jakostní třídě 70 a 80 mm. Tento požadavek je jistě správný z hlediska spotřebitele, ale pro výrobce třídící techniky může znamenat další komplikace s negativním dopadem na výrobce brambor, tedy na zemědělský závod. Bude-li např. státní zkušebna požadovat zajištění mechanismů pro oddělování hlíz uvedené velikosti, je výrobce nucen zajistit výrobu třídících pásů, sít apod., aniž by bylo prokázáno, že jsou tyto mechanismy nutné a potřebné.

V Agrozetu, k. VÚZS, byla v roce 1974 zpracována o této problematice studie, z níž vyplynulo, že již pro hranici velikosti hlíz 70 mm není nutné oddělovat tuto frakci mechanizovaně pro zjevnou neefektivnost.

Studie byla zpracována na základě teoretických rozborů i praktického měření. Pro teoretický výpočet bylo použito podkladů ze statistického hodnocení 15 odrůd brambor. U všech zkoumaných odrůd byly zjišťovány tyto základní statistické údaje: aritmetický průměr souboru — $\bar{x}$, směrodatná odchylka — σ , variační koeficient — V , koeficienty A , B pro výpočet hmotnosti.

POSTUP VÝPOČTU

a) U jednotlivých odrůd byla vypočtena šířka hlíz pro čtvercový rozměr $a = 70$ mm ze vztahu

$$\xi = \frac{a \cdot k_2 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{k_2^2 - 1}}$$

b) Z definované závislosti $G = f(\xi)$ byla vypočtena hmotnost hlíz.

c) Pro výpočet kusového procentuálního zastoupení hlíz o velikosti nad 70 mm bylo použito normálního rozdělení relativní četnosti, jehož frekvenční funkce je dána vztahem

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x - \bar{x})^2}{2\sigma^2}}$$

Zavedením normované náhodné veličiny u získáme pak frekvenční funkci tzv. normovaného normálního rozdělení

$$f(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{u^2}{2}}$$

$$\text{kde: } u = \frac{x - \bar{x}}{\sigma}$$

Plocha vyjádřená touto funkcí nad vodorovnou osou je svou velikostí rovna 1 (nebo 100 %) a je možné ji vyjádřit takto:

$$F(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u e^{-\frac{u^2}{2}} \cdot du$$

Pomocí tabelárních hodnot této funkce lze zjistit kusové procento zastoupení hlíz o rozměru větším než 70 mm.

d) Ze známé hodnoty aritmetického průměru $\bar{x}$ u hmotnosti hlíz s použitím funkčního průběhu relativní četnosti bylo přepočteno procentuální zastoupení v kusech na procentuální zastoupení hmotnosti hlíz o velikosti nad 70 mm v daném souboru.

Tento výpočet byl proveden u všech 15 zkoumaných odrůd ve dvou letech (celkem 30 souborů). Průměrné zastoupení hlíz o velikosti nad 70 mm je 3,11 % z celkové hmotnosti a 3,8 % po odečtení hlíz menších než 40 mm. Maximální hodnota v jednom případě činila 11,4 %.

Pro porovnání s vypočtenými hodnotami byla při zkouškách sklizečů a strojů pro posklizňovou úpravu brambor pracovníky VÚZS v letech 1968 až 1974 vyhodnocena praktická měření procentuálního zastoupení hmotností jednotlivých velikostních skupin. Přitom bylo zjištěno, že průměrné zastoupení hlíz větších než 70 mm činí 2,84 %, po odečtení hlíz s nedostatečnými rozměry 3,72 %, maximální hodnota byla 10 %.

Z vypočtených i prakticky změřených hodnot je možné jednoznačně stanovit, že hlízy o velikosti nad 70 mm činí v průměru 3,72 %, přičemž maximální hodnota je 11,7 %. V tomto zastoupení přicházejí velké hlízy ve směsi na přebírací stoly ke kontrole, při níž se vyřazují hlízy vadné a těžce poškozené. Z měření této velikostní skupiny bylo zjištěno, že minimálně 60 % těchto hlíz je při sklizni a posklizňové úpravě těžce poškozeno, a musí tedy být na přebíracích stolech vyřazeno. Do expedovaného zboží se může dostat v průměru pouze 1,5 % hlíz o velikosti nad 70 mm, což norma připouští (udává maximálně 2 %). V extrémním případě může tato hodnota činit 4,7 % a toto množství obsluha na přebíracích stolech snadno odstraní vizuálním posouzením (na 100 kg procházející hmoty brambor připadá pouze cca 20 hlíz této nadměrné velikosti).

Na základě rozboru agrofyzikálních vlastností brambor je navržena možnost změny mechanizovaného třídění brambor podle velikosti čtvercovými otvory na třídění obdélníkovými otvory při zachování dělení do skupin požadovaných z hlediska hmotnosti. Navrhované změny mohou zkvalitnit přesnost třídění a snížit poškození hlíz. Uvedená analýza může rovněž vést ke zjednodušení požadavků na velikostní třídění podle tvaru hlíz (kulovité, oválné), ke stanovení optimálních a jednoznačných požadavků v příslušných normách a v neposlední řadě může poskytnout podklady pro zkoušky a hodnocení třídící techniky pro brambory.

Literatura

- BŘEČKA, J.: Výzkum agrofyzikálních vlastností brambor z hlediska mechanizace. [Závěrečná zpráva.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1971.
 BŘEČKA, J.: Mechanické poškození brambor při sklizni. Zeměd. Techn., 19, 1973, č. 7, s. 407-422.
 BŘEČKA, J. — HANOUSEK, B.: Agrofyzikální vlastnosti brambor. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 6-7, s. 397-410.
 ČSN 46 2045. Sadba brambor. 1975.
 ČSN 46 2211. Brambory. 1974.
 ČSN 47 0138. Zkoušení sázečů brambor. 1978.

Došlo dne 12. 5. 1984

РАСОХА, Л. (Агрозет, научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, входящий в состав концерна, Прага - Ходов): Сортировка картофеля на основе его агрофизических свойств. Земед. Техн., 30, 1984 (10): 605-612.

Статистическая обработка основных физических свойств клубней картофеля у избранных сортов и их анализ приводит к гипотезе, на основе которой можно усовершенствовать сортировку картофеля по величине путем перехода от имевшей до сих пор место сортировки на основе квадратных размеров к равноценной сортировке на основе прямоугольных размеров. Данные, полученные на основе теоретического анализа и практических измерений, могут быть на перспективу использованы при разработке стандартов по оценке картофеля и испытаниям машин. На основе анализа подвергаются критической оценке некоторые положения действующих государственных стандартов с точки зрения общественной эффективности.

сортировка по величине; масса клубней; коэффициент формы

RÁSOCHA, L. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Potato Sorting in relation to their Agrophysical Properties*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 605-612.

Statistical processing of the basic physical properties of potato tubers in selected cultivars and their analysis underlie a hypothesis which will enable to improve the sorting of potatoes according to their size: sorting based on rectangular dimensions will replace the current sorting with respect to square dimensions. The knowledge from the theoretical analysis and practical measurements can be applied in future to the elaboration of standards for potato evaluation and machine tests. Using the results of the analysis, some regulations of the valid state standards are criticized with respect to the national effectivity.

sorting according to size; tuber weight; coefficient of shape

Adresa autora:

Ing. Lubomír Rásocha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

J. Kupr

KUPR, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Energetická náročnost samojízdných souprav*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 613–622.

Práce se zabývá stanovením energetické bilance samojízdné soupravy, kterou tvoří základní energetická jednotka s pracovními adaptéry. Pomocí kvantitativních ukazatelů energetické náročnosti jsou hodnocena různá řešení souprav pro sklizňové práce v rostlinné výrobě a vhodnost jejich pracovního použití.

adaptér; měrná práce; průchodnost; rychlostní a pracovní charakteristika

Převládajícím schématem zemědělského stroje v rostlinné výrobě je souprava základní energetické jednotky s pracovními adaptéry. Základní energetickou jednotku představuje traktor nebo samojízdný stroj (vybavený nejčastěji vznětovým motorem).

K základní jednotce se podle potřeby připojují specializované pracovní adaptéry (stroje), nebo jsou tyto adaptéry se základní jednotkou trvale spojeny (např. jednoúčelové stroje nebo určité univerzální jednotky), popřípadě se jedná o kombinaci pevně zabudovaných pracovních strojů a vyměnitelných adaptérů pro určité speciální operace (např. sklízecí řezačka).

Z hlediska ukazatelů produktivity práce je možné rozdělit stroje pro rostlinnou výrobu do dvou skupin, a to na stroje, u nichž hlavním parametrem produktivity práce je plošná (hektarová) výkonnost, a na stroje, jejichž hlavním ukazatelem produktivity je množství zpracovávané hmoty za jednotku času (průchodnost).

Tato práce je zaměřena na stroje, pro které je hlavním ukazatelem produktivity práce průchodnost.

TEORETICKÝ ROZBOR

V případě samojízdného stroje s pracovními adaptéry se jedná o pokrytí energetických nároků na pojezd soupravy a pohon pracovních orgánů. Energie na pojezd zahrnuje i energii na překonání pracovních odporů adaptérů s pracovními prvky pasívními anebo aktivními a energii potřebnou k pokrytí ztrát v pohonu pojezdových kol.

Energie potřebná k pohonu pracovních orgánů zahrnuje také ztráty v převodech mezi klikovým hřídelem motoru a vlastním pracovním ústrojím.

PŘÍKON NA POJEZD SOUPRAVY P_j

Příkon na pojezd soupravy P_j byl stanoven na základě těchto předpokladů:

- jedná se o soupravu samojízdného stroje a pracovních adaptérů,

- souprava se pohybuje konstantní rychlostí v do svahu α ,
- adaptér je umístěn na základní jednotce tak, že část jeho tíhy působí na zem,
- adaptér může být umístěn kdekoli na stroji, tj. před přední nápravou, za zadní nápravou, nebo je na stroji umístěno současně více adaptérů,
- každá náprava základní jednotky může být hnací,
- převod mezi klikovým hřídelem a hnací nápravou může být mechanický, hydrostatický nebo kombinovaný.

Stanovení příkonu na pojezd P_j uvádí Grečenko (1960) jako funkci:

$$P_j = f(H, v_t, \eta_{\sigma}, \eta_P) \quad (1)$$

Hnací síla H je za uvedených předpokladů dána funkcí:

$$H = f(G_s, G_{ai}, \alpha, F_i, d, g, \varphi_i, \xi) \quad (2)$$

Ke stanovení hnací síly H a příkonu na pojezd lze s výhodou použít programů, které uvádí Grečenko (1976).

PŘÍKON NA POHON ADAPTÉRU P_a

Energie potřebná pro pohon adaptérů se určí buď analýzou fyzikální podstaty děje s experimentálním určením příslušných konstant, nebo analýzou experimentálních výsledků, zjištěných v laboratorních nebo provozních podmínkách.

Při analýze fyzikálních dějů, které popisují činnost spojenou s dělením materiálu, jeho urychlováním a třením vystupuje hmotnost vždy v první mocnině, a tedy i energie potřebná k vykonání těchto prací je lineární funkcí hmotnosti, a tím i průchodnosti.

Při analýze experimentálních výsledků je většinou sledována závislost příkonu adaptéru na průchodnosti.

Obecně lze funkci $P_a = f(q)$ vyjádřit ve tvaru:

$$P_a = P_o + L_a \cdot q^n \quad (3)$$

Průchodnost q je funkcí výnosu M a geometrických parametrů adaptéru a lze ji vyjádřit ve tvaru:

$$q = M \cdot B \cdot v \quad (4)$$

a příkon adaptéru pak lze vyjádřit jako funkci skutečné rychlosti jízdy vztahem

$$P_a = P_o + L_a \cdot (M \cdot B)^n \cdot v^n \quad (5)$$

Exponent n může nabývat hodnot $n \leq 1$:

$n = 1$ charakterizuje lineární závislost příkonu na průchodnosti,

$n >$ charakterizuje obvykle nevhodné konstrukční řešení adaptéru, které ztěžuje průchod zpracovávaného materiálu,

$n <$ většinou charakterizuje adaptéry složité konstrukce s poměrně vysokým příkonem při běhu naprázdno P_o , jejichž pracovní režim je optimální při vyšších průchodnostech (např. rotační žací stroje).

Ve vztahu (3) a (5) charakterizuje veličina P_o (příkon při běhu naprázdno, tj. pro $q = 0$) pasivní odpory nezátíženého adaptéru, tj. jeho ztráty mechanické, hydraulické a ventilační. Předpokládá se, že velikost těchto odporů je konstantní v celém pracovním rozsahu, i když tomu tak zcela není (pro potřeby analýzy experimentálních výsledků je však tento předpoklad postačující).

Pro hodnocení soupravy je třeba brát v úvahu energetické nároky na pojezd i pohon všech adaptérů vztažených na klikový hřídel motoru, tj. vztah

$$P_M = P_j + \Sigma \eta_{ai} \cdot P_{ai} \quad (6)$$

Příkon na pojezd P_j i příkon adaptérů P_{ai} jsou funkcí skutečné rychlosti jízdy. To je výhodné využít pro zobrazení závislosti výkonu motoru P_M jako funkce rychlosti, doplněnou údaji o úhlu stoupání pozemku, o výnosu a dalších parametrech.

S ohledem na přehlednost je výhodné vynášet vztah pro P_j a pro $\Sigma \eta_{ai} \cdot P_{ai}$ proti sobě tak, aby začátek jedné funkce např. P_j , byl totožný s nulou souřadného systému a druhý vztah měl začátek totožný s hodnotou jmenovitého výkonu motoru P_{MJ} (obr. 1, 3 a 4). Průsečíky obou funkcí (rychlostní a pracovní charakteristiky) pak určují pracovní podmínky při plném využití výkonu motoru.

Oblast využití soupravy není omezena jen těmito energetickými ukazateli, ale i dalšími, především konstrukčními vlivy:

- A — omezení funkčními možnostmi adaptérů
- B — omezení skutečnou rychlostí při daném převodovém stupni
- C — omezení maximální svahovou dostupností s ohledem na stabilitu soupravy
- D — omezení maximální dostupnosti parametry hydrostatického pohonu (nastavení pojišťovacích ventilů)
- E — omezení 100% prokluzem

Rozbor jednotlivých omezení uvádí Kupr (1982). Rychlostní i pracovní charakteristika je funkcí rychlosti. Obráceně lze oba příkony (na pojezd a pohon adaptérů) vyjádřit jako funkci průchodnosti a pro hodnocení energetické náročnosti soupravy použít parametr měrné práce soupravy p_s , definovaný takto

$$p_s = \frac{P_M(q)}{q} \quad (7)$$

Tento způsob definice měrné práce má tu výhodu, že zahrnuje vliv příkonu při běhu naprázdno na celkový příkon soupravy. V případě, že by se předpokládala měrná práce pouze jako přírůstek energie na změnu průchodnosti $\left(\text{derivace funkce } p = \frac{dP_M(q)}{dq} \right)$, pak by příkon při běhu naprázdno, pro který se předpokládá $P_o = \text{konst.}$, zcela vypadl. Tím by výrazně zkreslil hodnocení energetické náročnosti soupravy, především proto, že průchodnosti u samojízdných strojů v rostlinné výrobě jsou řádově maximálně desítky kilogramů za sekundu.

Přihlédneme-li ke vztahům (3) a (6), je zřejmé, že parametr $p_s = f(q)$ bude rovnoosá hyperbola (pro dané α a M), jejíž jednou asymptotou bude osa p_s (pro $q \rightarrow 0$), druhou asymptotou bude rovnoběžka s osou q pro hodnotu $\Sigma(p_{j\alpha} + p_{ai})$ (při exponentu $n \leq 1$). Pro $n > 1$ má asymptota pro $q \rightarrow \infty$ obecný směr.

Měrná práce pojezdu $p_{j\alpha}$ je pro každé α konstantní (příkon na pojezd je lineárně závislý na rychlosti jízdy, tedy i na průchodnosti q).

Měrná práce agregátů p_{ai} (jak vyplývá ze vztahu (5)) s rostoucím q a pro n :

$n = 1$; p_{ai} konverguje k L_a

$n < 1$; s rostoucím q , p_{ai} konverguje k nule

$n > 1$; s rostoucím q , p_{ai} diverguje, přičemž $p_s = f(q)$ má lokální minimum

$$\text{pro } q_{\min} = \sqrt[n]{\frac{P_o}{(n-1)L_a}} \quad (8)$$

Ukazatel měrné práce soupravy p_s lze použít pro stroje, jejichž pracovní parametry jsou shodné nebo alespoň blíže podobné.

Pro stroje, jejichž konstrukční parametry se výrazně odlišují, je třeba použít sjednocujícího parametru, který by vyjádřil energetickou náročnost (měrnou práci) na jednotku charakteristického konstrukčního rozměru. Jednotková měrná práce je definována vztahem:

$$p_{s, 1} = \frac{p_s}{B} \quad (9)$$

POUŽITÍ

V další části jsou uplatněny teoretické závěry energetického hodnocení zemědělských strojů na sestavení energetické bilance a určení energetické výhodnosti daného řešení pomocí měrné práce. Jedná se o typické případy samojízdných sklízecích strojů s nesenými adaptéry s mechanickým nebo hydromechanickým pohonem pojezdu základní jednotky.

ENERGETICKÁ BILANCE NESENÝCH ROTAČNÍCH STROJŮ V AGREGACI S TRAKTOREM

Jedná se o hodnocení energetické náročnosti dvou provedení rotačních žacích strojů v agregaci s traktorem Z 7045. Jsou to rotační bubnové stroje:

RŽS 160 — čtyřbubnový

RŽS 160 s mačkáci kotouči — čtyřbubnový

ŽTR 165 — dvoububnový

Čtyřbubnový rotační žací stroj RŽS 160 s mačkáci kotouči byl pro potřeby výzkumu upraven přidáním mačkáčích kotoučů na žací bubny žacího stroje RŽS 160 (Vraný, 1974).

Ve všech případech se jednalo o nesené stroje na tříbodovém závěsu traktoru při sečení jetele o sušíně $s = 12 \%$.

Byly brány v úvahu tyto hmotnostní a geometrické charakteristiky soupravy:

hmotnost traktoru: $G_s = 4250 \text{ kg}$

hmotnost adaptéru: $G_{a1} = G_{a2} = 460 \text{ kg}$ (adaptér 1, RŽS 160; adaptér 2, RŽS 160 + mačkáci kotouče)

součinitel valivého odporu: $\xi = 0,06$

součinitel odporu adaptéru: $\varphi = 0,6$

poměrná část hmotnosti adaptéru přenášená zemí:

$$d_1 = d_2 = d_3 = 0,35$$

celková účinnost převodů pojezdu:

$$\eta_p = 0,9$$

vzdálenost těžiště traktoru: $l = 1,13 \text{ m}$

vzdálenost těžiště adaptéru od zadní nápravy traktoru:

$$a_1 = a_2 = a_3 = 1,5 \text{ m}$$

celková účinnost převodů pro pohon adaptéru:

$$\eta_{a1} = \eta_{a2} = \eta_{a3} = 0,96$$

Protože jsou hmotnostní i geometrické parametry soupravy s kterýmkoliv adaptérem téměř totožné (hmotnost adaptéru činí 9,8 až 10,3 % hmotnosti soupravy), bude příkon

na pojezd soupravy pro všechny adaptéry totožný (obr. 1). Rychlostní charakteristika soupravy je doplněna pracovními charakteristikami jednotlivých adaptérů P_{ai} .

Příkony adaptérů na vývodovém hřídeli traktoru při sečení jetele o výnosu $M \doteq 4,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ zjišťoval Vraný (1974). Z jeho měření vyplynuly pracovní charakteristiky $P_{ai} = f(q)$:

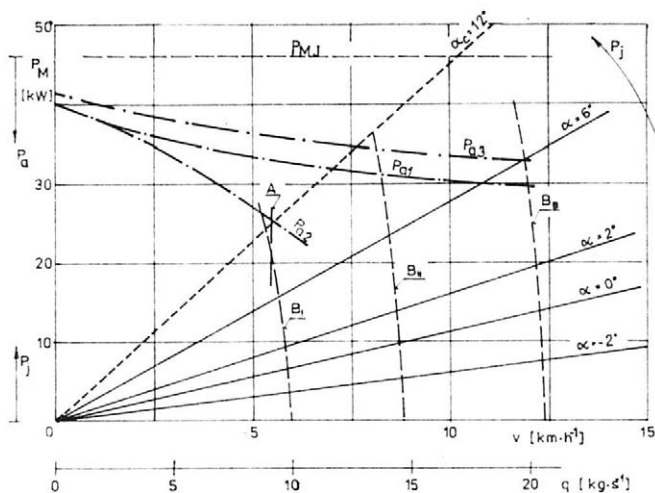
RŽS 160	$P_{a1} = 5,6 + 1,35 \cdot q^{0,67}$
RŽS 160 + mačkáci válce	$P_{a2} = 5,6 + 1,01 \cdot q^{1,23}$
ŽTR 165	$P_{a3} = 4,7 + 1,05 \cdot q^{0,67}$

Z charakteristiky ($P_j + P_{ai}$) na obr. 1 byla určena (ze vztahu (7)) měrná práce p_s . Závislost funkce $p_s = f(q)$ je znázorněna na obr. 2.

Z grafů na obr. 1 a 2 vyplývají tyto závěry:

— Při stejných pracovních podmínkách je měrná práce soupravy ŽTR 165 cca o 30 % nižší než soupravy s RŽS 160 a o 40 % nižší než soupravy s RŽS 160 s mačkáci kotouči. Při stejném záběru je dvoububnové provedení žací lišty výhodnější než čtyřbubnové především proto, že větší mezerou mezi válci posečený materiál snadněji odchází.

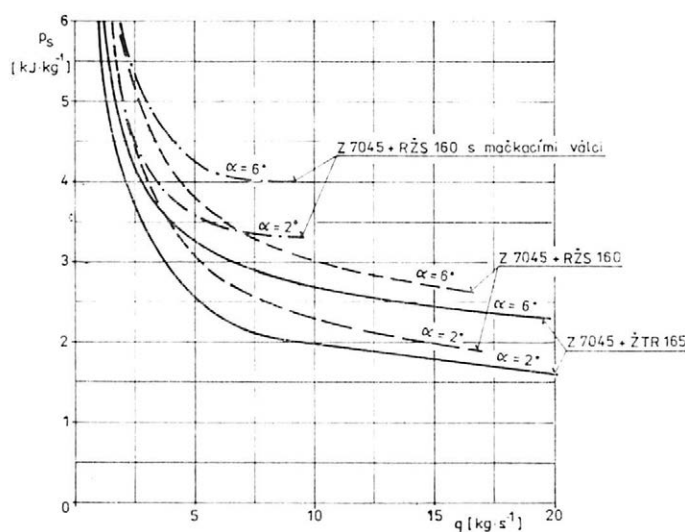
— Při zařazeném III. převodovém stupni může souprava Z 7045 + ŽTR 165 pracovat až do svahu 6° a při výnosu $M = 4,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ může dosáhnout průchodnosti $q \doteq 19,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$; tentýž traktor s RŽS 160 může stejné průchodnosti dosáhnout na svahu maximálně 5° .



1. Rychlostní charakteristika a stoupavost α soupravy Z 7045 a adaptéru (žacího stroje) s pracovní charakteristikou adaptéru při sklizni jetele o sušíně $s = 12\%$ a výnosu $M \doteq 4,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$. P_j ... příkon na pojezd soupravy do svahu α ; P_{a1} ... pracovní charakteristika RŽS 160; P_{a2} ... pracovní charakteristika RŽS 160 s mačkáci kotouči (uspořádání 3 + 2); P_{a3} ... pracovní charakteristika ŽTR-165; B_i ... průběh skutečné rychlosti při i -tém převodovém stupni a jízdě do svahu α ; A ... funkční omezení pracovní charakteristiky) — The velocity and hillside performance α of the Z 7045 tractor combined with a mower, and the performance of the mower at harvest of clover with dry matter $s = 12\%$ and yield $M \doteq 4.2 \text{ kg per m}^2$. P_j ... input power for the hillside travel of the combination set α ; P_{a1} ... performance of the RŽS 160 rotary mower; P_{a2} ... performance of the RŽS 160 mower with hay conditioner (disk arrangement 3 + 2); P_{a3} ... performance of the ŽTR-165 mower; B_i ... course of actual velocity at the i -th gear and hillside travel α ; A ... functional limitation of performance)

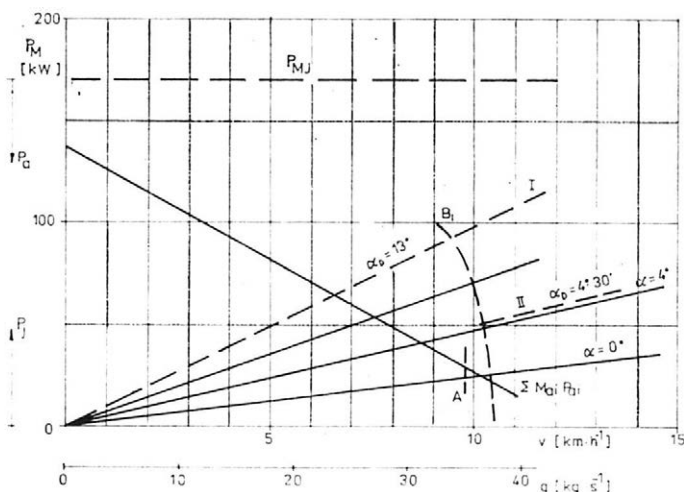
Technická data		Souprava	
		SPS-35	SKPU 220 + + Z 8011
Hmotnost základní jednotky G_s ; kg		6300	4600
Hmotnost adaptéru G_{ai} ; kg	KIS 06 000 00 M-02	1800	—
	SKPU-220	—	2355
Zatížení přední nápravy soupravy; kN		65,7	17,6
Zatížení zadní nápravy; kN		13,7	27,5
Hnací náprava		přední	zadní
Záběr adaptéru B ; m		3,4	2,2
Jmenovitý výkon motoru P_{MS} ; kW		170	58
Průměrný souč. valivého odporu ξ		0,06	0,06
Součinitel odporu adaptéru φ		0,6	0,6
Poměrná hmotnost adaptéru přenášená zemí d		0,2	0,2
Celkový příkon adaptérů $\sum \eta_{ai} P_{ai}$; kW ⁺⁾		$32 + 2,67 \cdot q$	$7 + 3,45 \cdot q$

⁺⁾ ... platí pro kukuričnou řezanku o sušině $s = 14$ až 17% a teoretické délce řezanky $l_t = 10$ mm



2. Měrná práce p_s soupravy Z 7045 s adaptérem v závislosti na průchodnosti q a provedení adaptéru — Specific output p_s of the Z 7045 combination set in relation to the throughput q and the design of the attachment

3. Rychlostní charakteristika a stoupavost α soupravy SPS-35 s plošným kukuřičným adaptérem KIS-06 000 00 M-02 s pracovní charakteristikou $\Sigma_{\eta ai} \cdot P_{ai}$ při sklizni kukuřice o sušíně $s = 17\%$ a teoretické délce řezanky $l_t = 10$ mm — Velocity and hillside performance α of the self-propelled chopper-harvester SPS-35 with the maize mower bar KIS-06 000 00 M-02 and the performance $\Sigma_{\eta ai} \cdot P_{ai}$ at harvest of maize with dry matter $s = 17\%$ and the theoretical length of chopped material $l_t = 10$ mm



— Při jízdě na II. převodový stupeň může souprava Z 7045 + ŽTR 165 pracovat až do svahu 12° ; souprava Z 7045 + RŽS 160 může pracovat za stejných podmínek do svahu maximálně 9° .

— Mačkáci kotouče na RŽS 160 se projeví jak výrazným růstem příkonu, tak i funkčním omezením pracovních možností. Při průchodnosti $q_A = 9 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ docházelo k neodstranitelnému ucpávání prostoru mezi mačkáci kotouči. Z tohoto důvodu mohla souprava pracovat pouze na I. převodový stupeň do svahu až 12° .

ENERGETICKÁ BILANCE SAMOJÍZDNÉ ŘEZAČKY SPS-35 A ZÁVĚSNÉ ŘEZAČKY SKPU-220 S TRAKTOREM Z 8011

Jedná se o energetické hodnocení samojízdných souprav odlišné koncepce, a to o samojízdnu sklízecí řezačku SPS-35 s kukuřičným adaptérem KIS-06 000 00 M-02 a s hydromechanickým pohonem pojezdu a většiny adaptérů (mimo nožový buben) a o závěsnou jednoosou řezačku SKPU-220 v agregaci s traktorem Z 8011. Hlavní technická data, potřebná k sestrojení rychlostních charakteristik, byla čerpána podle Kupra (1981) a Vraného (1971), kteří uvádějí celý rozsah podkladů. Rychlostní a pracovní charakteristiky na obr. 3 a 4 byly sestaveny pro sklizeň kukuřice o sušíně $s = 14$ až 17% s výnosem $M = 4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$ a pro teoretickou délku řezanky $l_t = 10$ mm. Potřebné energetické údaje byly získány měřením krouticího momentu a otáček na klikovém hřídeli motoru (SPS-35) a vývodovém hřídeli traktoru (pro řezačku SKPU-220).

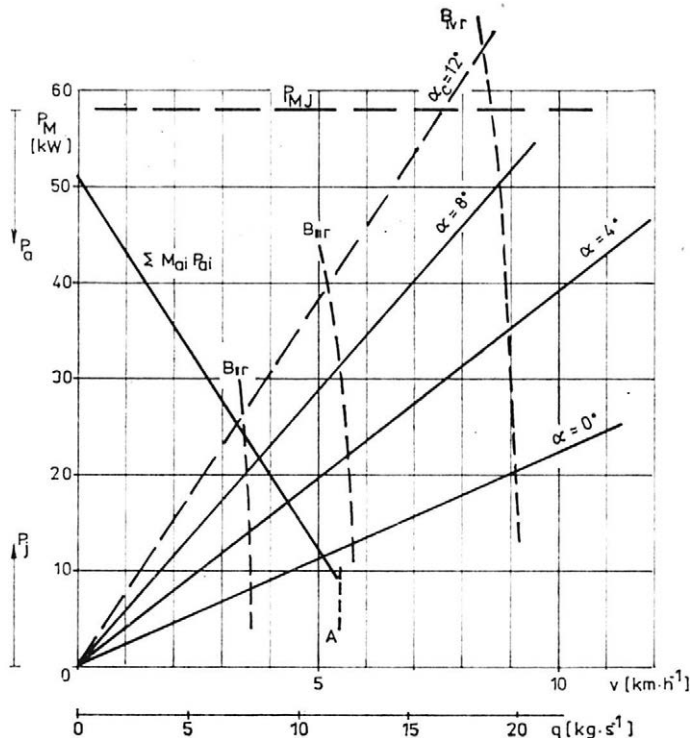
Z charakteristik na obr. 3 a 4 plynou tyto závěry:

— souprava SKPU-220 + Z 8011 může pracovat jen na dva převodové stupně, a to na III. rychlostní stupeň (do rychlosti $5,94 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) při jízdě po rovném poli (pro $\alpha = 0^\circ$);

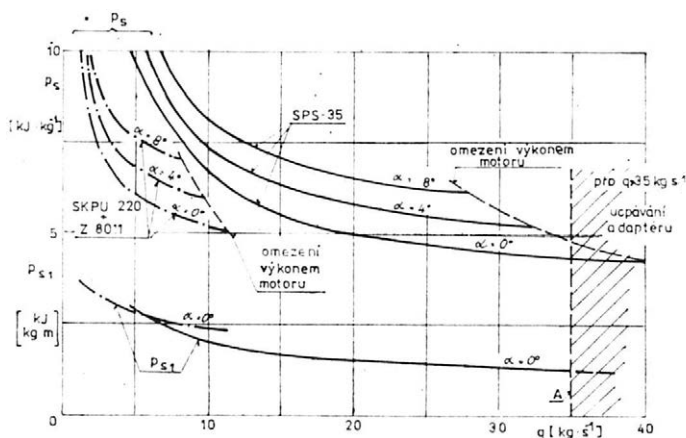
— maximální využití stoupavosti soupravy (do $\alpha_c = 12^\circ$) je možné jen na II. rychlostní stupeň (do rychlosti $3,74 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; platí pro pneumatiky 16,9/14—34);

— využití vyššího převodového stupně téměř nepřichází v úvahu, s výjimkou extrémně nízkého výnosu;

— limitujícím konstrukčním prvkem soupravy byla žací lišta, která umožňovala maximální průchodnost $q_A = 12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$;



4. Rychlostní charakteristika a stoupavost α soupravy Z 8011 + SKPU-220 s pracovní charakteristikou $\Sigma_{nai} \cdot P_{ai}$ při sklizni kukuřice o sušině $s = 14\%$ a teoretické délce řezanky $l_t = 10$ mm — Velocity and hillside performance α of the Z 8011 tractor combined with the trailer-type chopper SKPU-220 and the performance $\Sigma_{nai} \cdot P_{ai}$ at maize harvest with dry matter $s = 14\%$ and the theoretical length of chopped material $l_t = 10$ mm



5. Měrná práce p_s a jednotková měrná práce $p_{s,1}$ porovnávaných souprav SPS-35 (s plošným kukuřičným adaptérem) a Z 8011 + SKPU-220 v závislosti na průchodnosti q sklizené kukuřice o sušině $s = 14$ až 17% a teoretické délce řezanky $l_t = 10$ mm při jízdě do svahu α — Specific output p_s and unit specific output $p_{s,1}$ of the combination sets

SPS-35 (with maize mower bar) and Z 8011+SKPU-220 in relation to the throughput q of harvested maize with dry matter $s = 14$ – 17% and the theoretical length of chopped material $l_t = 10$ mm during hillside travel α

— samojízdná sklízecí řezačka SPS-35 může pracovat jen na I. převodový stupeň (do rychlosti $10,54$ km·h⁻¹, pro pneumatiky 15–21);

— při požadované jmenovité průchodnosti $q = 28$ kg·s⁻¹ může souprava pracovat až do stoupání $\alpha \approx 7^\circ$;

— stejně jako u předchozí soupravy byl limitujícím konstrukčním prvkem žací adaptér, který umožnil maximální průchodnost $q_A \approx 35$ kg·s⁻¹. Této průchodnosti bylo možné dosáhnout jen při jízdě po rovině nebo po svahu (pro $\alpha \leq 0^\circ$).

Charakteristiky (obr. 3 a 4) umožnily stanovit měrné práce souprav p_s podle vztahu (7). Jejich průběh, tj. funkce $p_s = f(q)$, je znázorněna na obr. 5. Parametr p_s obou souprav však nelze vzájemně porovnat, neboť se jedná o stroje koncepčně značně odlišné.

Jednotková měrná práce $p_{s,1}$ (vztažená na 1 m záběru obou strojů), uvedená rovněž na obr. 5, ukazuje na výrazně příznivější energetické nároky samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 pro průchodnosti $q > 6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro průchodnost $q < 6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je výhodnější souprava SKPU-220 + Z 8011, především proto, že má výrazně nižší příkon při běhu naprázdno, který je u řezačky SKPU-220 pouze $\Sigma P_{oi} \doteq 7 \text{ kW}$ (v důsledku čistě mechanických převodů); u SPS-35 byl příkon naprázdno cca 32 kW, především proto, že jsou plně uplatněny hydropohony, jejichž účinnost při běhu naprázdno je velmi nízká.

ZHODNOCENÍ

Rychlostní a pracovní charakteristiky a z nich plynoucí parametry měrné práce p_s a $p_{s,1}$ umožňují hodnotit rozsah pracovních podmínek a energetickou náročnost vzájemně srovnatelných zemědělských strojů pomocí objektivních energetických ukazatelů.

Tohoto způsobu lze použít jak u strojů již vyráběných, u nichž lze energetickou náročnost zjistit měřením potřebných parametrů, tak u strojů ve stadiu návrhu, u kterých je žádoucí předem určit potřebný energetický zdroj (motor), aby byly pokryty energetické požadavky soupravy.

Použité symboly

B	 charakteristický rozměr (záběr) adaptéru	(m)
d	 podíl tíhy adaptéru přenášený zemí	
F_t	 pracovní odpor adaptéru	(kN)
G_{ai}	 hmotnost i -tého adaptéru	(kg)
G_s	 hmotnost základní jednotky	(kg)
g	 zrychlení tíže	($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)
H	 hnací síla	(kN)
L_a	 koeficient měrné práce	($\text{kW} \cdot \text{s}^n \cdot \text{kg}^{-n}$)
M	 výnos	($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$)
n	 exponent	
P_{ai}	 příkon i -tého adaptéru	(kW)
P_f	 příkon na pojezd	(kW)
P_M	 výkon motoru	(kW)
P_{MJ}	 jmenovitý výkon motoru	(kW)
P_{oi}	 příkon při běhu naprázdno i -tého adaptéru	(kW)
p_s	 měrná práce soupravy	($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
$p_{s,1}$	 jednotková měrná práce soupravy	($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$)
q	 průchodnost	($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
v	 skutečná rychlost jízdy	($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)
v_t	 teoretická rychlost jízdy	($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
α	 úhel svahu	(°)
η_δ	 prokluzová a valivá účinnost	
η_P	 účinnost převodů pohonu pojezdu	
η_{ai}	 účinnost převodů pohonu mezi klikovým (vývodovým) hřídelem a vstupním hřídelem adaptéru	
φ_i	 součinitel tření i -tého adaptéru o zem	
ξ	 součinitel valení	

Literatura

- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, ČSAV-SZN 1960.
- GREČENKO, A.: Rychlostní charakteristiky samojízdných strojů. [Dílčí zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1976.
- KUPR, J.: Energetické poměry II. prototypu sklízecí řezačky SPS-35. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1981.
- KUPR, J.: Soustava kritérií energetické náročnosti a metodika energetické optimalizace. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.
- VRANÝ, Z.: Pevnostní a energetický výzkum sklízecí píce SKPU-220. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1971.
- VRANÝ, Z.: Energetická porovnání rotačních žacích strojů. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.

Došlo dne 12. 5. 1984

КУПР, Я. (Агрозет, научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, входящий в состав концерна, Прага - Ходов): Энергоёмкость самоходных агрегатов. Земед. Techn., 30, 1984 (10) : 613-622.

Работа посвящена определению энергетического баланса самоходного агрегата, состоящего из основной энергетической единицы с рабочими приставками. С помощью количественных показателей энергоёмкости оцениваются различные способы решения агрегатов для уборочных работ в растениеводстве и пригодность их рабочего использования.

приставка; удельная работа; проходимость; скоростная и рабочая характеристика

KUPR, J. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Energy Demand of Self-propelled Combination Sets of Farm Machines*. Zeméd. Techn., 30, 1984 (10) : 613-622.

Energy balance of a self-propelled combination set of farm machines is determined; the set consists of a driving unit (tractor) with attachments. Using the quantitative parameters of energy demand, various combinations of harvesters in crop production are evaluated, with the suitability of their use.

attachment; specific output; throughput; velocity and performance

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

METODA KONEČNÝCH PRVKŮ VE VÝPOČTECH PEVNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

M. Eberl, P. Müller

EBERL, M. — MÜLLER, P. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Metoda konečných prvků ve výpočtech pevnosti zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 623—633.

Článek pojednává o použití metody konečných prvků pro výpočet rovinné napjatosti v silově zatěžovaných rovinných i zakřivených plošných konstrukcích. Obsahuje i stručný popis souboru programů pro minipočítač NOVA 820, používaný v odboru základního výzkumu Agrozet, k.VÚZS. Uvedený příklad ilustruje jednu z možností použití metody konečných prvků ve výpočtářské praxi zemědělského strojírenství.

membránové napětí; minipočítač

Obecná snaha dosáhnout užitého efektu výrobku při současném snižování nákladů na materiál, energii a živou práci se projevuje i v zemědělském strojírenství a předpokládá samozřejmě mimo jiné přesnější informovanost o namáhání silově zatěžovaných součástí vyráběných strojů, aby i při snížené spotřebě materiálu byly pevnost a životnost zařízení, potřebné k odpovídajícímu plnění určené úlohy, na požadované výši. Tato snaha však často vede k výrobě součástí komplikovanějších tvarů, umožňuje-li to současně technologická úroveň a její ekonomická dostupnost, takže již nelze vždy vystačit s náhradou reálného tělesa jednoduššími výpočtovými modely, schopnými analytického řešení. Tato skutečnost vedla k rozvoji rozličných přibližných metod výpočtu, jejichž praktický význam roste s rozvojem výpočetní techniky a s její dostupností, neboť pro dosažení vyhovující přesnosti je zpravidla nutné operovat se značným množstvím dat. Jednou z těchto metod, v posledních desetiletích se rychle rozvíjejících pro svou značnou univerzálnost a použitelnost k programování, je metoda konečných prvků (MKP), jež poskytuje i žádanou přesnost výsledku, závislou na hustotě dělení výpočtové oblasti.

Metoda použitá v Agrozetu, k.VÚZS, umožňuje výpočet membránové napjatosti tenkostěnných konstrukcí s rovinnou nebo zakřivenou střednicovou plochou. Výpočtový model takové zakřivené konstrukce ovšem musí být složen rovněž z rovinných prvků.

V článku je stručně uveden princip metody a popis souboru programů, jimiž je výpočet deformací, poměrných vnitřních sil, membránových napětí, hlavních napětí a redukovaných napětí konstrukce realizován na počítači NOVA 820.

Soubor tvoří kromě základního programu ještě programy sloužící pro zpracování vstupních dat, ke grafické kontrole zadávané sítě konečných prvků a k přehlednému zpracování výsledku výpočtu.

Na závěr je uveden příklad ilustrující praktické použití metody při výpočtu koncentrace napětí v jednoduše tvarované ohybově zatížené rovinné součásti.

Na rozdíl od analytických diferenciálních metod výpočtu, popisujících chování kontinua s určitými makroskopickými vlastnostmi, nahrazujícího látku reálného tělesa, pracuje MKP s diskretními tělesy (prvky) konečné velikosti, na něž je zcela rozdělen prostor zkoumaného reálného tělesa (obr. 2). Průběh sledovaných veličin se v každém prvku nahradí zvolenou funkcí (např. polynomem) s volnými parametry. Tyto volné parametry (koeficienty polynomu) lze potom určit tak, aby byly splněny fyzikální zákony platící pro zmíněnou soustavu těles (prvků). Přibližnost této metody pramení tedy z diskretizace výpočtového tělesa, neboť kontinuální model zpravidla lépe vystihuje skutečné chování tělesa, a z náhrady funkčního průběhu sledovaných veličin. Výhodou MKP a důvodem jejího zavádění do praxe je skutečnost, že na rozdíl od analytických metod s diferenciálními rovnicemi, v obecných případech často svízelně řešitelnými, vede na soustavy lineárních algebraických rovnic, jejichž řešení lze realizovat na počítači některou z rozvinutých metod. Přesnost výpočtu lze přitom zvyšovat zjemňováním dělení, přičemž mez je tu dána zpravidla spíše než nebezpečím numerické nestability časem výpočtu, únosným pro řešení dané úlohy a kapacitou paměti použitého číslicového počítače. Úspěch řešení tedy do jisté míry závisí na rozumné volbě hustoty dělení tělesa (např. v místě značných předpokládaných gradientů třeba volit větší hustotu) tak, aby přijatý kompromis vedl k vyřešení úlohy v únosném čase při vyhovující přesnosti výsledku.

Zde uváděná metoda počítá deformace a membránová napětí, určuje tedy rovinnou napjatost tělesa složeného z rovinných prvků, způsobenou vnějším zatížením. Postup výpočtu lze obecně popsat takto:

Zvolíme-li v i -tém prvku kartézské složky posuvu jakožto funkce souřadnic x , y , pak to pro rovinný případ lze např. zapsat jako:

$$u_i = u_i(a_{ij}, x, y) \quad (1)$$

$$v_i = v_i(b_{ij}, x, y)$$

kde: u_i — posuv ve směru osy x
 v_i — posuv ve směru osy y
 a_{ij}, b_{ij} — volné parametry

Těmito konstitučními rovnicemi jsou popsány posuvy, takže ostatní veličiny rovinné napjatosti plynou přímo z rovnic pružnosti.

Deformace se počítá ze známých geometrických vztahů pro spojitě těleso

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xi} &= \frac{\partial u_i}{\partial x} \\ \varepsilon_{yi} &= \frac{\partial v_i}{\partial y} \\ \gamma_i &= \frac{\partial u_i}{\partial y} + \frac{\partial v_i}{\partial x} \end{aligned} \quad (2)$$

kde: ε — poměrné prodloužení
 γ — zkosení

napětí pak pro izotropní materiál z Hookeova zákona

$$\sigma_{xi} = \frac{E_i}{1 - \mu_i^2} (\varepsilon_{xi} + \mu_i \varepsilon_{yi})$$

$$\sigma_{yi} = \frac{E_i}{1 - \mu_i^2} (\varepsilon_{yi} + \mu_i \varepsilon_{xi}) \quad (3)$$

$$\tau_i = G_i \cdot \gamma_i$$

kde: E_i — modul pružnosti v tahu
 G_i — modul pružnosti ve smyku
 μ_i — Poissonovo číslo

Zbývající fyzikální podmínkou, pomocí níž lze určit volné parametry, je podmínka rovnováhy. Tu lze pro náš účel přehledněji vyjádřit principem virtuálních prací ve staticce

$$\delta A = 0 \quad (4)$$

kde: A — práce všech vnitřních i vnějších sil

To lze psát dále jako

$$\delta L - \delta W = 0 \quad (5)$$

kde: L — celková potenciální energie napjatosti tělesa
 W — práce vnějších sil

Bude-li působení vnějších sil povoleno pouze ve vrcholech prvků (uzlech), pak

$$\delta W = \sum_{k=1}^m \vec{F}_k \cdot \delta \vec{w}_k \quad (6)$$

kde: $\vec{F}_k$ — vnější síla o složkách F_{kx}, F_{ky}
 $\vec{w}_k$ — vektor posuvu o složkách u_k, v_k
 k — číslo uzlu

Potenciální energie napjatosti i -tého prvku je

$$L_i = \frac{1}{2} \int_{S_i} (\sigma_{xi} \cdot \varepsilon_{xi} + \sigma_{yi} \cdot \varepsilon_{yi} + \tau_i \cdot \gamma_i) \cdot t_i \cdot dS_i \quad (7)$$

kde: t_i — tloušťka prvku
 S_i — plocha prvku

Je vidět vhodnost volby jednotného typu prvků (trojúhelník, čtyřúhelník), neboť potom hranice oblasti integrálu (7) je dána pouze souřadnicemi vrcholů a integrál lze vyjádřit jednotným algebraickým výrazem, jehož hodnota pak závisí na souřadnicích vrcholů.

Celkovou potenciální energii napjatosti dostaneme součtem

$$L = \sum_{i=1}^n L_i \quad (8)$$

Z důvodů spojitosti tělesa musí být posuvy u_i, v_i ve společných vrcholech prvků (uzlech) stejné, rovny u_k, v_k . Vyjádříme-li volné parametry a_{ij}, b_{ij} z rovnice (1) pomocí posuvů uzlů u_k, v_k , budou deformace a napětí jednoznačnou funkcí těchto posuvů.

Variační podmínka (5) je ekvivalentní s požadavkem extrému funkcionálu

$$L - W \stackrel{!}{=} \text{ext.} \quad (9)$$

což je tzv. Lagrangeův princip.

Použijeme-li rovnic (6), (7), zní v našem případě takto:

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \int_{S_i} (\sigma_{xi} \cdot \varepsilon_{xi} + \sigma_{yi} \cdot \varepsilon_{yi} + \tau_i \cdot \gamma_i) \cdot t_i \cdot dS_i - \sum_{k=1}^m F_{kx} \cdot u_{kx} + F_{ky} \cdot u_{ky} \stackrel{!}{=} \text{ext.} \quad (10)$$

Nyní se již jedná o úlohu extrému funkce m proměnných, která je řešitelná známým způsobem

$$\frac{\partial (L - W)}{\partial u_k} \stackrel{!}{=} 0, \quad \frac{\partial (L - W)}{\partial v_k} \stackrel{!}{=} 0, \quad k = 1, \dots, m \quad (11)$$

Vazba tělesa je dána předepsanými hodnotami posuvů vázaných uzlů, takže např. pro pevně vázané uzly ve směru x dosazujeme $u_k = 0$.

Volíme-li funkce u_i, v_i jako polynomy s koeficienty a_{ij}, b_{ij} , je levá strana (10) kvadratickou formou koeficientů, a tedy předpis (11) v tomto případě vyjadřuje soustavu lineárních algebraických rovnic s neznámými u_k, v_k , kterou lze zapsat v maticovém formalismu

$$\bar{K} \cdot \bar{U} = \bar{F}$$

kde: $\bar{U}$ — vektor posuvů

$\bar{F}$ — vektor sil

$$\bar{U} = \begin{pmatrix} u_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ u_k \\ \cdot \\ \cdot \\ u_m \\ v_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ v_k \\ \cdot \\ \cdot \\ v_m \end{pmatrix} \quad \bar{F} = \begin{pmatrix} F_{x1} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ F_{xk} \\ \cdot \\ \cdot \\ F_{xm} \\ F_{y1} \\ \cdot \\ \cdot \\ F_{yk} \\ \cdot \\ \cdot \\ F_{ym} \end{pmatrix}$$

$\bar{K}$ — matice závislá na tuhostních parametrech materiálu prvků, jejich tloušťce a konfiguraci jejich sítě, nazývaná podle pružinové analogie maticí tuhosti tělesa

Protože určité posuvy u_k, v_k jsou společné vždy jen sousedícím prvkům, je v každém řádku matice tuhosti jen tomu odpovídající počet nenulových prvků matice, čímž ji lze upravit na matici pásovou, výhodnou pro rychlejší řešení.

Príslušná napětí σ_x, σ_y, τ se potom určí zpětným dosazením do rovnice (2) a (3), takže obecně dostaneme v k -tém uzlu sítě tolik hodnot napětí, kolika sousedícím prvkům je vrcholem. Při přesném řešení kontinua by pole napětí mělo být rovněž spojité, takže odchylky hodnot v uzlech mohou sloužit k posouzení přesnosti řešení, odpovídající dané hustotě sítě konečných prvků.

Z popisu metody konečných prvků, uvedené v předchozí části, vyplývá, že její použití v praktických případech vyžaduje řešit soustavu stovek až desítek tisíc lineárních algebraických rovnic. Pro řešení tak velké soustavy rovnic je však třeba mít k dispozici výkonný počítač s velkou kapacitou operační paměti. V mnoha případech ani to nestačí a pro uložení soustavy rovnic je třeba použít velkokapacitních diskových pamětí.

Přesto lze metodu konečných prvků s úspěchem aplikovat i na minipočítači s operační pamětí 64 kB a diskovou pamětí 2,5 MB, i když samozřejmě pouze pro řešení menších úloh, zejména pro výpočty jednotlivých součástí. Programy pro počítač je však třeba segmentovat a pracovat s daty uloženými v diskové paměti i za cenu, že se doba trvání výpočtu prodlouží.

Tímto způsobem byl vypracován i soubor programů pro výpočet napjatosti v plošných konstrukcích metodou konečných prvků, určený pro minipočítač NOVA 820 a používaný v odboru základního výzkumu Agrozet, k. VÚZS (Šnobl, 1984).

Soubor obsahuje tyto programy:

- TVORMKP — program pro čtení a kontrolu vstupních údajů a vytvoření vstupního souboru dat pro program MKP
- MKP — základní program pro výpočet deformací a poměrných vnitřních sil v uzlech rovinné nebo prostorové konstrukce s plošnými prvky
- TISKMKP — program pro dodatečný tisk výsledků programu MKP
- GRAFMKP — program pro grafické zobrazení sítě konečných prvků
- MENA — program pro výpočet membránových napětí, hlavních napětí a jejich směrového úhlu a redukováných napětí

Návaznost těchto programů je patrna z vývojového diagramu na obr. 1.

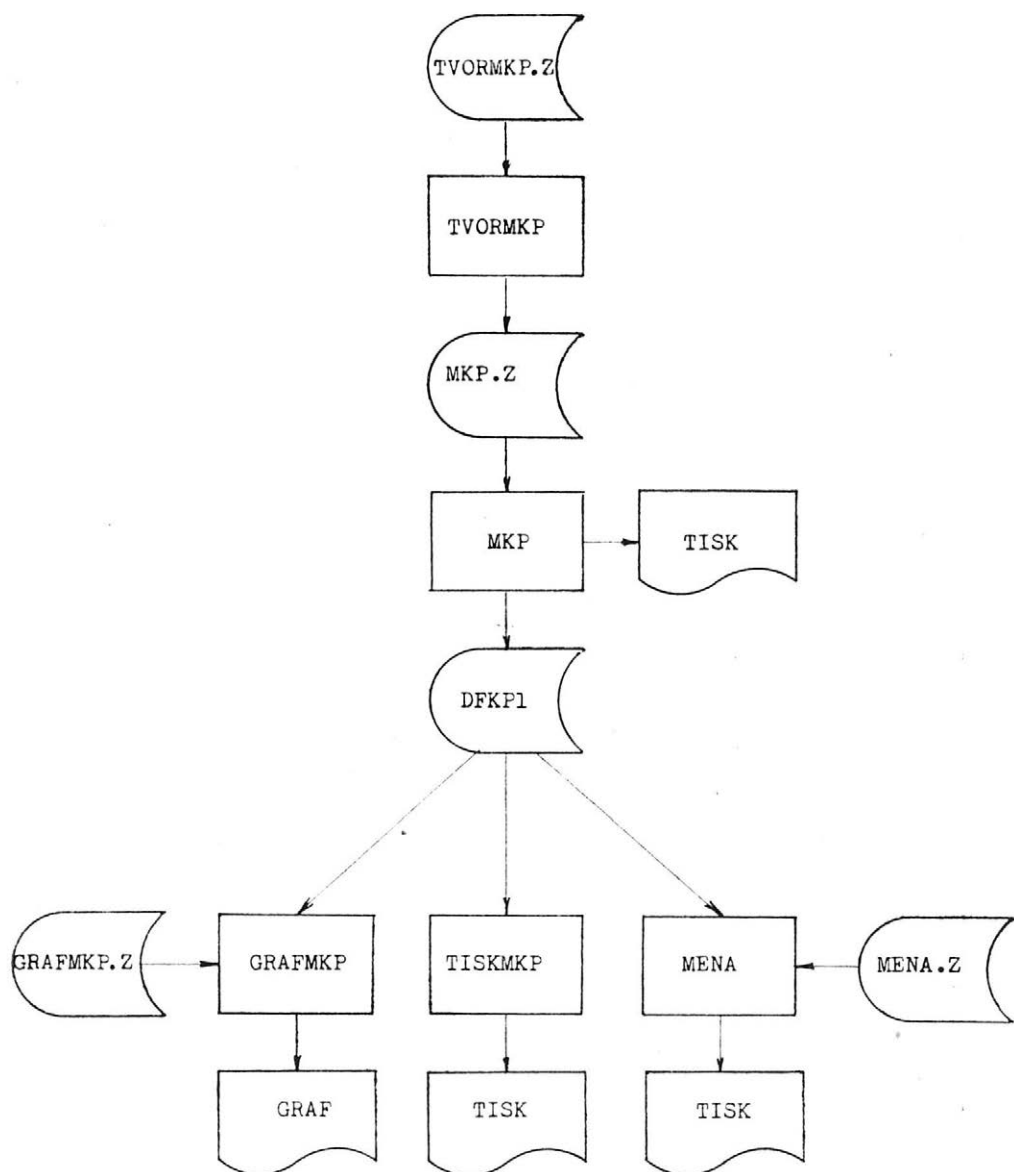
Program TVORMKP

Tento program zajišťuje čtení vstupních údajů o řešené konstrukci ze souboru TVORMKP.Z, jejich kontrolu a vytvoření vstupního souboru MKP.Z pro program MKP.

Vstupní údaje o konstrukci obsahují tyto veličiny:

- a) název úlohy
- b) šestimístný kód pro tisk
- c) použité jednotky
- d) základní údaje o konstrukci
 - typ úlohy (rovinná, prostorová)
 - počet uzlů zadávané sítě
 - počet uzlů s vazbou
 - počet prvků zadávané sítě
 - počet různých použitých materiálů
 - číslo počátečního uzlu pro minimalizaci
 - počet zatěžovacích stavů
- e) souřadnice uzlů v globální pravotočivé kartézské souřadné soustavě
- f) charakteristiky vazeb
- g) čísla uzlů v jednotlivých prvcích
- h) čísla globálních poloos (pouze u prostorové úlohy)
- i) fyzikální vlastnosti prvků (pro izotropní nebo anizotropní materiály)
- j) zatížení uzlů pro různé zatěžovací stavy

Detailní popis vstupních údajů a jejich přesný význam uvádí Eberl (1984).



1. Soubor programů pro výpočet napjatosti v plošných konstrukcích metodou konečných prvků — A set of programs for the computation of the state of stress in surface structures by the method of finite elements

Program MKP

Tento program tvoří základ souboru programů pro výpočet napjatosti v plošných konstrukcích metodou konečných prvků. Zajišťuje sestavení soustavy lineárních algebraických rovnic na základě vstupních údajů ze souboru MKP.Z, její řešení a výpočet deformací a poměrných vnitřních sil v uzlech sítě konečných prvků.

Program pracuje s rovinnými prvky ve tvaru křivočarého čtyřúhelníka, které jsou určeny osmi hraničními body (čtyři rohové, čtyři stranové). Prvky mohou mít rozmanitý

tvář, různou tloušťku a mohou tvořit rovinnou i prostorovou konstrukci. Prvky mohou být z různého materiálu (izotropního i anizotropního).

Deformace tělesa je dána posuvy uzlů ve směrech globálních souřadných os, které jsou určeny pro každý uzel jednoznačně. Poměrné vnitřní síly na jednotku délky jsou vždy tři (dvě normální, jedna smyková), a to ve směru lokálních souřadných os, určených pro každý prvek. Z důvodů uvedených v předchozí části vyjde v každém uzlu tolik trojic poměrných sil, kolika prvkům je společným vrcholem.

Z programátorského hlediska je program MKP rozdělen do devíti segmentů, které jsou uloženy v diskové paměti a do operační paměti se vyvolávají pouze tehdy, jsou-li v činnosti. Také základní pole dat, s kterými program MKP pracuje, jsou uložena v diskové paměti, a to v souboru DFKP1.

Jednotlivé segmenty zajišťují tyto funkce:

VSTUP	čte vstupní údaje a ukládá je do odpovídajících polí v souboru DFKP1
MIN	minimalizuje šířku pásu v matici levých stran, tj. přečíslování uzly sítě konečných prvků tak, aby šířka pásu byla minimální
TUHMAT	vypočítává matice tuhosti plošných prvků
UZLROV	čte zatížení uzlů a vytváří pravé strany soustavy rovnic
MATROV	sestavuje z matic tuhosti jednotlivých prvků výslednou matici tuhosti, tj. levé strany soustavy rovnic
IGK1	řeší soustavu lineárních algebraických rovnic Gauss-Doolittlovou metodou
TRAN	ukládá do pole KOR v souboru DFKP1 složky posuvů jednotlivých uzlů ve směru souřadných os
KONA	vypočítává poměrné vnitřní síly na jednotku délky a ukládá je do pole SIL v souboru DFKP1
VYSL	zajišťuje tisk výsledků na tiskárně. Podle zadaného kódu lze volit tisk těchto tabulek: — základní údaje o konstrukci — souřadnice uzlů — deformace uzlů — kontrola reakcí v uzlech s vazbou — charakteristiky plošných prvků — poměrné vnitřní síly na jednotku délky

Program MKP byl vytvořen na základě podkladů a podprogramů vypracovaných doc. ing. M. Horákem, CSc., z ÚAM — Vítkovice, který spolupracoval i při ladění výsledného programu.

Program TISKMKP

Jedná se o pomocný program, který umožňuje dodatečný, popřípadě opakovaný tisk výsledků programu MKP, aniž by bylo nutné celý dlouhotrvající výpočet opakovat. Tisk se provádí na základě dat uložených v diskovém souboru DFKP1. Rozsah i tvar výstupní sestavy jsou shodné s programem MKP.

Program GRAFMKP

Tento program umožňuje grafické zobrazení rovinné i prostorové sítě konečných prvků na plotru. Lze zobrazit jak základní tvar sítě, tak i deformovanou síť pro jednotlivé zatěžovací stavy. Vzhledem k tomu, že deformace jsou zpravidla velmi malé, lze je libovolně zdůraznit. Pokud to velikost prvků dovolí, je možné prvky, popř. uzly sítě očíslovat. Velikost obrázku lze měnit volbou měřítka zobrazení a jeho natočení volbou směru souřadných os, což je velmi výhodné zejména pro prostorové úlohy. Zpravidla se kreslí celá síť, ale program umožňuje i zobrazení jednotlivých prvků.

Tento program vypočítává membránová napětí na základě poměrných vnitřních sil na jednotku délky. Výpočet a tisk výsledků je řízen vstupními údaji zadanými do souboru MENA.Z.

Pro zadané zatěžovací stavy a zvolené uzly vypočítává program napětí v osách, hlavní napětí a jejich směrový úhel a redukované napětí. Dále je možné určit uzly s největšími redukovanými napětími, popř. uzly, ve kterých redukované napětí přesahuje zadané mezní hodnoty v tahu nebo tlaku. Způsob výpočtu redukovaných napětí lze přitom volit podle různých hypotéz pevnosti. Může být proveden podle hypotézy maximálního smykového či normálového napětí, podle Mohrovy hypotézy nebo energetické hypotézy Huber-Mises-Henckyho. Použití tohoto programu tak značně urychluje zpracování výsledků.

PŘÍKLAD POUŽITÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

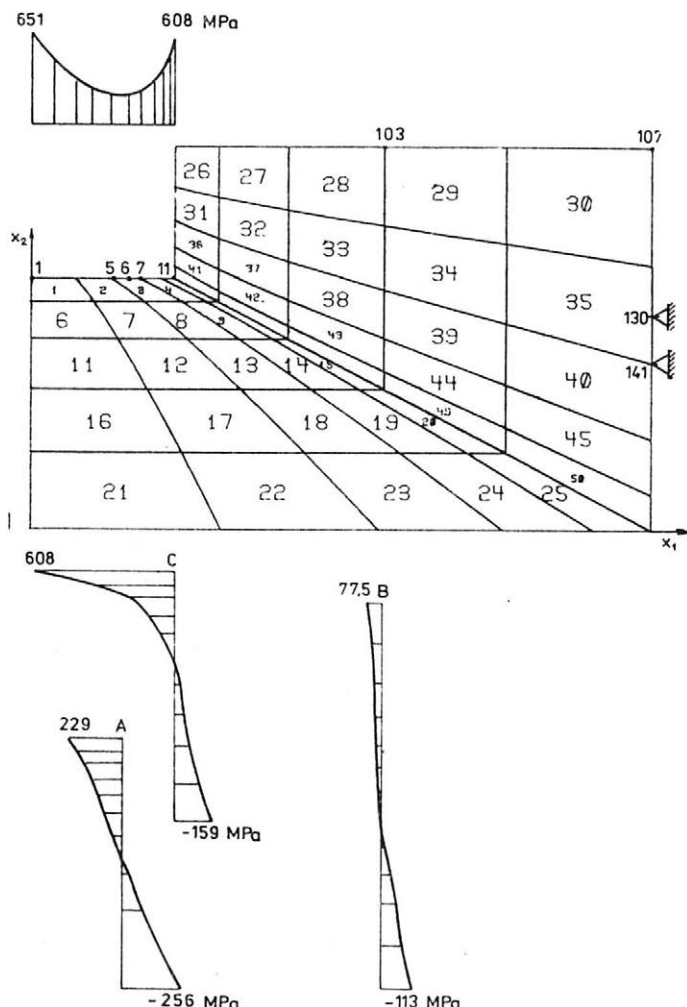
V některých případech pevnostních výpočtů, jako například při určování únavové životnosti, je třeba znát místní koncentraci napětí pro určité tvarové prvky součásti, nebo dokonce průběh napětí přes celý sledovaný průřez součásti. Při tomto výpočtu lze právě uplatnit metodu konečných prvků, neboť je schopna řešit napjatost téměř libovolně tvarovaného tělesa.

Jako příklad uvádíme řešení napjatosti stěny uzavřeného profilu v oblasti náhlé změny průřezu. Tento profil tvoří příčník nosiče závěsu stroje MT6-011 pro mechanizaci pícninářských prací na svazích. Spojuje jeho svislé nosníky a od sil na ně působících a od sil hydraulických válců je také namáhán ohybem v rovině rovnoběžné s uvedenou stěnou. Cílem bylo zjistit, jak se liší průběh napětí podél výšky stěny v místě změny průřezu od ideálního přímkového průběhu napětí při ohybu, stanoveného elementární metodou pružnosti.

Za tím účelem byla zvolená výpočtová oblast — část zmíněné stěny — rozdělena celkem na 50 prvků tak, jak je ukázáno na obr. 2. Větší hustota sítě v okolí výřezu (uzel č. 11) je volena proto, že je očekáván větší gradient napětí. Zatížení uzlů na levém i pravém okraji bylo zvoleno blízké přímkovému průběhu napětí při ohybu tak, aby celé těleso bylo v rovnováze. Kvůli statické určitosti uložení tělesa jsou uzly 130 a 141 pevně vázány. Zatížení odpovídalo maximálnímu napětí 100 MPa v uzlu č. 107 a 232,2 MPa v uzlu č. 1.

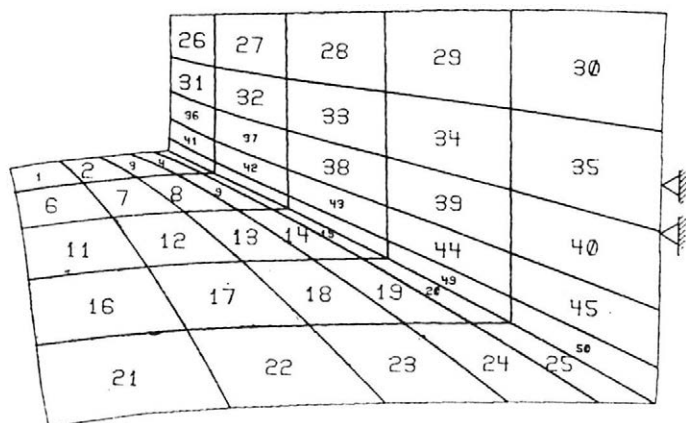
Výpočet byl proveden na minipočítači NOVA 820 pomocí souboru programů, uvedeného v předchozí části. Nejprve byly zapsány potřebné vstupní údaje z klávesnice displeje do diskového souboru TVORMKP.Z. Programem TVORMKP se tato data přečetla, zkontrolovala a vytvořil se vstupní soubor MKP.Z pro vlastní výpočet rovinné napjatosti tělesa metodou konečných prvků. Tento výpočet provádí program MKP, který nejprve vytvoří v diskové paměti počítače pracovní soubor DFKP1, přečte vstupní data a uloží je do tohoto souboru. Dále minimalizuje šířku pásu vytvářené matice levých stran soustavy lineárních algebraických rovnic, tj. přečíslová uzly sítě konečných prvků tak, aby šířka pásu byla minimální. Levou stranou této soustavy je matice tuhosti, pravé strany jsou dány zatížením uzlů pro jednotlivé zatěžovací stavy. Řešením této soustavy lineárních algebraických rovnic se získají složky posuvů jednotlivých uzlů ve směru souřadných os. Nakonec se vypočítají poměrné vnitřní síly na jednotku délky a výsledky se vytisknou na tiskárně podle zadaného kódu pro tisk. Jak vstupní údaje, tak i výsledky výpočtu zůstanou uloženy v diskovém souboru DFKP1. Bylo tedy možné dále graficky zobrazit zdeformovanou síť programem GRAFMKP (obr. 3) a vypočítat membránová napětí programem MENA.

2. Rozdělení tělesa na síť konečných prvků a výsledné průběhy napětí — Division of a structure into a network of finite elements and resultant stresses



Z výsledků se zjistilo, že průběhy napětí ve směru osy x_1 v řezech A a B, uvedené na obr. 2, se poměrně blíží k přímkovému rozdělení a hodnoty v uzlech 5, 6 a 7 svědčí o ustálení průběhu napětí na vodorovné hraně výřezu mezi zatíženým okrajem a uzlem č. 11. Tím je také zajištěno, že zjištěné zvýšení hodnoty napětí v uzlu 11 vůči nominálnímu 232,2 MPa bude z převážné části skutečně způsobeno tvarovým vlivem a ne přiblížením zavádění zatížení, jako je tomu v uzlech na levém a pravém okraji oblasti. Ve zmíněném uzlu v rohu výřezu (řez C) dosáhlo vypočtené napětí ve směru osy x_1 hodnot 608,3 MPa a 638,5 MPa, neboť tento uzel je společný dvěma prvkům. Protože metoda má tu vlastnost, že vypočtená napětí jsou vždy větší než skutečná, můžeme bezpečně použít hodnotu menší. Tomu odpovídá součinitel koncentrace napětí asi 2,6. Hlavní napětí vyšla 862,1 MPa a k němu kolmé 161,5 MPa. Větší z nich sleduje v tomto rohu směr odchýlený o 37 stupňů od osy x_1 a dává součinitel koncentrace napětí asi 3,7. Redukované napětí podle hypotézy HMM vyšlo 793,8 MPa, což znamená součinitel koncentrace asi 3,4. Těleso zdeformované zatížením znázorňuje obr. 3, na kterém jsou skutečné deformace $50 \times$ zvětšeny.

Uvedený způsob lze například uplatnit při zjišťování koncentrací napětí v tvarově složitých a přímému měření nedostupných oblastech profilů rámových konstrukcí



3. Tvar tělesa po deformaci — Shape of the structure after deformation

zemědělských strojů, přičemž nominální hodnoty napětí je možné zjistit ve vhodných místech měření přímo za provozu nebo přibližně výpočtem rámové konstrukce jako celku (Roneš, 1983). Zjištěným zatížením se pak zatíží výpočtový model pro metodu konečných prvků v místě náležitě vzdáleném od zkoumaného průřezu.

Rozsah řešené úlohy lze posoudit z dalších údajů. Časově poměrně náročné je zapsání a kontrola vstupních dat, které i za pomoci programu TVORMKP trvaly asi 120 minut. Vlastní výpočet programem MKP, který je časově nejdelší, trval 68 minut a soubor DFKP1 měl velikost 460 bloků na disku. Jednalo se tedy o úlohu středního rozsahu, neboť diskovou paměť 2,5 MB, která je k dispozici, lze řešit úlohy s maximální velikostí souboru DFKP1 asi 4000 bloků po 256 slovech. Rozsah úlohy je však omezen i kapacitou operační paměti, a to na 250 uzlů.

ZÁVĚR

Uvedená metoda výpočtu membránových napětí v plošných konstrukcích přispívá ke správnému dimenzování součástí tohoto tvaru u zemědělských strojů, a vytváří tak předpoklady k dalšímu zvyšování jejich provozní spolehlivosti při odpovídající hmotnosti. Program pro číslicový počítač umožňuje dělat výpočty napjatosti plošných součástí rozmanitého tvaru v poměrně krátkém čase a s minimální pracností. Přehledně uspořádaných výsledků lze operativně využít pro nový a výhodnější konstrukční návrh. Zmíněný soubor programů je v koncernovém Výzkumném ústavu zemědělských strojů využíván od roku 1983 a s jeho pomocí byla provedena kontrola pevnosti několika tvarově složitějších strojních součástí.

Literatura

- EBERL, M.: Použití metody konečných prvků pro výpočet membránové napjatosti plošných konstrukcí. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1984.
 RONEŠ, J.: Pevnostní výpočty rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači NOVA 820. Zeměd. Techn., 29, 1983, č. 11, s. 691-698.
 ŠNOBL, B.: Programy pro výpočet deformací a poměrných membránových sil a napětí metodou konečných prvků. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1984.

Došlo dne 12. 5. 1984

ЭБЕРЛ, М. — МОЛЛЕР, П. (Агрозет, научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, входящий в состав концерна, Прага - Ходов): Метод конечных элементов в расчетах прочности сельскохозяйственных машин. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 623-633.

В статье описано применение метода конечных элементов при расчете плоскостного напряженного состояния в плоских и фасонных плоскостных конструкциях, подвергающихся силовой нагрузке. Приведено также краткое описание совокупности программ для миникомпьютера НОВА 820, эксплуатируемого в области фундаментальных исследований Агрозет НИИСХМ. Указанный пример иллюстрирует одну из возможностей приложения метода конечных элементов в вычислительной практике сельскохозяйственного машиностроения.

мембранные напряжения; миникомпьютер

EBERL, M. — MÜLLER, P. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Method of Finite Elements Applied to the Calculations of the Strength of Farm Machines*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (10): 623-633.

The method of finite elements has been applied to the computation of the state of plane stress in the structure exposed to the stress; the structure consists of plane elements and also curved surface elements. A set of programs for the NOVA 820 minicomputer is described in brief, used in a department of basic research of Agrozet concern, Research Institute of Agricultural Machinery. A possibility of using the method of finite elements for the computations in the field of agricultural engineering is illustrated by an example.

membrane stress; minicomputer

Adresa autorů:

Ing. Martin Eberl, ing. Petr Müller, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.30 hodin, středa od 9.00 do 18.00 hodin, pátek od 9.00 do 15.30 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

D 69.307/278

International Axial Flow mejetatersker type 1480. Fabrikant: International Harvester Company, USA.

Byggholm, Sjöf 1983. 11 s., obr., 2 tab. Meddelelse nr. 278. (Sklízecí mlátičky — International Axial Flow 1480 — zkoušení — Dánsko — zprávy)

ESTLER, M.

C 27.239/53

Die technischen Lösungen und ihre verfahrenstechnische Einordnung.

Weihenstephan, Landtechnik (1982). 11 s., obr. tab., grafy. (Pícniny — konzervace — mechanizace — výzkum — NSR)

FLAKE, E. — BRINKMANN, W.

C 27.239/123

Entwicklung und Erfahrungen zum Sästempelaussaatverfahren für Zuckerrüben.

Bonn, Verlag Eduard F. Beckmann KG 1983. 6 s., obr., tab. Sonderdr. a. Landtechnik, Heft 3, 1983. (Cukrovka — setí — sečí stroje — vpichovací — výzkum — NSR)

D 50.847/2802

Potatissättare Structural del I. Anmälare: Slättäng Maskin AB, 241 00 Eslöv. Tillverkare: Structural b. v., Annaparochie, Holland.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 6 s., 4 obr., 5 tab. Meddelande 2802. (Sazeče brambor — Structural — zkoušení — Švédsko — zprávy)

Serieprovning av slätterkrossar.

D 50.847/2815

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 15 s., 14 obr., 3 tab. Meddelande 2815. (Žací mačkače — zkoušení — Švédsko — zprávy)

HAJDÚ, J. — KÖVÁRI, L.

E 43.833

Szársértős rendrevágó gépek értékelése.

Budapest, Akadémiai kiadó 1983. 69 s., 23 tab., 34 obr. (Žací mačkače)

POZNATKY Z AGROSALONU SIMA 84 PAŘÍŽ

55. mezinárodní výstava zemědělských strojů SIMA 84 v Paříži se konala od 4. do 12. března 1984 na výstavišti Porte de Versailles. Většina exponátů byla umístěna v krytých halách s částečnou rámcovou specializací jednotlivých technologických oborů.

Agrosalon SIMA 84 byl ve znamení dalšího pronikání elektroniky. Elektronika se prosazuje nejen v živočišné výrobě, např. při získávání mléka, při manipulaci s ním a u všech vazeb na krmné dávky, při zjišťování zdravotního stavu stáda, při přípravě krmiv atd., ale proniká i do rostlinné výroby, zvláště v automatizaci funkcí, v přesné regulaci chemických postřikovačů a poprašovačů.

TRAKTORY

Tendence

1. Koncepční řešení univerzálních kolových traktorů se podstatně nemění a nelze očekávat zásadní změny.

2. Neustále se zvyšuje komfort interiéru kabiny řidiče. Ovladače jsou soustřeďovány do panelů z umělé hmoty, umístěných nejčastěji po pravé straně sedadla řidiče na blatníku. Pro odhlučnění kabin a zlepšení interiéru jsou stále více používány výlisky z umělých hmot ve světlých barvách.

3. Výrazný je posun v používání plastických hmot na blatníku předních kol a nástavce zadních kol, na nádrže paliva, kapoty, interiéry kabin, panely ovladačů apod.

4. Hydrostatické řízení bude v zemích západní Evropy standardní výbavou kolových traktorů.

5. U motorů se hlavní pozornost soustřeďuje na to, aby se snížila měrná spotřeba paliva, zvýšila hodnota převýšení krouticího momentu a zlepšilo chlazení. Dále se snižuje vibrace a vnější hlučnost.

6. U převodovek je plná synchronizace převodových stupňů zcela běžnou výbavou traktorů předních výrobců. Násobič točivého momentu zůstává výbavou na zvláštní přání. Planetové převodovky u traktorů nižších výkonů nejsou a ani v budoucnu nebudou používány. Přejít na vyšší pojízdné rychlosti (30–40 km/h) je patrný u všech výrobců.

7. U hydraulických systémů traktorů se hlavní pozornost soustřeďuje na zvýšení zvedací síly tříbodového závěsu, vyšší dodávku čerpadla hydrauliky a jeho řešení jako čerpadla plně nezávislého. Na zvláštní přání jsou traktory vybavovány přídatným rozvaděčem vnějšího hydraulického okruhu s jedním nebo dvěma páry rychlospojek.

8. U závěsných zařízení traktorů ve středních a nižších výkonových kategoriích je patrný ústup od různých typů rychlozávěsů; traktory jsou vybavovány klasickým provedením spodních táhel bez výsuvných koncovek. Boční omezovače spodních táhel mají nejrůznější provedení a nelze jednoznačně určit, který typ, zda řetězy nebo pevné vzpěry, bude víc používán.

9. Brzdy traktorů s vyššími pojízdnými rychlostmi je nutné řešit jako diskové suché nebo v olejové lázni.

10. U traktorů s přední hnací nápravou bude stále více používána uzávěrka přední nápravy.

11. Pro doplnění sortimentu vyráběných traktorů řeší a již dodávají všichni přední světoví výrobci vinicní a sadové provedení traktoru.

12. Většina výrobců traktorů dodává na zvláštní přání vývodový hřídel a přední tříbodový závěs.

13. Sortiment pneumatik používaných u jednotlivých typů traktorů je velmi rozsáhlý. Při srovnání vybavenosti traktorů pneumatikami je možné uvést, že radiální pneumatiky nejsou používány v takovém rozsahu jako pneumatiky diagonální.

14. Traktory budou stále více vybavovány různými přístroji sledujícími eko-

nomii provozu (měřiče spotřeby, ekonometry apod.), včetně diagnostických výstupů pro zjišťování technického stavu jednotlivých konstrukčních skupin, např. hydrauliky, motoru, elektrické výbavy apod.

15. Pro lepší pracovní podmínky řidiče bude věnována čím dál větší pozornost větrání (pootevratelná okna kabiny včetně čelního okna, pootevratelné dveře, poklop ve střeše kabiny), vytápění, filtraci vzduchu, čistitelnosti vnitřku kabiny (hladký povrch kabiny, blatníků apod.), odhlučnění, snížení vibrací na podlaze a sedadle. Lze předpokládat, že traktory budou vybavovány luxusnějšími typy sedadel s opěrkami pod lokty.

Novinky

— Firma Renault vystavovala kabriolet u těžkých typů traktorů s odpruženou podlahou rámové konstrukce s využitím všech dílů kombinovaného provedení.

— Firma CASE vystavovala traktory s nově řešeným interiérem kabiny s naklápěcím volantem společně s přidavným panelem a ovladači. Tři velké díly kapotáže jsou vyráběny z plastů.

— Firma Ford vystavovala zajímavé řešení plastového krytí blatníků, které umožňovalo použití různých druhů kol.

— Firma Massey-Ferguson vystavovala těžký typ traktoru s převodovkou vybavenou reverzací chodu. Pedály brzd a spojky pro jízdu se zpáteční rychlostí zasahovaly do prolisu v nádrži paliva.

Ve srovnání s vystavovanými traktory konkurenčních firem dosud chybí u traktorů Zetor tyto konstrukční skupiny:

- plně synchronizovaná převodovka a pojezdové rychlosti 30 km/h,
- hydrostatické řízení na zvláštní přání,
- přední tříbodový závěs a přední vývodový hřídel,
- uzávěrka přední hnací nápravy,
- vlniční a sadové provedení traktoru,
- přidavný vícesekční hydraulický rozvaděč,
- luxusní sedadlo s opěrkami pod lokty,
- kabina s pootevratelným čelním oknem.

Přes uvedené nedostatky jsou však traktory UR I svým konstrukčním řešením, designem a vybavením schopné konkurovat zahraničním firmám a lze konstatovat, že všechny světové firmy vyrábějí traktory o výkonnostech 30 až 55 kW v méně luxurním provedení než traktory o výkonnosti na 55 kW, což je zřejmě vyvoláno cenovými důvody. Také výbava traktorů do 55 kW je chudší (bez rychlozávěsů, většího počtu rychlospojek, levné odhlučňovací materiály apod.).

PŘÍPRAVA PŮDY

Tendence

1. Všeobecně se zvětšuje pracovní šířka nářadí (až do 6 m), zvláště u nářadí s poháněním pracovním ústrojím (Lely, Amazone a další).

2. Vyvíjí se kombinované nářadí pro minimalizační přípravu půdy v jednom pracovním chodu.

3. Na trh přicházejí další kypřiče půdy s poháněním pracovním ústrojím (Kuhn).

4. Podstatně se snížil počet vystavovaných čelně nesených bran.

5. Objevují se pluhové se stavitelnou pracovní šířkou (International Harvester a Kverneland).

Novinky

— Firma Howard: kombinace rotačního nářadí „Rotalabour“ se čtyřřádkovým secím strojem pro přesný výsev kukuřice.

— Firma Eurodrain: rotační stroj pro zpracování půdy „Vires“ s pracovní šířkou 2,50 m a hloubkou 30 až 40 cm, o výkonu 88,2 kW (120 k).

— Firma Kongsild: kombinované nářadí o pracovní šířce 5 až 7 m, u kterého je zvláště využito účinku bran se stavitelným úhlem záběru.

Letošní Agrosalon potvrdil trend vývoje čelně umístěných pluhů, v němž většina výrobců nechce zůstat pozadu za konkurencí.

Čelní zvedací závěsy pro traktory s náhonem na čtyři kola umožňují čelní připojení pluhů, a tím účelnou kombinaci čelního a zadního traktorového nářadí pro zpracování půdy. V jedné jízdě traktoru jsou tak spojeny dva pracovní úkony, které se dosud dělaly následně v samostatných operacích.

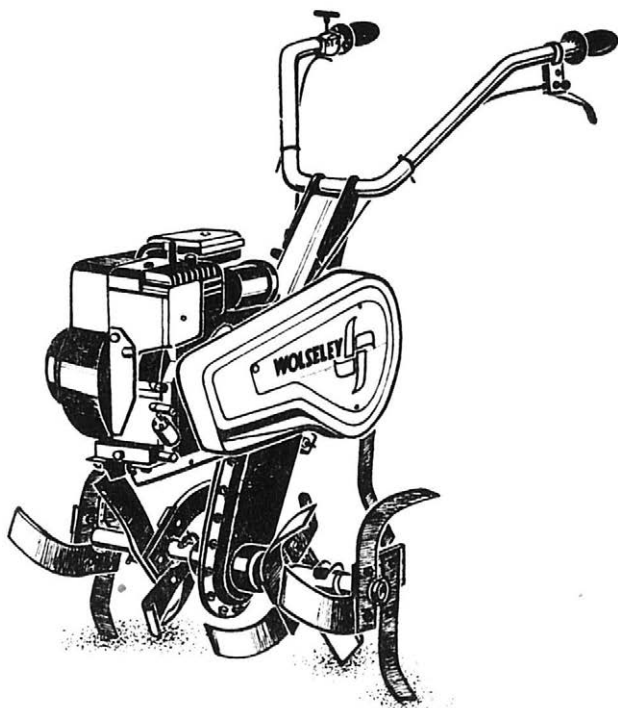
Řada výrobců vystavovala víceradličné obracecí pluh, např. pluh firmy Huard se 7 až 10 orebními tělesy.

Dalším trendem Agrosalonu bylo potvrzení vývoje různého nářadí na kypření půdy, zvláště zubových kypřičů s poháněným pracovním ústrojím (Kuhn).

Rovněž bylo možné konstatovat, že se rozšířily závěsy, které tak proti dřívějšímu umožňují kompaktnější agregaci se zařízením, kterým lze snížit tah nebo sílu potřebnou pro zdvihání; i v tomto případě je na zřeteli snaha o úspory energie a o lepší využití výkonu.

Jedním z hlavních trendů v oblasti zpracování půdy je rozvoj a všeobecné rozšíření kombinovaného nářadí, které umožňuje lepší využití výkonu traktoru, omezení jízdy po poli, a tím nižší stlačování půdy koly velkých traktorů, a úsporu spotřeby paliva.

Nářadí s hřebovými radličkami, disky, válci nebo tyčovými válci se připojuje v takovém případě za pluh. Nově se vyskytují různé úpravy agregace nářadí. Odpružené slupice umožňují vyrovnávat tlak, který nářadí působí na půdu a uzpůsobovat použití různým podmínkám (obr. 1).



1. Motorová plečka
Wolseley CADET 505

SETÍ

Tendence

1. Řádkové secí stroje se stavitelnou roztečí řádků — stroj o záběru 5 až 10 m firmy Brienne.

2. Secí stroje o velkém záběru, které lze při dopravě nastavit podélně, nebo je složit (Nodet, Vicon).

3. Centrální zásobníky s odstředivými nebo pneumatickými rozdělovači a plnění secích strojů převážně vaky z polyetylénu.

Novinky

— Firma La Brienne: návesný řádkový secí stroj s velkokapacitním zásobníkem (3 t).

— Firma Herriau: přesný secí stroj na kukuřici se středovým zásobníkem, s pneumatickým přívodem a výsevem osiva a s kotoučovými výsevními botkami.

Intenzifikace v produkci obilnin vedla nejprve k výzkumu nejmenších vhodných mezířádkových vzdáleností. Mnoho secích strojů je dnes určeno pro minimální vzdálenosti 8 a 13 cm. Tato technologie však předpokládá pečlivou přípravu půdy,

se zcela čistým povrchem. Větší počet secích strojů je upraven pro současnou kombinaci setí s aplikací herbicidů nebo insekticidů. Vedle ústrojí pro aplikaci mikrogranulí se vyskytují ústrojí pro poprach s velmi nízkým objemem, zvláště s hydro-pneumatickými tryskami, popřípadě s odstředivým ústrojím.

Stále častější jsou secí stroje o pracovní šířce 6 a 8 m; vedle tradičního nářadí vzrostl počet pneumatických secích strojů se středovou násypkou, která bývá obvykle snížena, aby se snadněji plnila.

Vyvíjí se elektronické zařízení pro ukončování řádků, které vymezují osevní plochu.

U většiny výrobců je zájem zaměřen na pravidelnost pracovní hloubky a zakrytí osiva.

HNOJENÍ

Tendence

1. Zvětšení šířky pneumatických rámů až na 20 m pro přesný rozhoz (Accord a Irsa).

2. Úprava elektronického regulátoru postřikovače pro aplikaci strojených hnojiv (Dickey John).

Novinky

— Firma Lely: rozmetadlo Centerliner s hydraulickým nastavovacím sklonem pro úpravu šířky rozmetání.

— Rozmetadlo firmy Amazone s trubkovým rozvodem a přesnou regulací dávkování proudem vzduchu.

a) Rozmetadla chlévské mrvy

Konstrukce rozmetadel chlévské mrvy zůstává bez podstatných změn, s jedním, dvěma nebo třemi vodorovnými či svislými rozmetacími válci se šroubovitým či nožovým, event. kombinovaným ústrojím, s kovovou nebo dřevěnou korbou. Vyvíjí se hydraulický pohon a objevují se elektricky ovládané řídicí mechanismy.

b) Rozmetadla průmyslových hnojiv

Růst cen průmyslových hnojiv zvyšuje požadavky na jakost rozmetání. Zemědělské podniky proto hledají rozmetadla, která zajišťují homogenní rozptýlení při různém dávkování, neovlivňované větrem, a jsou přitom do určité míry víceúčelová. Proto se stroje s dávkováním závislým na rychlosti pojezdu, které byly v převládajícím provedení vystavovány již na předchozích Agrosalonech, rozšířily tentokrát i o nesené typy, u kterých odpadá riziko, že se dávkování mění při jízdě do svahu, ze svahu nebo při prokluzování na vlhké nebo jílovité půdě.

SKLIZEŇ A KONZERVACE PÍCNIN

Tendence

1. Zvýšený počet přívěsných sklízecích řezaček.

2. Výrazný vývoj reverzibilních (otočných) sklízecích řezaček (Mengele, Fera-boli, Pottinger, Rivierre Casalis).

3. K samojízdňím sklízecím řezačkám se všeobecně dodává adaptér na drcení zrn (John Deere, Claas, Hesston).

4. U samojízdňích sběracích vozů se zvyšuje přesnost krátkého řezu a zvyšuje se stlačení nakládané plodiny.

Novinky

— Firma Rivierre Casalis: elektronické zařízení pro vázání a stlačení velkých kulatých balíků.

— Firma Claas: balíky se balí do sítě, takže odpadá vázání.

— Samojízdňá sklízecí řezačka Hesston 7730 s vyměnitelným zásobníkem, dálkovým seřazením vůle mezi noži bubnu a řeznou hranou protiosťří, s možností rychlé demontáže řezacího ústrojí.

— Firma Deutz-Fahr: unifikovaná řada žacích lišt velmi pokrokové konstrukce (náhon kuželovými koly).

— Firma Armako (Agripolyane): zařízení pro injektování čpavku do velkých kulatých balíků.

Velice významnou novinkou byla unifikovaná řada diskových žacích lišt firmy Deutz-Fahr SM 30—SM 50 F s mnoha konstrukčními přednostmi, zvláště po-

honem talířů kuželovými koly, zařízením ke snižování příkonu, novým principem k mačkání a čechrání píce v jednom sledu.

Firma Vicon uvádí na trh nový rotační žací stroj s osmi kotouči o pracovní šířce 3,20 m, který umožňuje, podobně jako typ FC 300 firmy Kuhn, otáčení v pravném úhlu, se zachováním pracovní šířky.

U žacích strojů s ústrojím pro mačkání nebo odběr kosené píce je vývoj zaměřen na zvyšování pracovní šířky a na shrnování píce do jednoho načechraného řádku. Výrobci uvádějí stavitelné shrnovací zařízení, např. Vicon se stavitelnými lopatkami u typu KM 240, Taarup s pásem u typu 30, Roger a Rabaud s rotačním metačem vrhacím pokos na předchozí pokosený řádek.

Nové typy sklízecích řezaček se vyznačují zlepšeným zařízením pro ostření nožů, snadno přístupným řezacím ústrojím, dálkovým nastavováním protiotří, adaptérem na sklizeň kukuřice o nízkém profilu. Samojízdné typy jsou vybaveny vyklápecími zásobníky s vyprázdnovacím dopravníkem. U velkých samojízdných typů se vyskytují kloubové podvozky, hnací přední velkorozměrová kola atd.

Firma Mengele vystavovala samojízdnou řezačku o výkonu motoru 159 kW (216 k), provedení velmi konstrukčně propracované, s vysokým stupněm unifikace.

PĚSTOVÁNÍ A SKLIZEŇ ŘEPY

Tendence

1. Montáž sklízecího ústrojí vpředu před koly jak u samojízdných sklízeců řepy (Matrot, Moreau), tak i u vyorávačů s odkládáním do řádků (Dehondt, Franquet, Laforge, Stoll).

2. Výměnný zásobník u sklízecích strojů samojízdných nebo nakládacích vyorávačů.

Novinky

— Firma Franquet: šestiřádkový nakládací vyorávač řepy (4 řádky + 2 řádky boční, na stroji nebo mezi předními a zadními koly traktoru).

— Firma SMC: samojízdný sklizeč s kloubovým podvozkem a se zásobníkem o obsahu 12 m³.

— Firma Matrot: samojízdný sklizeč s předními řídicími koly a s výměnným zásobníkem o obsahu 18 m³.

— Firma Herrieau: šestiřádkový samojízdný sklizeč typ „NON STOP“.

V tomto odvětví je Francie vždy dobře zastoupena; výroba těchto strojů zaujímá významné postavení a značná část se jich vyváží. Platí to zvláště o šestiřádkových strojích francouzské koncepce, které vynikají jednoduchostí a těší se oblibě v západoevropském zemědělství.

U vyorávačů řepy používá většina výrobců buď samopoháněcí diskové ústrojí nebo radlice; určitá tendence vývoje tohoto vzájemného poměru není patrna. Projevuje se však vývoj poháněných radlic s kmitavým pohybem, z nichž některé jsou vybaveny mechanismem, který automaticky usměrňuje vyorávací ústrojí na řádek.

Tato poháněná vyorávací ústrojí mají dvě nebo tři rychlosti otáčení, což umožňuje přizpůsobení pracovním podmínkám, zvláště druhu a vlhkosti půdy. Obvod otáčení je co nejdelší, aby bylo možné zbavit řepu hlíny dříve, než je uložena do řádku pro následné nakládání do přívěsu.

SKLIZEŇ BRAMBOR

Tendence

1. Zabezpečení minimálního poškození hlíz — pogumované pruty dopravníků i další funkční orgány, které přicházejí do styku s hlízami.

2. Nabízejí se dávkovací stroje s balicím a šicím zařízením, které balí brambory do sítěk v dávkách od 1 do 5 kg, nebo do pytlů v dávkách od 2,5 do 25 kg.

Novinky

— Jednoduchý sklizeč NDR Fortschritt E 689 s hydraulickým pohonem a s roštovými dopravníky, vhodnými pro odhlučování dlouhé nati.

— Firms Richard a Catry: dva rozbíječe natě s válci ve tvaru komolého kuželu, dvourádkové a čtyřřádkové; rozbíječe jsou umístěny čelně.

— Jednořádkový sklizeč Samro se zásobníkem s pohyblivým dnem a elektro-nickými odlučovacími kameny.

Všechny firmy vystavovaly sklízecce, u nichž byla prvořadá péče věnována snížení poškozování sklizených brambor, a to důkladným pogumováním všech sepa-

račních elementů. Plocha separačních řetězů se výrazně zvětšuje a jejich dopravní rychlost se zmenšuje. V tomto smyslu vynikl jednořádkový sklízeč NDR — Fortschritt.

Firma Grimme představuje svým modelem DL 1500 a DL 2500 dobrý standard. Nové jednořádkové a dvouřádkové sklízecí Fortschritt plně odpovídají světové konkurenci.

DOJICÍ TECHNIKA

Tendence

1. Koncepční řešení dojicích strojů i dojíren zůstává, zvyšuje se úroveň designu.
2. Dílčí řešení činnosti dojicího stroje s ohledem na fyziologii dojníc.
3. Zvýšené použití plastických hmot (spojovací části potrubí, skříně elektroniky a ovládání ap.).
4. Všechny dojírny s jednotkovými průtokoměry pro řízení procesu dojení o odečet nádoje s připojením na řídicí mikropočítač.
5. Všechny firmy nabízejí s dojírnami i soupravy automatických boxů s potřebným programovým vybavením.

Novinky

- Jednotlivé průtokoměry (Westfalia, Alfa-Laval, Fulwood, Alspa a další).
- Poměrové měřiče nádoje s vyhodnocovací elektronikou (Tru-test).
- Úprava strukové gumy (Bou-matic, Strangko).
- Skupinový pneumatický pulsátor pro čtyři stání (Fullwood).
- Mikroelektronický generátor pulsu (Kingston).

ELEKTRONIKA A INFORMATIKA

Tendence

1. Oblast traktorů a samojízdných strojů: progresivním způsobem se rozšiřuje elektronika a mikroelektronika pro trakční jednotky, ale i pro další funkční části či přípojné stroje. Rozšiřuje se i počet specializovaných výrobců. Nastupují aplikace palubních počítačů.

2. Oblast živočišné výroby: prudký rozvoj zavádění mikroelektronických řídicích systémů v dojárnách, při manipulaci a dávkování jadrných i objemových krmiv a krmných směsí, včetně uživatelských programů. Umožňuje to krátká doba návratnosti relativně drahých investic úsporou krmiv a zvyšováním užitkovosti jak u skotu, tak u prasat. S tím souvisí i nebývalý rozvoj systémů vážení materiálů a zvířat, včetně specializované výroby širokého sortimentu tenzometrických čidel (tlaková a ohybová).

3. Uplatnění řídicích systémů při velkoplošných závlahách.

Letošní Agrosalon 84 v Paříži probíhal v situaci, která není pro západoevropské zemědělské strojírenství příliš příznivá. Podle statistických údajů poklesl například odbyt traktorů během pěti let o 27,6 %. Je sice pravda, že za stejnou dobu vzrostl průměrný výkon prodaných traktorů cca o 25 %, což ukazuje, že potenciál traktorů uváděných ročně do zemědělství se ve skutečnosti nezmenšuje. Výroba těchto výkonnějších strojů je však dražší, neboť klade vyšší požadavky na investice; snížený odbyt vede ke snižování výrobních sérií, což má nepříznivý vliv na rentabilitu. V tom spočívá původ obtíží mnoha výrobců.

Zemědělské strojírenství trpí poklesem odbytu vyrobených strojů, i když obrat vykazuje určitý vývoj. Zemědělci také postupují při nákupu strojů mnohem uvážlivěji.

Ing. Dušan Hu t l a

Agrozet, k. VÚZS Praha-Chodov

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů . . .	577
Souček Z.: Torzní vibrace v pohonu rotačních žacích strojů . . .	579
Trnka L.: Možnosti zlepšení podtlakových poměrů u potrubních dojicích strojů DZ-100 . . .	593
Rásocha L.: Třídění brambor podle jejich agrofyzikálních vlastností . . .	605
Kupr J.: Energetická náročnost samojízdných souprav . . .	613
Eberl M., Müller P.: Metoda konečných prvků ve výpočtech pevnosti zemědělských strojů . . .	623
Zemědělská technika v zahraničí	
Hutla D.: Poznatky z agrosalonu SIMA 84 v Paříži . . .	635

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Крутильные вибрации в системе привода ротационных жаток . . .	591
Трнка Л.: Возможности улучшения режима разрежения у доильных установок с молокопроводом DZ-100 . . .	604
Расоха Л.: Сортировка картофеля на основе его агрофизических свойств . . .	612
Купр Й.: Энергоемкость самоходных агрегатов . . .	622
Эберл М., Мюллер П.: Метод конечных элементов в расчетах прочности сельскохозяйственных машин . . .	633

CONTENTS

Souček Z.: Torsional Vibrations in the Driving Mechanisms of Rotary Mowers . . .	592
Trnka L.: Improvement of Vacuum Conditions in the Pipeline Milking Machines DZ-100 . . .	604
Rásocha L.: Potato Sorting in relation to their Agrophysical Properties . . .	612
Kupr J.: Energy Demand of Self-propelled Combination Sets of Farm Machines . . .	622
Eberl M., Müller P.: The Method of Finite Elements Applied to the Calculations of the Strength of Farm Machines . . .	633

Vědeckým redaktorem tohoto čísla byl ing. Dušan Hutla

Rukopisy odevzdány k tisku 25. 6. 1984 — Podepsáno k tisku 12. 9. 1984

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