

VĚDECKÝ ČASOPIS



# ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

**11**

ROČNÍK 26 (LIII)  
PRAHA  
LISTOPAD 1980  
CENA 10 Kčs  
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ  
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ  
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

**ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA**

**Řídí redakční rada**

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,  
ing. Vladimír Dufek, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Fran-  
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan  
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, Jan Květoň,  
ing. Vladimír Píša, doc. 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 1980

■  
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje  
studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech  
výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Českoslo-  
venská 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 об-  
зоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по  
научному исследованию в области сельскохозяйственной техники.  
Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Инсти-  
тут научно-технической информации по сельскому хозяйству. Вы-  
ход 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 Agri-  
culture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2,  
Slezská 7.

■  
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECH-  
NIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftli-  
che Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben  
auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der  
Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie —  
Institut für wissenschaftlich-technische Information der  
Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Pra-  
ha 2, Slezská 7.

## *Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově*

Jedním z mnoha rozhodujících faktorů rozvoje čs. zemědělství v nadcházejícím období 7. 5LP bude využití poznatků výzkumu. To platí rovněž plně pro oblast zemědělské techniky. Významnou součástí vědeckovýzkumné základny naší republiky je pro obor zemědělských strojů Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Chodově, který je zároveň vedoucím pracovištěm vědeckotechnického rozvoje oboru.

V tomto čísle časopisu *Zemědělská technika* jsou uveřejněny články věnované práci ústavu. Soubor ovšem nemůže obsáhnout všechny práce, které se v ústavu dělají, přesto však čtenáře seznámí alespoň s částí problematiky řešené v ústavu.

Doc. ing. A. Grečenko, CSc., ve svém článku „Urychlená měření tahových vlastností terénních vozidel“ se zabývá technikou měření urychlených tahových zkoušek. Při standardních tahových zkouškách se udržuje během měřicí jízdy stejná tahová síla, při urychlené tahové zkoušce se tahová síla plynule mění, takže měření se vykonává mnohem rychleji a na menší ploše terénu.

Ing. Z. Souček, CSc., ve své práci „Hodnocení parametrů samojízdných zemědělských strojů pomocí číslicového počítače“ uvádí návrh nové metody hodnocení dynamických poměrů samojízdných zemědělských strojů z hlediska schopnosti pojezdu po přirozeném nerovném povrchu. Kritéria hodnocení návrhu konstrukce vycházejí z bezrozměrných veličin plynoucích z teoretického řešení modelu a vlastních frekvencí. Byl navržen a vypracován program pro výpočet všech ukazatelů na základě parametrů stroje a specifikace dílčích hmotných prvků a jejich geometrického rozmístění.

Ing. J. Procházková, CSc., ve své práci „Sestavování spekter namáhání zemědělských strojů z rozdělení četnosti rozkmitů a středů rozkmitů“ doplňuje již dříve uveřejněný ucelený systém sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů o konkrétní postup pro případ, kdy podkladem pro sestavení spektra jsou četnosti rozkmitů a středů rozkmitů. V článku je uveden postup sestavení empirického spektra rozkmitů, jeho nahrazení matematickým modelem, včetně extrapolace, krajních hodnot a způsob respektování nestejně střední hodnoty kmitů.

Ing. O. Knafl, CSc., ve svém článku „Užití počítačové grafiky ve výzkumu a projekci zemědělských strojů“, který je zařazen v rubrice, čerpá ze zkušeností ze svého studijního pobytu v Kanadě a uvádí metody automatického projektování s využitím výpočetní techniky v oblasti zemědělského strojírenství. V článku jsou uvedeny výhody těchto metod,

zvláště zajištění nejefektivnější komunikace mezi projektantem a počítačem.

Výsledky prací, zvláště v oblasti základního výzkumu, jsou podklady jak pro pracovníky ústavu, kteří pracují v oblasti aplikovaného výzkumu, tak pro pracovníky výrobních podniků, a tím umožňují zkvalitňovat řešení vývojových úkolů, zvláště po stránce koncepční a v další fázi pak z hlediska životnosti a větší provozuschopnosti.

*Ing. D. Hu t l a*

*Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov*

# URYCHLENÁ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TERÉNNÍCH VOZIDEL – TECHNIKY MĚŘENÍ

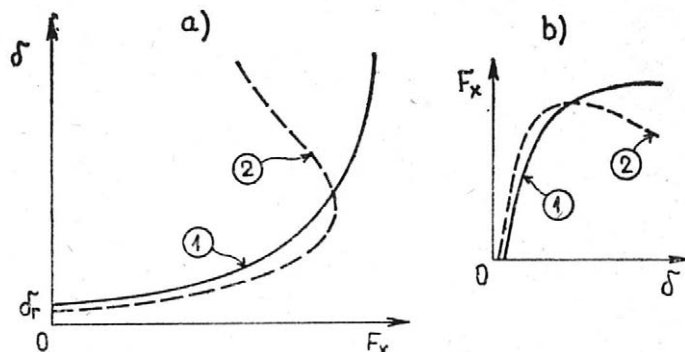
A. Grečenko

GREČENKO, A. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha): *Urychlená měření tahových vlastností terénních vozidel – techniky měření*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11): 643–664.

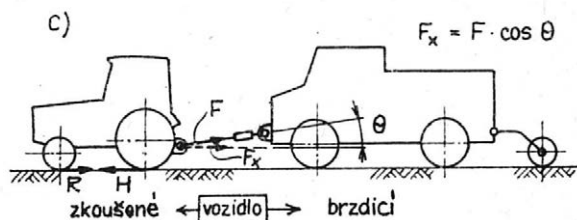
Tahové vlastnosti terénního vozidla jsou v zásadě určeny závislostí mezi tahovou silou a prokluzem; zjišťují se tahovými zkouškami. Při standardních tahových zkouškách (STZ) se udržuje během měřicí jízdy stejná tahová síla; při urychlené tahové zkoušce (UTZ) se tahová síla plynule mění, takže měření se vykoná mnohem rychleji a v terénu na menší ploše. V porovnávacích zkouškách to přispívá ke kvalitě měření. UTZ mají různé speciální aplikace, u kterých nelze použít metodu STZ. Práce pojednává o teorii a technice urychlených tahových zkoušek s ohledem na zkušenosti získané s touto metodou v letech 1959 až 1979. Zvláštní zřetel je věnován měřicímu vybavení a technice vyhodnocování naměřených hodnot. Je navázáno na předchozí práci o veličinách, měřených při tahových zkouškách (Grečenko, 1978).

terénní vozidlo; měření; tahová síla; prokluz

Tahové vlastnosti terénního stroje či vozidla jsou podle obr. 1 určeny závislostí mezi tahovou silou  $F_x$  (přesněji vzato složkou tahové síly, rovnoběžnou s povrchem dráhy), kterou stroj či vozidlo vyvíjí, a prokluzem  $\delta$  jeho hnacího ústrojí (např. kola, pásy).



1. Typické závislosti mezi tahovou silou  $F_x$  a prokluzem  $\delta$  (křivka 1 ...  $F_x$  i  $\delta$  stále rostou; 2 ...  $F_x$  má maximum při  $\delta < 100\%$ ) — Typical relationships between the traction force  $F_x$  and slip  $\delta$  (curve 1 ...  $F_x$  and  $\delta$  are steadily increasing; 2 ... the maximum of  $F_x$  is at  $\delta < 100\%$ )

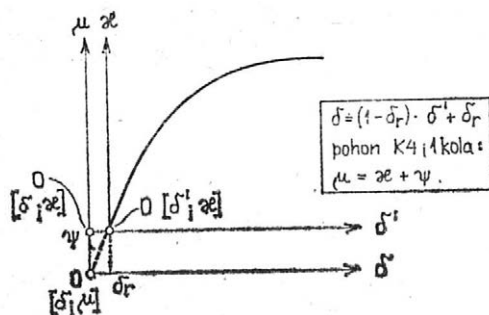


Tahové vlastnosti se zjišťují tahovými zkouškami na rovném vodorovném povrchu. O měřených veličinách při tahových zkouškách pojednal např. Grečenko (1978).

Z technických důvodů se při tahových zkouškách měří poměrný (relativní) prokluz  $\delta'$ , který je poněkud menší než skutečný (absolutní) prokluz  $\delta$ , vystupující v rozbořech energetiky stroje. Protože se při tahových zkouškách rovněž zjišťuje odpor valení, je možné dodatečně transformovat poměrný prokluz na skutečný. Dále je možné údaje o tahové síle přepočítat na hnací (obvodovou) sílu hnacího ústrojí, nebo konečně vyjádřit obecný součinitel záběru vlastního hnacího ústrojí. Závislost mezi součinitelem záběru  $\mu$  a skutečným prokluzem  $\delta$ , definující záběrové vlastnosti hnacího ústrojí, je pro různá jeho provedení bezprostředně porovnatelná a umožňuje při znalosti součinitele valení  $\psi$  stanovit i velikost hnací účinnosti hnacího ústrojí  $\eta_h = [1 - \delta(\mu)] \cdot (1 - \psi/\mu)$ .

Pomocí záběrových vlastností lze předpovídat tahové vlastnosti navrhovaných strojů a vozidel libovolné koncepce, jež používají stejného nebo podobného hnacího ústrojí jako stroj či vozidlo zkoušené. U zemědělských traktorů se získá např. podklad pro výpočtovou tahovou charakteristiku, u samojízdných strojů nebo vozidel údaj k výpočtu např. stoupavosti ve funkci prokluzu.

Trakční vlastnosti hnacího ústrojí (zejména kol) se měří také přímo speciálními testory pro jediné kolo, jakým je např. Single Wheel Tester anglického výzkumného ústavu NIAE (Dwyer, 1972). Měřeným silovým účinkem samotného hnacího kola je suvná síla, která v poměru k zatížení kola dává součinitel tahu. Trakční vlastnosti pak bývají vyjádřeny závislostí  $\kappa = f(\delta')$ , kterou lze při znalosti součinitele valení  $\psi$  převést na závislost  $\mu = f(\delta)$ , definující záběrové vlastnosti, jak zjednodušeně znázorňuje obr. 2.



2. Přibližný vztah mezi souřadnicemi prokluzové křivky  $\delta$ ;  $\delta'$ ;  $\mu$ ;  $\kappa$  pro jediné kolo, zkoušené v testoru, nebo pro vozidlo s pohonem všech kol (K4) s přibližně stejnými rozměry — Approximate relationship between the coordinates of the slip curve  $\delta$ ;  $\delta'$ ;  $\mu$ ;  $\kappa$  for one wheel tested in the tester, or for a vehicle with four-wheel drive (K4) with wheels having approximately the same dimensions

Podle techniky měření lze tahové zkoušky rozdělit na standardní (STZ) nebo urychlené (UTZ).

Při STZ se během měřicí jízdy udržuje pokud možno stejná tahová síla a vyhodnotí se příslušná průměrná velikost prokluzu; zkoušený stroj se pohybuje rovnoměrně. Při UTZ se v průběhu měřicí jízdy tahová síla plynule mění, takže je třeba zaznamenávat okamžité hodnoty prokluzu; zkoušený stroj se obvykle pohybuje nerovnoměrně.

Z této charakteristiky tahových zkoušek vyplývá:

— UTZ jsou z hlediska měření v terénu podstatně produktivnější než STZ (odtud název „urychlené“); při jediné měřicí jízdě UTZ lze v zásadě zjistit celou prokluzovou křivku, kdežto při jedné měřicí jízdě STZ se určí pouze jeden její bod;

— UTZ vystačí s menší měřicí plochou než STZ;

— UTZ vyžadují komplikovanější měřicí vybavení než STZ i podstatně náročnější vyhodnocovací aparaturu, má-li být zajištěno kvalitní a produktivní vyhodnocení;

— ve spojení s výpočetní technikou umožňují UTZ téměř úplnou automatizaci vyhodnocovacích prací, včetně grafického znázornění výsledků;

— UTZ nejsou příliš vhodné tehdy, má-li být současně s tahovými vlastnostmi měřena i spotřeba paliva (nestacionární režim při měřicí jízdě); zde se dává přednost STZ (praxe v autorizovaných zkušebnách).

K tomuto porovnání je třeba dodat, že rozptyl naměřených hodnot je u UTZ vlivem místních nehomogenit podložky větší než u STZ, takže je nutné stejné měření vícekrát opakovat. Při STZ se prokluzová křivka sestavuje např. z deseti statisticky platných bodů; při UTZ se nyní tato křivka sestavuje ze 70 a více bodů.

Metoda UTZ nalezla uplatnění i ve speciálních aplikacích, např. při zjištění průběhu prokluzů hnacích kol traktorů za jízdy jedním koly v brzdě (Al-Kazzaz a Grečenko — 1968); u samojízdných strojů se měří průběh okamžitého prokluzu v různých jízdních situacích, např. při práci ve svažovitém terénu.

Zatímco STZ a návazná problematika byly dosti publikovány námětem a jsou předmětem

normalizace (např. Lichačev, 1955; Grečenko, 1963; ON 30 0415), byly z oblasti UTZ zveřejněny jen četné metody měření okamžitého prokluzu (např. Freise, 1937; Söhne-Sonnen, 1961; Bartoš, 1964; Řezníček aj., 1966; Paulson a Zoerb, 1971; Prather a Schafer, 1969; Lyne a Meiring, 1977; Mládek aj., 1978), výzkumná zpráva o UTZ jakožto metodě (Grečenko, 1968) a práce s aplikacemi UTZ (např. Turnbull a Freitag, 1962; Bailey aj., 1974; Peters aj., 1975). Tato práce má být uceleným pojednáním o metodě UTZ a příslušných technických měření.

## ZÁSADY MĚŘENÍ TAHOVÉ SÍLY A PROKLUZU

Tahová síla se při STZ i UTZ měří dynamometrem; zásadní rozdíl je však ve způsobu měření prokluzu.

Při STZ se k vyhodnocování prokluzu zkoušeného stroje užívá vzorec:

$$\delta' = 1 - \frac{\bar{n}'_o}{\bar{n}'} \quad (1)$$

v němž vystupují počty otoček hnacích kol (nebo jejich násobky) při jízdě samotného stroje bez tahu ( $\bar{n}'_o$ ) a táhnoucího stroje ( $\bar{n}'$ ) na měřicí dráze vhodné délky  $s$ . Otočky se obvykle měří počítadly elektrických impulsů, kterých má hnací kolo vyslat alespoň osm na jednu otočku.

K plynulému záznamu prokluzu při UTZ se hodí vzorec:

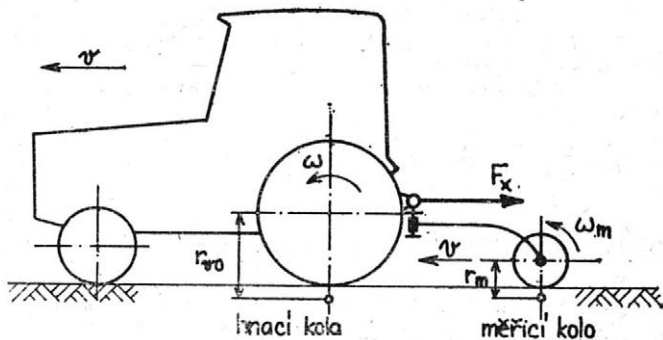
$$\delta' = 1 - \frac{v'}{v'_t} \quad (2)$$

obsahující poměr rychlosti zkoušeného stroje  $v'$  při jízdě s tahovou silou k rychlosti tohoto stroje bez tahu  $v'_t$  za podmínky, že úhlová rychlost hnacích kol  $\omega$  je v obou případech stejná (Grečenko, 1963, 1978).

Při STZ nelze během dvou různých jízd po měřicí dráze tuto podmínku zaručit, takže vzorec (2) zde není v uvedeném smyslu použitelný.

Jiná situace nastane, snímají-li se rychlosti  $v'$  a  $v'_t$  současně, např. prostřednictvím úhlových rychlostí měřicího („pátého“) kola a hnacích kol zkoušeného stroje, jak je naznačeno na obr. 3. Oběma těmto rychlostem ( $v'$ ;  $v'_t$ ) přísluší v daný okamžik tatáž úhlová rychlost hnacích kol  $\omega$ , takže podmínka rovnosti úhlové rychlosti je vždy splněna.\*

3. Kinematické parametry při měření okamžitého prokluzu s pomocí měřicího kola; měřicí kolo může být zavěšeno na brzdícím vozidle — Kinematic parameters at measuring the instantaneous slip by measuring wheel; measuring wheel can be mounted on the trailing vehicle



\* Označení rychlostí a jiných veličin horním indexem „čárka“ má smysl tehdy, je-li třeba rozlišit prokluz relativní  $\delta' = 1 - v'/v'_t$  od absolutního  $\delta = 1 - v/v_t$ . Jelikož v této práci jde vždy o zjišťování prokluzu relativního, nedojde k omylu, budou-li nadále indexy „čárka“ vynechány s výjimkou označení prokluzu  $\delta'$ .

Skutečná rychlost  $v$  je podle obr. 3 snímána měřicím kolem ( $v = r_m \cdot \omega_m$ ), teoretická rychlost  $v_t$  je určena hnacím kolem ( $v_t = r_{vo} \cdot \omega$ ;  $r_{vo}$  označuje poloměr valení neprokluzujícího hnacího kola). Dosazením do vzorce (2) se obdrží vztah, podle něhož se vyhodnocuje prokluz při UTZ:

$$\delta' = 1 - \frac{r_m}{r_{vo}} \cdot \frac{\omega_m}{\omega} = 1 - k \cdot \frac{\omega_m}{\omega} \quad (3)$$

poměr  $r_m/r_{vo}$  definuje prokluzovou konstantu  $k$ , jejíž velikost se zjistí při měřicí jízdě zkoušeného stroje bez tahové síly (tzv. nulové jízdy), při níž je relativní prokluz  $\delta'$  nulový:

$$\delta' = 1 - k \cdot \left( \frac{\omega_m}{\omega} \right)_0 = 0$$

$$k = \left( \frac{\omega}{\omega_m} \right)_0 \quad (4)$$

Hodnota prokluzové konstanty  $k$  tak kompenzuje nejenom různé velikosti kol, nýbrž i záporný prokluz (skluz) vlečeného měřicího kola, eventuálně podporovaný pohonem zařízení ke snímání úhlové rychlosti (obvykle tachodynamo nebo frekvenční otáčkoměr).

Úhlové rychlosti  $\omega$  a  $\omega_m$  ve vzorcích (3), (4) se nemusí vztahovat pouze na hnací a měřicí kolo, nýbrž mohou obecně znamenat úhlové rychlosti jakýchkoliv rotujících členů, jednoznačně vázaných na hnací nebo měřicí kolo (např. snímače zřetelované vzhledem k těmto kolům, nebo vývodový hřídel, jehož pohon je vázán s pohonem hnacích kol přes ozubená soukolí). Prokluzová konstanta podle vzorce (4) samočinně kompenzuje všechny možné situace; obecně je rovna poměru příslušných zaznamenávaných elektrických veličin při nulové jízdě ( $F_x = 0$ ) bez ohledu na měřítka.

Jsou-li hnací kola zkoušeného vozidla propojena uzávěrou diferenciálu, postačí snímat úhlovou rychlost pouze na jednom kole, třebaže obvyklé je zaznamenávat úhlové rychlosti obou kol. Je-li při zkoušce diferenciál v činnosti, musí být použity snímače na obou hnacích kolech a výsledný prokluz se vyhodnocuje podle vzorce, který uvedl Grečenko (1963, 1978), popřípadě lze snímat úhlovou rychlost vývodového hřídele, která je úměrná průměrné úhlové rychlosti hnacích kol.

Při UTZ je třeba s ohledem na měření prokluzu respektovat tyto zásady:

- nulová jízda má být na téměř povrchu jako jízda s tahovou silou;
- při každé změně huštění pneumatik, a ovšem při změně pneumatik u zkoušeného stroje, má být nová nulová jízda;
- měří-li se na kypré půdě, je nejlépe měřicí kolo umístit tak, aby jelo ve stopě kol zkoušeného stroje.

První dva body ovšem platí i pro STZ.

## TECHNIKA MĚŘENÍ UTZ V POROVNÁNÍ S STZ

Postup měření při STZ a UTZ je znázorněn na tab. I a II; z porovnání jsou patrné jak podobné, tak i zcela odlišné fáze měření.

Společné pro obě techniky měření jsou tyto zásady:

- zkoušený stroj prohrát na provozní teploty;
- po jízdě 0 na dráze s samostatně nastavit maximální rychlost (převodový stupeň) u brzdicího vozidla; tato rychlost má být zvláště u UTZ, varianta a) a u STZ poněkud vyšší než rychlost dosa-

# I. Postup měření při STZ

| Označení jízdy                                                               | Způsob měření                                                                                                                                   | Veličiny měřené na dráze $s$                           |                                    |
|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|------------------------------------|
|                                                                              |                                                                                                                                                 | k určení $F_x = f(\delta)$<br>a pro kontrolu rychlosti | navíc k určení $v; P_f; M_p^{(1)}$ |
| $M$                                                                          | stroj stojí, motor běží naprázdno                                                                                                               | —                                                      | $M_p$ při $H = 0$                  |
| $R' a, b$                                                                    | stroj pomalu tažen (tlačen)                                                                                                                     | $R'; (t)$                                              | —                                  |
| $0 a, b$                                                                     | stroj jede sám                                                                                                                                  | $\bar{n}_0; t$                                         | $M_p$                              |
| 1 $a, b$<br>2 $a, b$<br>3 $a, b$<br>4 $a, b$<br>5 $a, b$<br>6 $a, b$<br>atd. | malý tah (stálý)<br>co největší tah (stálý)<br>tah větší než při 1<br>tah menší než při 2<br>tah větší než při 3<br>tah menší než při 4<br>atd. | $F_x; \bar{n}$                                         | $t; M_p$                           |
| $R'' a, b$                                                                   | dtto $R'$ ; korekce na tvrdé podložce                                                                                                           | $R''; (t)$                                             | —                                  |

<sup>1)</sup>  $P_f$  (kW) — tahový výkon;  $M_p$  (kg · h<sup>-1</sup>) — spotřeba paliva;  $t$  (s) — čas;  $R$  (kN) — odpor valení;  $H$  (kN) — hnací síla

Poznámky:

- délka dráhy  $s$  obvykle ... 50–100 m;
- $a, b$  označuje jízdy ve dvou opačných směrech k vyrovnání účinků svahu a nerovnosti dráhy; bere se z nich obvykle průměr;
- motor zkoušeného stroje má nastavenou plnou dodávku paliva;
- tahová síla se nastavuje brzdícím vozidlem;
- k měření pouze závislosti  $F_x = f(\delta)$  volit při jízdě 0 rychlost asi 1,5–2,0 m · s<sup>-1</sup> a příslušné nastavení zkoušeného stroje dodržet i při jízdách s tahovou silou

# II. Postup měření při UTZ (tah)

| Označení jízdy | Způsob měření                                                                                                               | Měřené veličiny k určení $F_x = f(\delta)$ a rychlosti |
|----------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| $R' a, b$      | stroj pomalu tažen (tlačen)                                                                                                 | $R'; (t)$                                              |
| $0 a, b$       | stroj jede sám na dráze $s$ (rovnoměrně)                                                                                    | $\omega_0; \omega_{m0}; t$                             |
| 1<br>2<br>atd. | plynule se měnící tah až do zastavení<br>prokluzem<br>opakování 1, popřípadě opačným směrem<br>opakování 1, 2 podle potřeby | $F_x; \omega; \omega_m; (a) = f(t)$                    |
| $R'' a, b$     | dtto $R'$ ; korekce na tvrdé podložce                                                                                       | $R''; (t)$                                             |

Poznámky:

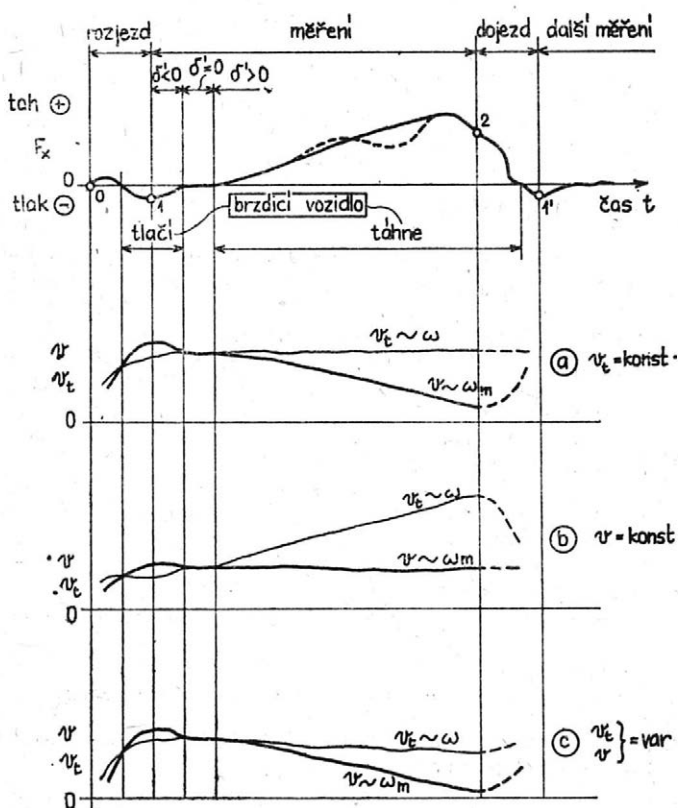
- délka dráhy  $s$  při jízdě 0 bývá obvykle 30–50 m;
- jízda 0 slouží především k ocejchování záznamu  $\omega$  v měřítku rychlosti  $v$  a dále také k záložnímu určení prokluzové konstanty  $k = \omega_0/\omega_{m0}$ ;
- prokluzová konstanta  $k$  se stanovuje z počátku záznamu každé měřicí jízdy s tahovou silou;
- $a, b$  označuje jízdy ve dvou opačných směrech jako na tab. I.

žená zkoušeným vozidlem (strojem); při UTZ je totiž třeba zkoušené vozidlo na začátku měření tlačít (obr. 4), aby byl zajištěn průchod  $F_x$  nulovou hodnotou, z níž se vyčísľuje konstanta  $k$  ve vzorci pro prokluz;

- prokluz se zjišťuje do hodnot 50 až 100 % podle charakteru podložky;
- na měkké půdě uskutečnit každou jízdu na čerstvém povrchu (odsud plyne úspora plochy při UTZ);
- k získání tahové charakteristiky traktorů (Grečenko, 1963) uskutečnit jízdy 0, 1, 2 atd. při všech pracovních převodech; všechna měření poskytují údaje pro jedinou prokluzovou křivku;
- při jízdách R volit rychlost pohybu nižší než  $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;
- korekce odporu valení  $R''$  slouží k eliminaci vnitřního odporu valení hnacích kol a odporů pohonných částí, neodpojitelných od hnacího ústrojí.

Techniku měření a vyhodnocování při STZ podrobně popsalo několik autorů. Stojí však za zmínku, že i technika STZ umožňuje při dokonalejším vybavení poněkud zvýšit produktivitu měřicích prací. Při základním vybavení se vytýčují měřicí dráhy o konstantní délce (pro převodové stupně v určitém rychlostním rozmezí). Je-li však brzdicí vůz vybaven měřicím kolem (podobně jako u UTZ), měřicí dráhy není třeba vytýčovat; všechna měření se konají buď v konstantním čase (měřicí kolo registruje dráhu, tachometr zapíná a vypíná všechny přístroje), nebo na konstantní dráze (měřicí kolo zapíná a vypíná všechny přístroje). Dalšího zproduktivnění lze dosáhnout strojovým výpočtem střední hodnoty tahové síly. Naopak v krajním případě lze měření  $F_x = f(\delta)$  uskutečnit pouze za pomoci dynamometru a měřicího pásma; prokluz se pak určuje z drah ujetých zkoušeným vozidlem při zvoleném počtu otoček hnacích kol (Grečenko, 1978).

Při UTZ existují tři alternativy měřicích jízd s tahovou silou podle způsobu vyvození prokluzu (obr. 4):



4. Schéma záznamu tahové síly a rychlosti ( $v \sim \omega_m$ ;  $v_t \sim \omega$ ) v závislosti na čase u tří alternativ urychlené tahové zkoušky — A record of the traction force and velocities ( $v \sim \omega_m$ ;  $v_t \sim \omega$ ) in dependence on time for three alternatives of the fast traction test

- a)  $\omega(v_t) \cong$  konstantní — základní způsob  
 $\omega_m(v) =$  variabilní  
 b)  $\omega(v_t) =$  variabilní — zvláštní případy pohonu  
 $\omega_m(v) \cong$  konstantní  
 c)  $\omega(v_t) =$  variabilní — obecná možnost  
 $\omega_m(v) =$  variabilní

U alternativy a) se podobně jako u STZ volí při jízdě 0 rychlost asi 1,5 až 2,0 m.s<sup>-1</sup> a příslušné nastavení zkoušeného stroje se dodržuje i při jízdách s tahovou silou, která se nastavuje u brzdícího vozidla.

Alternativu b) je nutno použít tehdy, je-li zkoušené vozidlo vybaveno hydropohonnem s regulací pojezdové rychlosti podle tahové síly a odběru výkonu k udržení stálého režimu spalovacího motoru (tzv. součtová výkonová regulace): bývají to některé samojízdné stroje pro zemní práce. V tomto případě udržuje brzdící vozidlo pokud možno neměnnou rychlost, kdežto otáčky hnacích kol zkoušeného stroje se v průběhu jízdy zvyšují. Z toho důvodu se při jízdě 0 nastavuje rychlost pouze 0,5 až 1,0 m.s<sup>-1</sup>.

Rozptyl naměřených hodnot u UTZ je vlivem místních nehomogenit podložky větší než u STZ, takže je účelné stejné měření vícekrát opakovat (tab. II ... opakování jízdy 1, 2 podle potřeby). Vzhledem k nerovnoměrnému pohybu je vhodné registrovat průběh rychlosti, popřípadě i zrychlení  $a = dv/dt$ , v závislosti na čase.

Požadované přesnosti měření při tahových zkouškách jsou uvedeny v tab. III.

### III. Požadovaná přesnost měření při tahových zkouškách

| Měřená veličina        | ISO/R 789 | kód OECD | ON 30 0415              |
|------------------------|-----------|----------|-------------------------|
| Tahová síla            | 1,0 %     | 2,0 %    | 2,5 %                   |
| Rychlost               | 1,0 %     | 0,5 %    | 1,0 %                   |
| Prokluz                | —         | —        | 1/8 obvodu hnacího kola |
| Čas                    | 0,2 s     | 0,5 s    | 0,2 s                   |
| Hmotnost               | 0,5 %     | —        | 0,5 %                   |
| Otáčky                 | 0,5 %     | —        | 0,5 %                   |
| Spotřeba paliva, tah   | 2,0 %     | 0,5 %    | 2,0 %                   |
| dtto, vývodový hřídel  | 1,0 %     | —        | —                       |
| Teplota paliva         | 2 °C      | 2 °C     | 2 °C                    |
| dtto oleje             | 2 °C      | 2 °C     | 2 °C                    |
| dtto chladicí kapaliny | 2 °C      | 2 °C     | 2 °C                    |
| Vzduch: teplota        | 0,5 °C    | 1,0 °C   | 0,5 °C                  |
| tlak                   | 133 Pa    | 133 Pa   | 133 Pa                  |
| relativní vlhkost      | —         | 6 % abs. | 6 % abs.                |

Metoda UTZ je v terénu operativnější a univerzálnější než metoda STZ, klade ovšem větší nároky na instrumentaci měření, jak vyplývá z výčtu základního vybavení potřebného k získání kvalitních výsledků:

#### a) STZ:

- tahový dynamograf hydraulický
- počítadla otoček hnacích kol
- tahová tyč (závěs) alespoň pro tah
- brzdící vozidlo
- vytýčky, pásmo, stopky
- zařízení k zapnutí a vypnutí přístrojů

## b) UTZ:

- tahový dynamometr s elektrickým přenosem údajů
- snímače úhlové rychlosti hnacích kol
- měřicí kolo se snímačem úhlové rychlosti
- tahová tyč k přenosu tahu i tlaku
- brzdící vozidlo
- vytýčky, pásmo, stopky
- měřicí vůz vybavený elektrickým zapisovačem (popř. kombinovaný s brzdícím vozidlem)
- indikátory tahové síly, event. prokluzu v brzdícím vozidle
- aparatura zajišťující spojení mezi třemi pracovišti (řidič zkoušeného stroje, řidič brzdícího vozidla, měřicí technik)

Indikátor tahové síly při UTZ, zapojený paralelně k zapisovači, je nutný k zajištění průběhu tahové síly při měření podle obr. 4, kdy musí být zaručen průchod síly  $F_x$  nulovou hodnotou. Vlastní měření tedy začíná tlačáním zkoušeného vozidla brzdícím vozidlem v bodě 1, kdy se zapínají přístroje. Nulová hodnota síly  $F_x$  musí být zajištěna po dobu alespoň 1,5 sekundy; ke konci tohoto intervalu se vyhodnocuje prokluzová konstanta  $k$ . Měření se obvykle končí v bodě 2, ale neprodleně se přechází na další úsek měření od bodu 1'. Indikátor prokluzu zkoušeného vozidla (v měřicím voze musí být analogové zařízení k dělení dvou úhlových rychlostí), nebo alespoň indikátor skutečné rychlosti, je vhodnou pomůckou pro řidiče brzdícího vozidla k důkladnému proměření zajímavých partií prokluzové křivky, zvláště jde-li o průběhy podle obr. 1/a, b, křivka 2, kde samotná tahová síla  $F_x$  není jednoznačným údajem; kromě toho u samojízdných strojů s pohonem předních kol jsou pro řidiče brzdícího vozidla (který určuje průběh měření při  $v_t = \text{konst} \dots$  obr. 4) hnací kola obvykle zakryta kapotáží, takže není možnost optické kontroly prokluzu.

Výsledky tahových zkoušek ve smyslu této práce (závislost mezi  $\delta$  a  $F_x$ ) je třeba doložit podmínkami měření:

### A. Všeobecné údaje:

- datum zkoušky
- lokalita
- podložka (stav povrchu, porost, druh půdy podle ČSN 72 1001, vlhkost v hloubce 5 cm, objemová hmotnost, pórovitost)
- meteorologické údaje (postačí teplota vzduchu)

### B. Údaje o zkoušeném stroji:

- typ stroje (u samojízdných strojů také kompletace s adaptéry)
- způsob pohonu (např. dvounápravový stroj s pohonem předními koly ... K 2/1, s pohonem zadními koly ... K 2/2, s pohonem všemi koly ... K 4)
- uzávěry diferenciálu (uzavřeny, výjimečně otevřeny)
- hmotnost stroje
- statické zatížení náprav
- rozměry: rozvor, výška háku nad podložkou, vodorovná vzdálenost háku od středu např. zadní nápravy
- sklon tažné tyče

### C. Údaje o hnacím ústrojí:

- druh (např. pneumatiky)
- rozměr
- pevnost kostry (PR)
- dezén (označení, popis)
- huštění

doporučuje se rovněž udávat:

- střední výšku dezénu

- plnost dezénu (plocha dezénu v poměru k ploše otisku styčné plochy, měřeno obvykle na tuhé podložce)
- rozměry styčné plochy v terénu (plocha, délka, šířka svislého průměru)
- střední kontaktní tlak v terénu

#### D. Druh zkoušky:

- tahová
- tlaková (jde o ověření brzdných vlastností stroje, dělá se rovněž metodou UTZ; není však předmětem této práce).

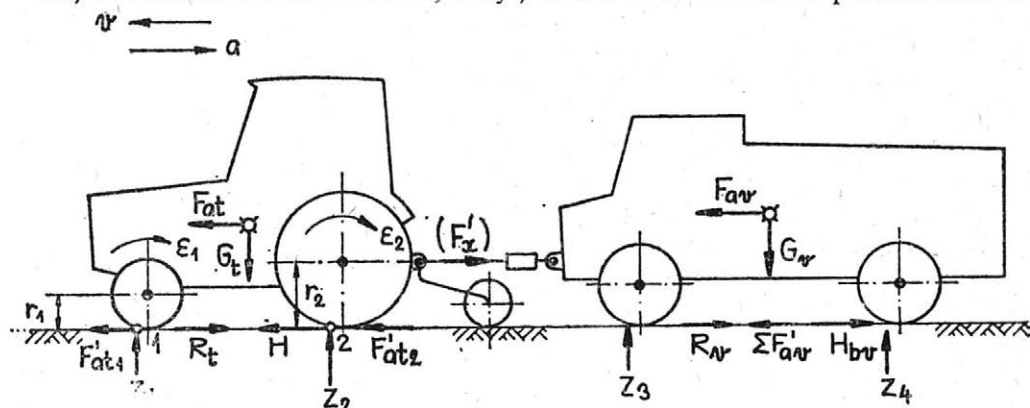
Z výčtu měření vyplývá, že neoddelitelnou součástí tahových zkoušek jsou pomocná měření, k nim je třeba poznamenat toto:

- ad A ... pořizuje se fotografie povrchu; odebírají se vzorky půdy do odměrných válečků, které se ihned váží; k určení druhu se bere vzorek zeminy o hmotnosti cca 2 kg;
- ad B ... údaje jsou potřebné mimo jiné k transformaci tahové síly na součinitel záběru (zevšeobecnění výsledků měření vyjádřením záběrových vlastností samotné pneumatiky);
- ad C ... doporučené údaje rovněž ovlivňují záběrové vlastnosti pneumatik; styčná plocha na tuhé podložce se určuje z otisku dezénu, natřeného razítkovou barvou, na tuhý hladký papír (kladívková čtvrtka); styčná plocha (otisk) dezénu v terénu se určí po najetí pneumatiky na upravené místo ostříkem nebo obsypáním styku pneumatiky s podložkou bílou (světlou) barvou, takže po opatrném vycouvání vlastní styčná plocha výrazně kontrastuje s bílým okolím;
- ad D ... ve VÚZS Praha se podle potřeby dělají od r. 1977 také tlakové zkoušky, důležité např. u strojů pro práci na svazích k ocenění brzdných vlastností.

#### KOREKCE TAHOVÉ SÍLY S OHLEDEM NA SETRVAČNÉ ÚČINKY

Při UTZ táhne zkoušený traktor (stroj) prostřednictvím tuhé tyče s dynamometrem brzdící vozidlo; tato souprava se pohybuje nerovnoměrně s jistým zpožděním (event. zrychlením)  $a$ , jak je naznačeno na obr. 5 (kde jsou rovněž vyznačeny silové účinky).

Vnitřní síla  $F'_x$  v tažné tyči je pro samotný traktor, či naopak pro brzdící vozidlo, vnějším účinkem o známé velikosti, který je roven součtu vodorovně působících sil na



5. Silové účinky na měřicí soupravu při urychlené tahové zkoušce probíhající se zpožděním:  $G$  ... tíha;  $H$  ... hnací síla;  $H_b$  ... brzdící síla;  $R$  ... odpor valení;  $F_a$  ... setrvačná síla posuvných hmot;  $F'_a$  ... setrvačná síla od rotačních hmot;  $Z$  ... tlaková reakce;  $F'_x$  ... tahová síla (vnitřní účinek) — Effects of forces on the measuring set in the course of fast traction test performed with deceleration:  $G$  ... gravity;  $H$  ... thrust force;  $H_b$  ... braking force;  $R$  ... rolling resistance;  $F_a$  ... force of inertia of translated masses;  $F'_a$  ... force of inertia of rotating masses;  $Z$  ... vertical reaction;  $F'_x$  ... traction force (internal effect)

každé z vozidel. Pozornost bude věnována zkoušenému vozidlu, pro které platí tato pohybová rovnice:

$$H + F_{at} + F'_{at1} + F'_{at2} = F'_x + R_t$$

Setrvačná síla posuvných hmot  $F_{at}$  je rovna součinu  $(m_t \cdot a) = G_t \cdot a/g$ ; setrvačné síly od rotujících hmot spojených s koly jsou určeny takto:  $F'_{at1,2} = J_{r1,2} \cdot \varepsilon_{1,2}/r_{1,2}$ ;  $J_r$  je moment setrvačnosti rotujících hmot, redukováný k osám kol. Protože při rovnoměrném pohybu by pohybová rovnice zněla  $H = F_x + R_t$ , zvyšují setrvačné síly při zpožděném pohybu soupravy tahovou sílu  $F_x$ .

Existenci sil  $F'_{at}$  mezi pojezdovým ústrojím a podložkou je třeba připustit, třebaže se hnací ústrojí zkoušeného vozidla otáčí celkem rovnoměrně i při nerovnoměrném posuvném pohybu soupravy ( $\varepsilon \rightarrow 0$ ). Síly  $F'_{at}$  ovlivňují prokluz stejným způsobem jako hnací síla  $H$ ; např. u zpožděného pohybu jde o případ analogický rovnoměrnému pohybu se zvýšeným hnacím momentem. Z toho důvodu je korekce zbytečná.

Síla  $F_{at}$ , působící v těžišti zkoušeného vozidla, však mění tahovou sílu  $F'_x$ , aniž by ovlivňovala prokluz. Aby se dodržel správný vztah  $F_x = f(\delta')$ , je nutno zaměřenou sílu  $F'_x$  při zpožděném pohybu zmenšit, při zrychleném pohybu zvětšit o sílu  $F_{at}$ , takže korekce tahové síly je tato:

$$F_x = F'_x + m_t \cdot a = F'_x + \frac{a}{g} \cdot G_t \quad (5)$$

souprava se zpožďuje...  $a < 0$

souprava zrychluje...  $a > 0$

Při strojovém vyhodnocování záznamů měření je korekce součástí programu a dělá se vždycky. Přesto však korekce není nutná tehdy, nachází-li se velikost síly  $F_{at}$  v pásmu nepřesnosti dynamometru.

Je-li měřicí rozsah dynamometru  $D$  (N) a jeho statická nepřesnost  $p_d$  (%) (vztahuje se vždy k rozsahu), pak není třeba korigovat síly  $F_{at}$  (N), splňující podmínku:

$$|F_{at}| = |m_t \cdot a| \leq \frac{p_d}{100} \cdot D$$

čili nejvyšší přípustné zpoždění (zrychlení) je:

$$|a| \leq \frac{p_d}{100} \cdot \frac{D}{m_t} \quad (6)$$

Volba dynamometru ovšem musí odpovídat požadavkům norem na přesnost měření podle tab. III. Označí-li se dále maximální odhadovaná tahová síla zkoušeného vozidla  $F_{xm}$  (N) a přesnost měření tahové síly podle normy (předpisu)  $p_n$  (%), pak je třeba zajistit, aby:

$$p_n \cdot F_{xm} \geq p_d \cdot D$$

neboli

$$\frac{p_d}{p_n} \leq \frac{F_{xm}}{D} \quad (7)$$

protože  $D \geq F_{xm}$ , musí být  $p_d \leq p_n$ .

Typický příklad: tahová zkouška stroje na strništi;

$m_t = 4000$  kg; podle kódu OECD...  $p_n = 2\%$ ;

kvalifikovaným odhadem  $F_{xm}/m_t = 6$  N.kg<sup>-1</sup>;

s ohledem k rázům je třeba použít dynamometru s rozsahem  $D$  o 50 % větším než  $F_{xm}$ .

Vypočte se toto:

$$F_{xm} = 4000 \cdot 6 = 24\,000 \text{ N}$$

$$D = 1,5 \cdot 24\,000 = 36\,000 \text{ N (předpoklad: dynamometr žádané velikosti je k dispozici)}$$

$$p_d = 2 \cdot 24/36 = 1,33 \%$$

$$|a| \leq \frac{1,33}{100} \cdot \frac{36}{4} = 0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\text{nebo přímo } |a| \leq \frac{p_n}{100} \cdot \frac{F_{xm}}{m_t} = \frac{2}{100} \cdot 6 = 0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kdyby uvedený dynamometr měl nepřesnost 2 %, mohlo by se zpoždění zvýšit na hodnotu

$$|a| \leq \frac{2}{100} \cdot \frac{36}{4} = 0,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

ale nevyhovělo by se předpisu *OECD*.

Při UTZ lze pohodlně zajistit zpoždění menší než  $0,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

## URYCHLENÉ TAHOVÉ ZKOUŠKY V ČSSR

Na vývoji metody UTZ pracoval autor se spolupracovníky od roku 1959 na mechanizační fakultě VŠZ Praha a od roku 1972 ve VÚZS Praha. K této činnosti se přímo vztahují práce Grečenka (1960, 1963, 1968, 1978), Vospěla (1961), Zelenky (1973), Šmicra a Matějky (1974). Řezníček (1960) a Řezníček aj. (1966) v návaznosti uveřejnili různé způsoby měření okamžitého prokluzu mechanickým a elektrickým způsobem.

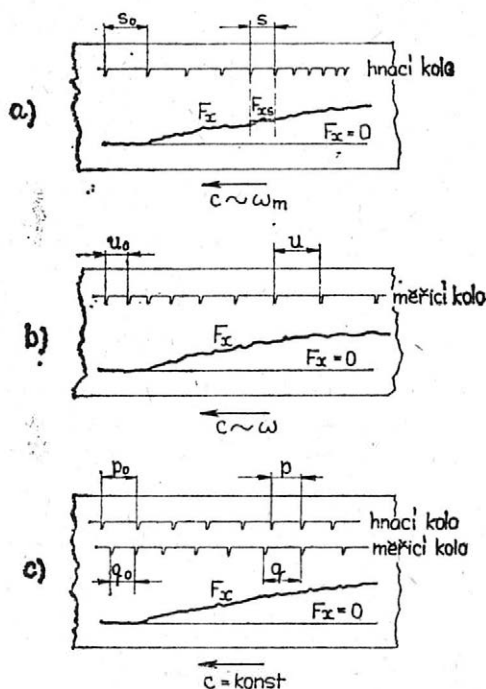
V Brně používal metodu měření okamžitého prokluzu Bartoš (1964) se svými spolupracovníky (prokluzoměr systému Freise). Na něj navázal Kováčik (1966) při zkouškách terénních vozidel.

Stadia vývoje metody UTZ v Praze byla tato:

| období | záznam   | prokluz             |            | rok     |
|--------|----------|---------------------|------------|---------|
|        |          | vyhodnocení záznamu | zpracování |         |
| 1      | impulsní | ruční               | ruční      | 1959–67 |
| 2      | plynulý  | ruční               | ruční      | 1968–74 |
| 3      | plynulý  | ruční               | strojové   | 1975–76 |
| 4      | plynulý  | strojové            | strojové   | od 1977 |

Typické pro vývoj UTZ bylo, že v terénu se pořizoval jen záznam potřebných veličin, kdežto veškeré vyhodnocování a zpracování se konalo stacionárně na domácím pracovišti. Tento způsob se zcela osvědčil pro dobrou operativnost vlastního měření v terénu a zvýšenou přesnost při vyhodnocování záznamů.

Vzhledem k tehdejšímu vybavení katedry traktorů a automobilů měřicím zařízením pro STZ (dynamograf Amsler s možností mechanického nebo elektrického pohonu registračního pásu, telefonní počítač k měření otoček hnacích kol) byly vypracovány tři varianty základní metody, umožňující záznam potřebných údajů přímo na pásek dynamografu (obr. 6):



6. Tři varianty záznamu kinematických veličin při UTZ přímo na registrační pásek dynamografu; z délek mezi impulsy se vyhodnotí prokluz — Three alternatives of the record of kinematic quantities during the fast traction test (UTZ) directly on the dynamograph tape; slip is evaluated from the lengths between impulses

a) Pásek dynamografu se pohání mechanicky rychlostí úměrnou úhlové rychlosti  $\omega_m$  měřicího kola a na něj se zaznamenávají impulsy od kontaktů na hnacím kole; při rostoucím prokluzu se pohyb pásu zpomaluje a vzdálenosti mezi impulsy zkracují. Prokluz se vypočte ze vzorce:

$$\delta' = 1 - \frac{s}{s_0} \quad (8)$$

Při vyhodnocování záznamu je třeba stanovit střední hodnoty tahové síly  $F_x$  v intervalu  $s$ .

b) Pásek dynamografu se pohání mechanicky rychlostí úměrnou úhlové rychlosti  $\omega$  hnacího kola a na něj se zaznamenávají impulsy od kontaktů na měřicím kole; při rostoucím prokluzu se vzdálenosti mezi impulsy prodlužují. Prokluz se vypočte ze vzorce:

$$\delta' = 1 - \frac{u_0}{u} \quad (9)$$

c) Pásek dynamografu se pohání elektromotorem o konstantní rychlosti; zaznamenávají se na něj impulsy od rovnoměrně rozložených kontaktů jak na hnacím ( $p$ ), tak i na

měřicím kole ( $q$ ). Při rostoucím prokluzu se vzdálenosti  $p$  poněkud zkracují, kdežto délky  $q$  se prodlužují. Prokluz se vypočte ze vzorce:

$$\delta' = 1 - m \cdot \frac{p}{q}; \quad m = \frac{q_0}{p_0} \quad (10)$$

Vzorce (8), (9), (10) jsou odvozeny v příloze.

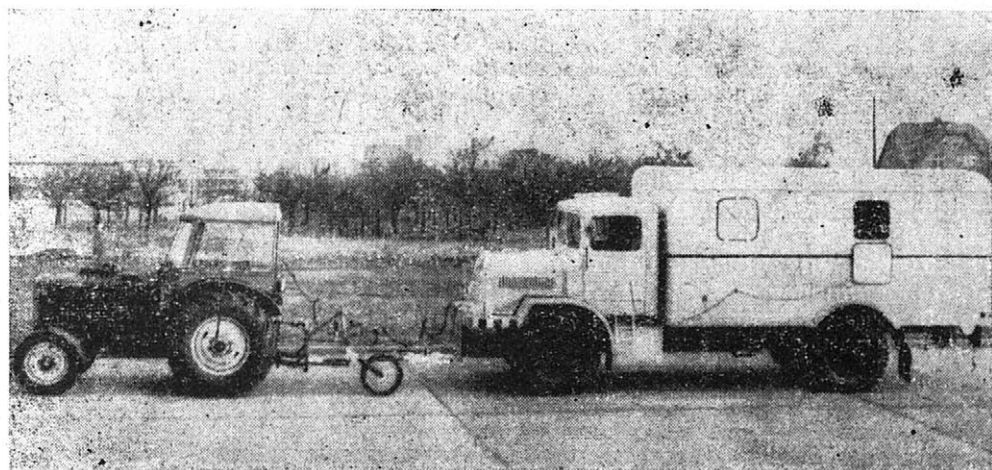
Metoda UTZ s impulsním záznamem prokluzu byla poprvé vyzkoušena v porovnání s STZ v květnu 1961 a dala velmi nadějně výsledky (Vospěl, 1961). Zkoušen byl traktor Zetor 3011 na asfaltové dráze před dřívější budovou VŠZ v Praze - Dejvicích, brzdícím vozidlem byl traktor Zetor Super. K měření prokluzu bylo použito metody a). Pohyb pásku dynamografu Amsler byl odvozen od předního kola zkoušeného traktoru, impulsy byly přenášeny elektricky na pisátko s elektromagnetem od jednoho z hnacích kol traktoru, propojených uzávěrou diferenciálu. K vyhodnocení prokluzu bylo použito speciální pravítko, ocejchované přímo v procentech prokluzu.

V roce 1964 byl vypracován návrh zkušebny pneumatik s půdními kanály pro čs. výrobce pneumatik, která by pracovala metodou UTZ se snímáním okamžitého prokluzu pomocí úhlových rychlostí zkoušeného (hnacího) a měřicího kola.

V roce 1967 byly metodou UTZ poprvé simultánně změřeny prokluzu pravého a levého hnacího kola traktoru Zetor 3011 (pneumatiky 11-28) při jízdě pravými koly v brzdě a při změně tahové síly od nuly do maxima (Al Kazzaz a Grečenko, 1968). Tahová zkouška byla vykonána s otevřeným i uzavřeným diferenciálem zadní hnací nápravy. V práci se konstatuje, že urychlená metoda se ukázala jako zvláště výhodná, protože celá prokluzová křivka mohla být zjištěna při jedné jízdě na úseku asi 100 m.

## DRUHÉ OBDOBÍ

K důkladnému propracování metody UTZ v porovnání s STZ byl do plánu výzkumu mechanizační fakulty VŠZ Praha na léta 1967 až 1968 zařazen výzkumný úkol „Výzkum urychlené metody tahových zkoušek traktorů“ (Grečenko, 1968). Tento úkol



7. Souprava pro tahové zkoušky (fakulta mechanizace VŠZ Praha, 1968) — A combination of vehicles for traction tests (Faculty of Mechanization, University of Agriculture, Praha, 1968)

jednak ověřil metodu UTZ a formuloval její zásady, jednak vedl k realizaci nového měřicího vybavení pro tahové zkoušky, včetně turbínového snímače průtoku paliva.

Souprava pro UTZ z roku 1968 je znázorněna na obr. 7. Zkoušený traktor je typu Zetor 50 Super, brzdící a současně měřicí vozidlo je skříňová Tatra 128 se čtyřkolovým pohonem; vozidla jsou propojena tažnou tyčí s dynamometrem, k traktoru je uchyceno měřicí kolo.

Úhlová rychlost hnacích kol traktoru je při UTZ snímána frekvenčním snímačem, nasazeným na vývodový hřídel traktoru; kontaktní na hnacích kolech byly použity jen při STZ, s jejichž výsledky byly porovnány výsledky UTZ.

Vybavení brzdícího vozu: tažná deska s výškově stavitelným závěsem pro tyč dynamometru; elektrická indikace tahové síly v kabině řidiče; indikátor zrychlení s rozlišovací schopností alespoň  $0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ; motorgenerátor 220 V/50 Hz/1 kW pod kabinou vpravo; interkomunikační zařízení mezi řidičem, měřicími technikami (vedoucím zkoušek) a řidičem zkoušeného traktoru; k nesení měřicích a komunikačních kabelů bylo použito lano předepjaté pružinou navijáku; měřicí vybavení: tenzomůstky Mikrotechna TDA-3, oscilograf K 105 s UV zápisem, osciloskop Křížík D 536.

Detail měřicího kola s pneumatikou Barum 2,50-16 je patrný z obr. 8. Měřicí kolo je vedeno paralelogramovým závěsem s pružinou a tlumičem; závěs je otočně uložen v rámu nasazeném na tříbodový závěs traktoru. Na ose kola je umístěn frekvenční snímač úhlové rychlosti, jehož čidlo je tvořeno ozubeným kolem se 100 zuby a magnetickou ferritovou kostkou s pólovými nástavci; čidlo, napojené na zesilovač a digitálně analogový měnič, zajišťuje záznam úhlové rychlosti do minimální rychlosti pohybu pod  $2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Podobný snímač s 24 zuby je nasazen na vývodovém hřídeli. Cejchovací frekvence je 150 Hz.

Při tahové zkoušce se oscilograficky zaznamenávaly průběhy tahové síly, úhlové rychlosti vývodového hřídele zkoušeného traktoru (úměrná úhlové rychlosti hnacích kol), úhlové rychlosti měřicího kola (úměrná rychlosti pohybu), derivace této rychlosti podle času (úměrná zpoždění pohybu — kontrolní údaj) a průtoku paliva do spalovacího motoru (snímání úhlové rychlosti miniaturní radiální turbinky rovněž frekvenčním způsobem).

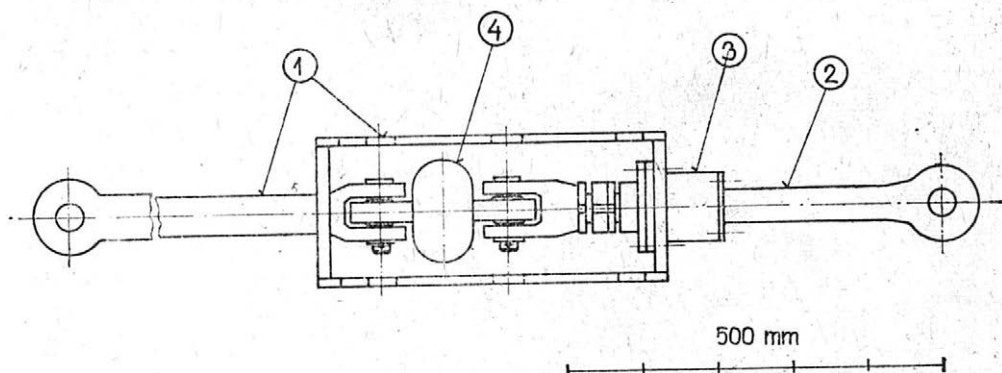


8. Měřicí kolo s frekvenčním snímáním úhlové rychlosti (fakulta mechanizace VŠZ Praha, 1968) — Measuring wheel with frequency scanning of angular velocity (Faculty of Mechanization, University of Agriculture, Praha, 1968)

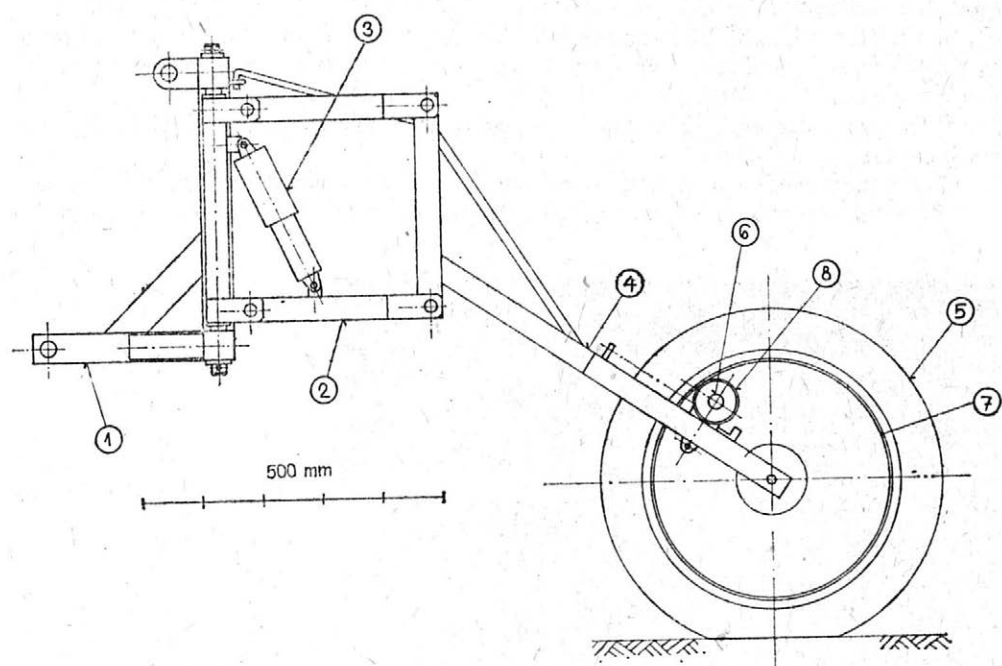
Tato období se vyznačují dalším vývojem měřicí a vyhodnocovací techniky.

Na obr. 9 je naznačeno konstrukční uspořádání tažné tyče pro tenzometrické dynamometry VÚZS o celkové délce 2,50 m, která umožňuje jak tažení, tak i tlačení zkoušeného stroje. Delší část tyče 1 (trubka) je pevně spojena s ochranným rámem; kratší část tyče 2 je volně uložena ve vedení 3, které je opatřeno speciálním kuličkovým ložiskem, umožňujícím volný posuv i natáčení tyče 2. Dynamometr 4 se kloubově upevňuje mezi pevnou vidlicí tyče 1 a nastavitelnou vidlicí tyče 2.

Uspořádání měřicího kola se závěsem je patrné z obr. 10. Paralelogramový závěs 2

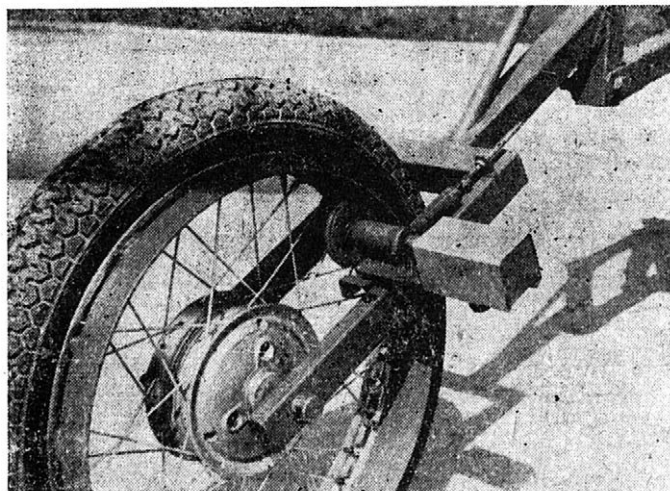


9. Tažná (tlačná) tyč s dynamometrem (VÚZS Praha, 1974) — Traction (drawbar) rod with dynamometer (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha, 1974)



10. Měřicí kolo s pohonem tachodynamka (VÚZS Praha, 1974) — Measuring wheel with tachodynamometer drive (VÚZS Praha, 1975)

s odtlumenou přítlačnou pružinou 3 je možné otočně připevnit k rámu 1, který se nasadí na tříbodový závěs traktoru, nebo přímo k rámu zkoušeného samojízdného stroje (obvykle prostřednictvím dalšího paralelogramu s pružinou, který zvětší svislý výkyv měřicího kola). Ke svislému členu paralelogramu je připevněna vidlice 4 s měřicím kolem 5 a pneumatikou Barum 2,75-16 (dezén S-14). K ráfku kola je přivařen válcový plášť 7 s opracovanou vnitřní plochou (obr. 11), který pohání prostřednictvím kladky s gumovým



11. Detail pohonu tachodynamka u měřicího kola (VÚZS Praha, 1974) — A detail of tachodynamo drive in the measuring wheel (VÚZS Praha, 1974)

obvodem 8 a pružné spojky tachodynamko 6 (MEZ Náchod, typ K4A1...2V/ 1000 ot. $\cdot$ min<sup>-1</sup>, max. 10 V). Kladka je k válci přítlačována tažnou pružinou; při dopravě může být trvale vypojena. Převod na tachodynamo cca 5,5 dorychla má minimální ztráty a umožňuje měřit i rychlost jízdy menší než 1 km. $\cdot$ h<sup>-1</sup>. Nový závěs měřicího kola z r. 1979 nepoužívá paralelogram; vlastní kolo je uspořádáno jako samostatné, takže dovoluje stroji couvat.

Podobná tachodynamka jsou rovněž umísťována na hnací kola zkoušeného stroje. Původně se převod dorychla realizoval řemenicemi a koženým řemenem s kruhovým

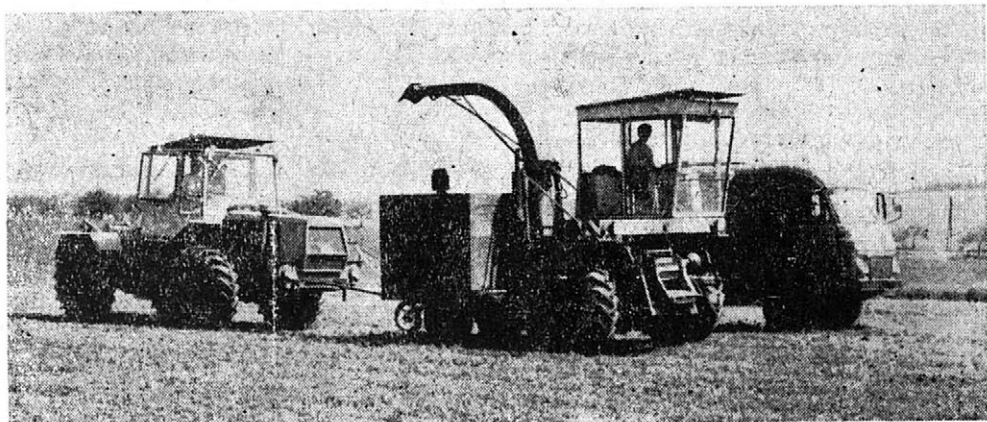


12. Snímač úhlové rychlosti hnacího kola (VÚZS Praha, 1979); tachodynamko je poháněno převodem s ozubenými koly — Scanner of the angular velocity of the driving wheel (VÚZS Praha, 1979); the tachodynamo is driven by transmission with gears

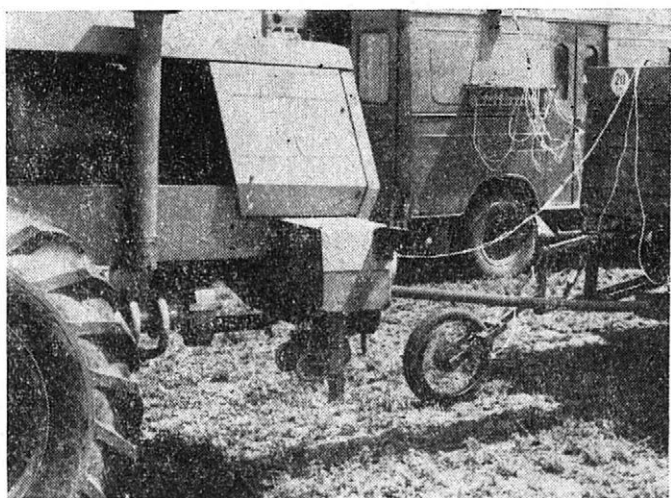
profilem. Od roku 1979 se však při zajišťování vysoké spolehlivosti ve snímání úhlové rychlosti hnacích kol přešlo k pohonu tachodynamek prostřednictvím dvojitého ozubeného převodu v olejové lázni. Celá hnací jednotka včetně tachodynamka je zapouzdřena (obr. 12).

Použitá tachodynamka s vyhovující linearitou výstupu se dobře osvědčila pro jednoduchost zapojení a vysokou spolehlivost. Eventuální šum na výstupu lze elektricky utlumit.

Typická souprava pro UTZ samojízdného stroje (základní jednotka sklízecí řezačky) ke zjištění záběrových vlastností hnacích pneumatik na louce je znázorněna na obr. 13. Stroj je brzděn traktozem LIAZ ŠT-180, měřící vůz Renault odboru základního výzkumu VÚZS se pohybuje po levé straně soupravy a je napojen kabely (obr. 14). Do brzdícího vozidla je zavedena indikace tahové (tlakové) síly a prokluzu (z analogové jednotky v měřicím voze) pomocí voltmetrů  $\pm 10$  V s nulou uprostřed. Průběh měřených veličin



13. Souprava pro UTZ samojízdné sklízecí řezačky (VÚZS Praha, 1978); vlevo od zkoušeného stroje jede měřicí vozidlo — A combination of vehicles for fast traction test (UTZ) of a self-propelled forage harvester (VÚZS Praha, 1978); the measuring vehicle is to the left from the tested machine



14. Detail měřicího vybavení pro UTZ (VÚZS Praha, 1978); měřicí vozidlo je napojeno kabely na pružném nosném laně — A detail of measuring equipment for UTZ (VÚZS Praha, 1978); the measuring vehicle is connected by cables on elastic carrying rope

se registruje měřicím magnetofonem (Bell-Howell) a současně pro operativní kontrolu kvality měřicí jízdy oscilografem (Bell-Howell). Přístroje jsou napájeny proudem 220 V/50 Hz z motorogenerátoru v zadní části měřicího vozu (Honda).

Ve třetím období se měřené veličiny zaznamenávaly pouze oscilograficky s rychlostí posuvu cca  $2 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$ ; záznam se vyhodnocoval po krátkých časových intervalech ručně. Soubor hodnot ( $F_x$ ;  $\delta'$ ) a podmínky měření se vkládaly do programu počítače, který zajistil transformaci veličin s příslušným rozbořem a grafické vynesení výsledků tahové zkoušky. Ve čtvrtém období se přešlo při využití magnetofonové techniky k téměř úplnému strojovému vyhodnocování naměřených veličin. Pásky se záznamem se vkládají do stacionárního magnetofonu, který je součástí vyhodnocování linky (počítač NOVA 820).

Postup zpracování záznamu má tři fáze:

- vyhodnocení souboru ( $F_x$ ;  $\delta'$ );
- transformace veličin na ( $F_x$ ;  $\delta$ ) a ( $\mu$ ;  $\delta$ ), vyřazení evidentně chybných dvojic, grafické zobrazení naměřených bodů pro kontrolu;
- výpočet parametrů prokluzové křivky metodou nejmenších čtverců, tabulace a grafické zobrazení prokluzové křivky i průběhu hnací účinnosti  $\eta_h = f(\delta)$ .

Zpracovaný soubor může obsahovat až 300 hodnot, ale jeho rozsah není zásadně omezen.

VYHODNOCENÍ C.: 27.5

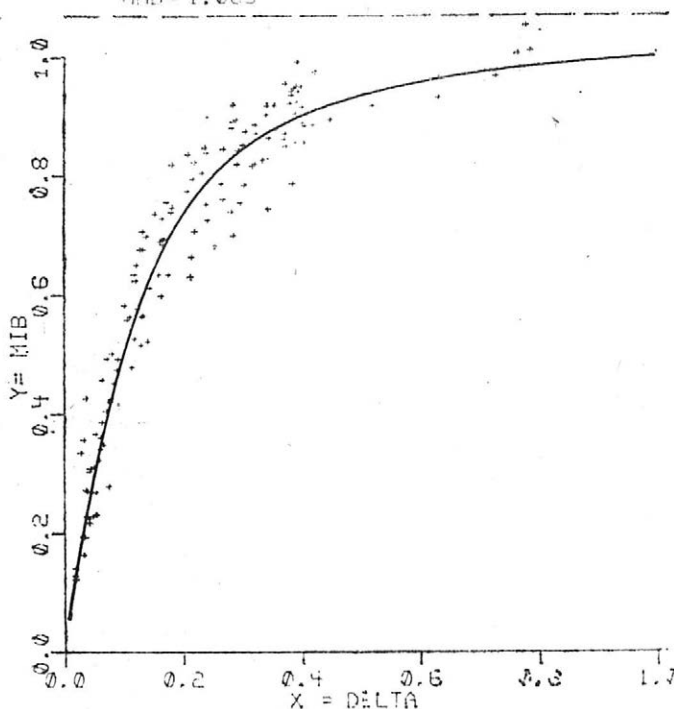
PROKLUZOVÁ KRIVKA

pneu 169/14-50

hustění 200 kPa

A NAMĚŘENÉ HODNOTY

MMB = 1.069



\* ETAB = 0.8238 PRO PSI 0.744

MMB = 1.069

15. Příklad počítačového vyhodnocení prokluzové křivky  $\mu = f(\delta)$  ... MIB = f (DELTA) s množinou naměřených hodnot; proložená křivka je bilineárního typu; MMB ...  $\mu_m$ ; ETAB ... maximální hnací účinnost  $\eta_h$ ; PSI ... součinitel valení  $\psi$  — An example of computer evaluation of the slip curve  $\mu = f(\delta)$  ... MIB = f (DELTA) with a set of measured values; the drawn regression curve is of bilinear type; MMB ...  $\mu_m$ ; ETAB ... maximum thrust efficiency  $\eta_h$ ; PSI ... coefficient of rolling resistance  $\psi$

Poznámky k jednotlivým fázím zpracování:

ad a) Vzorkování magnetofonového záznamu se děje v intervalech  $\Delta t$  po 0,50 sekundy rychlostí 20 vzorků za sekundu; vzorkování začíná přechodem z tlakové síly na nulovou hodnotu tahové síly (obr. 4); z posledního intervalu při průměrné  $F_x \approx 0$  zjistí počítač prokluzovou konstantu  $k$ , která je pak použita při vyhodnocení celého záznamu z měřicí jízdy; v dalších intervalech se vyhodnocuje průměrný prokluz  $\delta'$  a průměrná tahová síla  $F'_x$ , která je okamžitě korigována pomocí zrychlení na správnou hodnotu  $F_x$ ; zrychlení (zpoždění) se vyhodnocuje ze středních rychlostí pohybu na konci a začátku intervalu...  
 $a = (v_2 - v_1)/\Delta t$ ;

ad b) Prokluz  $\delta' \rightarrow \delta$  se transformuje podle vzorce Grečenka (1978) s použitím hodnoty součinitele valení a lineární části souboru  $(F_x; \delta')$ ; transformace  $F_x \rightarrow \mu$  podle zvláštních vzorců a podmínek měření; grafickým zobrazením bodů  $(\mu; \delta)$  se zjistí charakter prokluzové křivky (obr. 1, průběhy 1, 2) a podle něho se volí aproximace k dalšímu vyhodnocení;

ad c) Způsob výpočtu parametrů prokluzové křivky z transformovaného souboru platných hodnot bude předmětem samostatné práce; příklad výsledků zpracování naměřených hodnot je znázorněn na obr. 15.

Vyhodnocení tahových zkoušek na počítači je velmi operativní. Výsledky UTZ pro různé varianty pohonu a podložek bývají k dispozici do tří dnů po ukončení zkoušek.

## ZÁVĚR

Metoda urychlených tahových zkoušek ve spojení s vyhodnocením měření na stacionárním počítači je velmi operativním způsobem přesného zjištění tahových a záběrových vlastností strojů a vozidel v terénu. Při výzkumu a vývoji strojů je možné porovnávacími zkouškami za téměř stejných podmínek (měřicí jízdy následují na malé ploše rychle za sebou) rozlišit záběrové vlastnosti dvou různých pneumatik, určité pneumatiky při různém huštění, nebo dokonce stejného rozměru pneumatik s odlišným dezénem.

Pro tyto přednosti se stala metoda UTZ standardní metodou tahového zkoušení ve VÚZS Praha při výzkumu a vývoji nových strojů.

Otázkám vyhodnocení a rozboru měřených veličin s použitím počítače bude věnována zvláštní práce; tato fáze činnosti je průběžně zdokonalována.

Kromě pracovníků již v práci citovaných se na vývoji UTZ podíleli nebo k němu přispěli také další, kterým všem patří uznání. Byli to zejména ing. P. Bůžek, ing. C. Verner, prom. fyzik J. Hrubý a ing. L. Maleček z fakulty mechanizace VŠZ Praha, dr. J. Huml z VÚGPT Gottwaldov, ing. P. Müller, ing. B. Šnobl, ing. J. Dajbých, ing. S. Talich, H. Rásochová, V. Novotný a osádky měřicích vozů z VÚZS Praha.

## Příloha

Odvození vzorců pro prokluz (8), (9) a (10) podle obr. 6:

a) délka  $s = c \cdot t$ , kde rychlost posuvu pásu  $c = a_1 \cdot \omega_m$  a časový interval mezi impulsy  $t = a_2/\omega$ , takže

$$s = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{\omega_m}{\omega} = a \cdot \frac{\omega_m}{\omega} \quad (a)$$

při  $F_x = 0$  je  $s = s_0$  a podle vzorce (4)  $\omega/\omega_m = \omega_0/\omega_{m0} = k$ , takže předchozí výraz (a) nabývá tvaru  $s_0 = a/k$ , neboli  $a = k \cdot s_0$ ; dosazením do vzorce (a) se obdrží:

$$s = k \cdot s_0 \cdot \frac{\omega_m}{\omega}, \text{ neboli } k \cdot \frac{\omega_m}{\omega} = \frac{s}{s_0}$$

a ze vzorce (3) pak plyne:

$$\delta' = 1 - \frac{s}{s_0} \quad (8)$$

b) postup odvození stejný jako v případě a), ale se změřenými vstupními údaji:

$$s = c \cdot t$$

$$\text{kde: } c = \alpha_3 \cdot \omega \\ t = \alpha_4 / \omega_m$$

dojde se tak ke vzorci s opačným poměrem délek:

$$\delta' = 1 - \frac{u_0}{u} \quad (9)$$

c) impulsy od hnacího kola:

$$p = c \cdot t_1; \quad t_1 = \alpha_5 / \omega$$

impulsy od měřicího kola:

$$q = c \cdot t_2; \quad t_2 = \alpha_6 / \omega_m$$

poměr délek  $p : q$  se vyjádří takto:

$$\frac{p}{q} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\alpha_5}{\alpha_6} \cdot \frac{\omega_m}{\omega} = \alpha \cdot \frac{\omega_m}{\omega} \quad (b)$$

při  $F_x = 0$  nabývá poměr se zřetelem ke vztahu (4) hodnoty:

$$\frac{p_0}{q_0} = \alpha \cdot \frac{\omega_{m0}}{\omega_0} = \alpha \cdot \left( \frac{\omega_m}{\omega} \right)_0 = \frac{\alpha}{k}$$

z čehož

$$\alpha = \frac{p_0}{q_0} \cdot k$$

dosazením do výrazu (b) se obdrží:

$$\frac{p}{q} = \frac{p_0}{q_0} \cdot k \cdot \frac{\omega_m}{\omega}, \text{ neboli } k \cdot \frac{\omega_m}{\omega} = \left( \frac{q_0}{p_0} \right) \cdot \frac{p}{q} = m \cdot \frac{p}{q}$$

poměr  $q_0/p_0$  definuje novou prokluzovou konstantu  $m$ , takže z rovnice (3) po dosazení plyne:

$$\delta' = 1 - m \cdot \frac{p}{q} \quad (10)$$

## Literatura

- AL-KAZZAZ, I. — GREČENKO, A.: Rozdíly mezi výkonností kolového traktoru s pluhy a mezi údaji tahové zkoušky. Zeměd. Techn., 14, 1968, č. 3, s. 131-152.
- BAILEY, P. H.: The NIAE Single Wheel Tester. Report No. 40. NIAE, Silsoe 1954 : 23 s.
- BAILEY, A. C. — BURT, E. C. — SCHAFER, R. L.: Digital calculation of rolling radius for wheels and tracks. Trans. ASAE, 17, 1974, č. 5, s. 871-873.
- BARTOŠ, J.: Vztah charakteru provozu vozidla k životnosti pneumatik. Automobil, 8, 1964, č. 8, s. 22-29.
- DWYER, M. J.: Field measurement of agricultural tractor tyre performance at the Nat. Inst. of Agr. Engng. Proceedings 4th Int. Conf. ISTVS, 1972, Vol. I., s. 39-60.
- FREISE, H.: Schlupfmesser für Räder- und Kettenfahrzeuge. VDI-Zeitschrift, 81, 1937, č. 33, s. 967.
- GREČENKO, A.: Zařízení pro měření energetiky pneumatiky. Kaučuk a plastické hmoty, 1960, č. 9, s. 323-326.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. 2. vydání. Praha, Státní zeměd. nakl. 1963, 402 s.
- GREČENKO, A.: Výzkum urychlené metody tahových zkoušek traktorů. [Výzkumná zpráva.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1968, 33 s.
- GREČENKO, A.: Měření tahových vlastností terénních vozidel — měřené veličiny. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 11, s. 643-660.

- KOVÁČIK, J.: Příspěvek k vlastnostem podhušťovacích pneumatik v terénu. Zeměd. Techn., 12, 1966, č. 6, s. 333-348.
- LICHÁČEV, V. S.: Ispytanija traktorov. Moskva, Mašgiz 1955. 319 s.
- LYNE, P. W. — MEIRING, P.: A wheel slip meter for traction studies. Trans. ASAE, 20, 1977, č. 2, s. 238-242.
- MLÁDEK, J. — STUCHLY, S. S. — THANSANDOTE, A.: Měření rychlosti a prokluzu traktoru Dopplerovým radarem. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 9, s. 531-546.
- ON 30 0415: Traktory. Metodika výkonových a tahových zkoušek traktorů. Praha 1966.
- PAULSON, G. E. — ZOERB, G. C.: Automatic indication of tractor wheel slip. ASAE Paper No. 71-584, 1971, 15 s.
- PETERS, U. — HELLWICH, H. — MELZER, K. J.: Validation of soil models using instrumented full-scale vehicles. Proceedings 5th Int. Conf. ISTVS, 1975, Vol. III., s. 789-808.
- PRATHER, O. C. — SCHAFER, R. L.: A travel reduction analog computer with automatic initial balance. Trans. ASAE, 12, 1969, č. 3, s. 336-337, 341.
- ŘEZNÍČEK, R.: Zařízení pro samočinné získávání prokluzových charakteristik pneumatik. In: Sborník VŠZ Praha, 1960, s. 249-267.
- ŘEZNÍČEK, R. — HRUBÝ, J. — ŠÍR, V.: Aplikace moderních měřicích metod v zemědělské technice. In: Sborník Fakulty mechanizace VŠZ, Praha 1966, s. 55-93.
- SÖHNE, W. — SONNEN, F. J.: Messungen von Rollwiderstand und Zugkraft von luftbereiten Ackerschleppern sowie mechanischen Bodenkenngößen und Versuch einer Zuordnung. Proceedings I. Intern. Conference ISTVS, Milano 1961, s. 506-536.
- ŠMÍČEK, M. — MATĚJKA, J.: Zemědělské traktory III. Skripta VŠZ Praha, Stát. pedagog. nakl., Praha 1974. 207 s.
- TURNBULL, W. J. — FREITAG, D. R.: The behavior of sand under pneumatic tires. Proceedings 1st Int. Conf. ISTVS, 1962, s. 486-505.
- VOSPĚL, K.: Návrh a realizace prokluzoměru, který zjišťuje okamžité velikosti prokluzu u zemědělského traktoru. [Diplomová práce.] Praha 1961. 44 s. — Vysoká škola zemědělská.
- ZELENKA, R.: Výzkum metod zkoušení zemědělských traktorů. In: Sborník ze sympozia Zabezpečovanie soc. poľnohospodárskej veľkovýroby, VŠP Nitra, 1974, s. 145-155.

Došlo dne 2. 7. 1980

ГРЕЧЕНКО, А (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Быстрое измерение тяговых свойств у вездеходов — техника измерения. Земед. Techn., 26, 1980 (11) : 643-664.

Тяговые свойства вездехода в принципе определяются зависимостью между тяговым усилием и буксованием; они устанавливаются во время тяговых испытаний. При стандартных тяговых испытаниях во время измерения сохраняется одинаковая сила тяги; при ускоренном тяговом испытании сила тяги постоянно меняется, так что измерение производится намного быстрее, причем в поле — на меньшей площади. При сравнительных испытаниях это повышает качество измерений. Быстрое измерение тяговых свойств имеет различное специальное применение, где нельзя применить метод стандартного испытания. В работе освещена теория и техника ускоренных тяговых испытаний с учетом опыта, полученного при разработке этого метода в 1959—1979 гг. Особое внимание уделялось измерительной технике и технике оценки полученных величин. Автор исходит из предшествующих работ о величинах, измеренных во время тяговых испытаний (Греченко, 1978).

вездеход; измерение; сила тяги; буксование

GREČENKO, A. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): Fast Measurements of Traction Properties of Terrain Vehicles — Measuring Techniques. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11) : 643-664.

Traction properties of a terrain vehicle are specified by a relationship between the traction force and slip; they are determined by traction tests. In the course of standard traction tests (STZ) the traction force is constant during the measuring run; in the course of fast traction test (UTZ) the traction force varies continuously,

so that the measurement is performed much faster and on a smaller area in the terrain. In comparative tests the quality of measurement is enhanced. There are different special applications of UTZ where the method of STZ cannot be used. In the present paper the theory and technique of the accelerated traction tests are treated of with regard to the experience obtained with this method in the years 1959—1979. Special attention is being paid to the measuring equipment and technique of evaluating the obtained values. The present paper is a follow-up of a previous paper dealing with the quantities measured in the course of traction tests (Grečenko, 1978).

terrain vehicle; measurement; traction force; slip

GREČENKO, A. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Beschleunigte Messungen der Zugeigenschaften von Geländefahrzeugen — Meßtechniken*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11): 643-664.

Die Zugeigenschaften eines Geländefahrzeugs werden im Grundsatz durch die Abhängigkeit zwischen der Zugkraft und dem Schlupf bestimmt; sie werden mittels Zugprüfungen ermittelt. Während der Standard-Zugprüfungen (STZ) wird während der Meßfahrt eine gleiche Zugkraft aufrechterhalten; bei der beschleunigten Zugprüfung (UTZ) wird die Zugkraft laufend geändert, sodaß die Messung viel schneller und im Freigelände auf geringer Fläche erfolgt. In Vergleichsprüfungen trägt das zur Meßgüte bei. Die UTZ weisen verschiedene spezielle Anwendungsbereiche auf, bei denen die STZ-Methode nicht angewandt werden kann. Der Aufsatz behandelt die Theorie und Technik der beschleunigten Zugprüfungen unter Berücksichtigung der in den Jahren 1959—1979 erhaltenen Erfahrungen. Besonderes Augenmerk wird auf die Meßausstattung und Auswertungstechnik der Meßwerte gerichtet. Der Aufsatz schließt an die vorherige Abhandlung über die in Zugprüfungen gemessenen Werte an (Grečenko, 1978).

Geländefahrzeug; Messung; Zugkraft; Schlupf

---

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha - Chodov

---

# HODNOCENÍ NÁVRHU PARAMETRŮ SAMOJÍZDNÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ POMOCÍ ČÍSLICOVÉHO POČÍTAČE

Z. Souček

---

SOUČEK, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Hodnocení návrhu parametrů samojízdných zemědělských strojů pomocí číslicového počítače*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11) : 665-685.

V práci je uveden návrh nové metody hodnocení dynamických poměrů samojízdných zemědělských strojů z hlediska schopnosti pojezdu po přirozeném nerovném povrchu. Kritéria hodnocení návrhu konstrukce vycházejí z bezrozměrných veličin plynoucích z teoretického řešení modelu a vlastních frekvencí. Výpočet hodnot ukazatelů je v některých případech značně náročný. Rovněž posouzení konstrukce z hlediska všech ukazatelů je někdy obtížné vlivem vzájemných vazeb různých ukazatelů i ve vztahu k parametrům stroje. Byl proto navržen a vypracován program pro výpočet všech ukazatelů na základě parametrů stroje a specifikace dílčích hmotných prvků a jejich geometrického rozmístění. Tyto vstupní veličiny jsou vesměs známy již v době návrhu stroje. Program také zhodnotí konstrukci a rozhodne, kterým parametrem je účelné nedostatek odstranit. V další části práce byly experimentálně ověřeny závěry plynoucí z použití navržené teoretické metody hodnocení parametrů strojů pro jejich typické kombinace. Zjistila se dobrá shoda výsledků teoretického a experimentálního postupu. Ani v jednom případě se nedošlo k odchylnému závěru. Tím je možné považovat vypracovanou metodu za ověřenou.

samojízdné zemědělské stroje; výpočetní technika

---

V rámci systému optimálního pevnostního a energetického řešení zemědělských strojů, který má být v oboru zemědělských strojů zaveden, bude cílevědomě uplatňována řada konkrétních činností. Mezi nimi má rozhodující úlohu teoretické ověření základních parametrů stroje metodami založenými na modelování pojezdu, zajišťující, v případě kladného výsledku, dobrou schopnost jízdy v terénu a nízké dynamické účinky působené pojezdem. Mimořádný význam takového zhodnocení vyplývá z toho, že první nedostatečně podložená volba parametrů stroje (rozchodu a rozvoru kol, umístění těžiště a rozložení hmotnosti dílčích prvků) má obvykle těžko odstranitelné následky. Dodatečná změna těchto parametrů v dalších fázích vývoje představuje významný zásah do konstrukce, který značně znehodnocuje dříve získané dílčí výsledky v konstrukci detailů a v pevnosti. Konstruktor je většinou veden snahou co nejdříve realizovat přijatelnou funkci celého stroje, proto nedostateky v uvedených parametrech v prvních fázích vývoje často buď vůbec nezjistí, nebo je podcení. Důsledkem toho je, že se tyto parametry mění v posledních fázích vývoje (často opět náhodně), změny naruší

zatím budovaný stavební styl a do vývoje jde stroj v nedořešeném provedení.

Předností řešení založeného na teoretickém hodnocení již prvních návrhů koncepce stroje v řadě alternativ umožňuje výběr takové kombinace, která splňuje funkční požadavky na stroj a současně spadá do přípustného rozmezí zavedených kritérií jejich hodnocení. Důležité je, že tento výsledek se získá bez časových ztrát, bez nákladů na výrobu a bez úprav rozsáhlé výkresové dokumentace na stroj, neboť hodnocení probíhá na základě prvního hrubého návrhu rozmístění hlavních hmotných prvků stroje.

V článku popsaná metoda byla navržena a ověřována v průběhu 6. 5LP. Byla prakticky využita při vývoji všech samojízdných strojů z tohoto období. Jedná se již přibližně o 50 různých praktických aplikací.

## PRINCIP METODY, KRITÉRIA HODNOCENÍ A JEJICH MEZNÍ HODNOTY

Teoretické základy metody byly uvedeny již v dřívějších pracích (Souček, 1977a, b, 1978), na které se v této práci navazuje. Jsou rozlišovány dva základní případy (více z praktických důvodů a pro usnadnění výpočtů některých případů, než z fyzikálních hledisek):

a) hmotnost výkyvné nápravy je zanedbatelná v porovnání s hmotností celého stroje (lze řešit jako případ se třemi stupni volnosti);

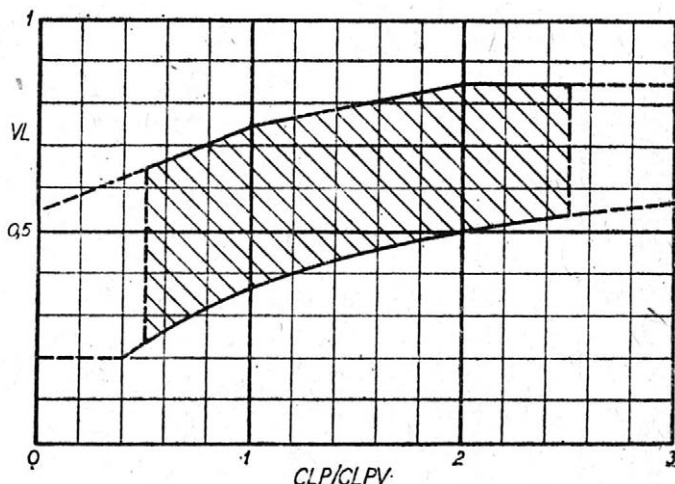
b) hmotnost výkyvné nápravy není zanedbatelná buď svou velikostí, nebo nepříznivým rozložením (lze řešit jako případ se čtyřmi stupni volnosti), což odpovídá hlavně těm konstrukcím, u kterých pracovní adaptéry jsou spojeny s výkyvnou nápravou.

Z matematické formulace případů a) a b) vyplývá, že z hlediska dynamických a kinematických vlastností při pojezdu konstrukci určují tyto většinou bezrozměrné veličiny: konstrukční parametry  $VL = v/l$ ,  $EB = e/b$ ,  $IYL = i_y/l$ ,  $IXB = i_x/b$ ,  $FNL$ ,  $FNP$ ,  $FNV$ , pro případ se čtyřmi stupni volnosti navíc  $IXVBV = i_{xv}/b_v$ ,  $MMV = M/M_v$ . Pro oba případy je třeba k jednoznačnému určení konstrukce brát v úvahu tlumení  $DZELP = \zeta_{LP}$  a  $DZEV = \zeta_v$ .

Dříve (Souček, 1978) byl zpracován vliv konstrukčních parametrů z hlediska dynamických a kinematických jevů při pojezdu (silové účinky na jednotlivá kola, resp. násobek statického zatížení kol, translační zrychlení těžiště stroje a úhlová zrychlení stroje, pohyb těžiště a natačení stroje ve vodorovné a příčné rovině). Zvolené mezní stavy těchto jevů, použité jako kritérium hodnocení velkého množství případů, a úvahy podložené teoretickými a praktickými hledisky umožnily určit přípustné mezní hodnoty konstrukčních parametrů (resp. veličin vypočítaných z těchto parametrů). Tyto veličiny jsou použity ve funkci ukazatelů k hodnocení a k posouzení návrhu konstrukce. Byly použity tyto veličiny:  $VL$ ,  $EB$ ,  $EBC$ ,  $IYL$ ,  $IXB$ ,  $FNL$ ,  $FNP$ ,  $FNV$ ,  $FZ$ ,  $FTL$ ,  $FFI$  a navíc u případů se čtyřmi stupni volnosti  $FFIV$ ,  $IXVBV$ ,  $MMV$ . Uvedených 14 veličin (resp. 11 u strojů, jejichž hmotnost výkyvné nápravy je zanedbatelná) je třeba chápat jako soubor různorodých hledisek. Tak  $VL$ ,  $EB$ ,  $EBC$ ,  $MMV$  kontrolují především statické rozdělení hmotnosti stroje (i když kritéria k stanovení jejich přípustného rozmezí jsou dynamická).  $FNL$ ,  $FNP$ ,  $FNV$  hodnotí rozdělení tuhosti pneumatik vůči statickému rozdělení hmotnosti (nepřímo může upozornit i na přetížení pneumatik).  $IYL$ ,  $IXB$ ,  $IXVBV$  charakterizuje prostorové rozdělení hmotnosti ve vztahu ke geometrickému rozmístění opěrných bodů konstrukce.  $FZ$ ,  $FTL$ ,  $FFI$ ,  $FFIV$  popisují konstrukci z nejširšího hlediska a kontrolují vazby dílčích ukazatelů.

Výpočet hodnot ukazatelů je v některých případech značně náročný. Rovněž posouzení konstrukce z hlediska všech ukazatelů je někdy obtížné vlivem vzájemných vazeb různých ukazatelů i ve vztahu k parametrům stroje. Byl proto navržen a vypracován program pro výpočet všech ukazatelů na základě parametrů stroje a specifikace dílčích hmotných prvků a jejich rozmístění. Program také zhodnotí konstrukci a rozhodne, kterým parametrem je účelné nedostatek odstranit (ve smyslu zhodnocení vlivů jednotlivých veličin, uvedeného v práci Součka z r. 1978). Přitom návrh úprav stroje řešený počítačem v základních případech respektuje i ostat-

1. Dovolené rozmezí  $VL$  v závislosti na poměru tuhosti pneumatik pevné a výkyvné nápravy  $CLP/CLPV$  — The permissible  $VL$  range in dependence on the ratio of rigidity of the tires of the fixed and swing axle  $CLP/CLPV$



ní ukazatele a závěry z nich plynoucí (obr. 1). Program vychází z doporučeného rozmezí ukazatelů (tab. I). Tyto meze vypočte pro konkrétní hodnoty vstupních veličin a v případě, že se meze překročí, doporučí úpravy přehledně shrnuté v tab. II. Z tabulek je zřejmé, že logická vazba různých hledisek je složitá a bez použití počítače pro větší počet alternativ téměř nemožná. Názorně to ukazuje obr. 2.

Je třeba připustit, že i konstrukce stroje přesahující doporučené a ověřené hranice bude schopna se v terénu pohybovat a není nutné ji vždy vyloučit, pokud jiné vážné důvody konstruktéra nutí volit méně vhodné provedení. I v tom případě má závěr hodnocení význam, protože ukáže včas na slabá místa konstrukce a ře-

I. Doporučené rozmezí ukazatelů — The range of values as recommended for the parameters

| Ukazatel | Doporučené rozmezí                                                                                                                                                                                                                                                                       |
|----------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $VL$     | dolní hranice:<br>$VL \geq 0,2 \text{ a } 0,8 \cdot \frac{CLP}{CLP + CLPV} - 0,03$ horní hranice pro<br>a) $CLP/CLPV < 1$ ; $VL \leq 0,2$<br>$CLP/CLPV + 0,55$<br>b) $2 \geq CLP/CLPV \geq 1$<br>$VL \leq 0,1 \cdot CLP/CLPV + 0,65$<br>c) $CLP/CLPV > 2$ ; $VL \leq 0,85$<br>viz obr. 1 |
| $EB$     | $ EB  \leq VL/10$                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| $EBC$    | $EBC = \frac{H \cdot \tan \alpha}{b \cdot \cos \alpha} +  EB  \leq 0,25 \div 0,30 VL$<br>(viz a, b, c, d v tab. II)                                                                                                                                                                      |
| $IYL$    | $IYL = 0,9 \sqrt{VL(1 - VL)} \div \div 1,4 \sqrt{VL(1 - VL)}$                                                                                                                                                                                                                            |
| $IXB$    | $IXB = 0,7 \sqrt{0,25 VL - EB^2} \div \div \sqrt{0,25 VL - EB^2}$                                                                                                                                                                                                                        |

| Ukazatel | Doporučené rozmezí         |
|----------|----------------------------|
| $FNL$    | $FNL = 1,8 \div 2,6 (3,0)$ |
| $FNP$    | $FNP = 1,8 \div 2,6 (3,0)$ |
| $FNV$    | $FNV = 1,8 \div 2,8 (3,0)$ |
| $FZ$     | $FZ = 1,8 \div 2,8 (3,0)$  |
| $FTL$    | $FTL = 1,6 \div 3,0$       |
| $FFI$    | $FFI = 1,8 \div 2,8$       |
| $FFIV$   | $FFIV = 2,0 \div 4,5$      |
| $IXVBV$  | $0 \div 0,5$               |
| $MMV$    | $MMV > 0,2$                |

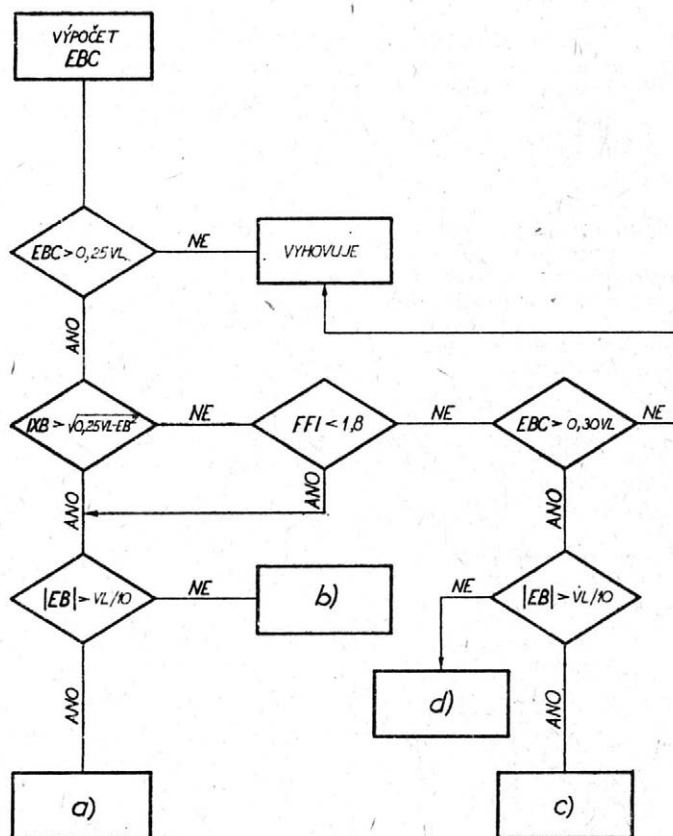
II. Přehled závěrů pro stroj, jehož ukazatel je mimo doporučené rozmezí — A survey of conclusions for the machine, the parameter of which are outside the recommended range of values

| Ukazatel   | Ukazatel je příliš nízký (pod dolní hranici)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | Ukazatel je příliš vysoký (nad horní hranici)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
|------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>VL</i>  | Zlepšení se dosáhne posunutím těžiště stroje od výkyvné nápravy. Pokud je současně <i>IYL</i> příliš nízké, pak se zlepšení dosáhne také zmenšením rozvoru                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | Zlepšení se dosáhne posunutím těžiště stroje k výkyvné nápravě                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| <i>EB</i>  | —<br>a) je-li současně $IXB > \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ nebo $FFI < 1,8$ : <i>EB</i> je nepřipustně vysoký. Zlepšení se dosáhne zmenšením vyosení těžiště popř. zvětšením rozchodu kol pevné nápravy. Současným zmenšením <i>IXB</i> bude vyosení těžiště méně kritické;<br>b) je-li pouze $ EB  > VL/10$ , tedy $IXB \leq \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ a $FFI \geq 1,8$ : <i>EB</i> přesahuje dovolenou hranici. Zlepšení se nejsnadněji dosáhne zmenšením vyosení těžiště. Méně snadnou možností snížení <i>EB</i> je zvětšení rozchodu kol pevné nápravy, pokud nebude rozchod zvětšován z jiných důvodů                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |
| <i>EBC</i> | —<br>a) $EBC > 0,25 VL$ ; $IXB > \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ nebo $FFI < 1,8$ a současně $ EB  > VL/10$ : <i>EBC</i> je nepřipustně vysoký. Zlepšení se dosáhne zmenšením vyosení těžiště a snížením těžiště, popř. zvětšením rozchodu kol pevné nápravy. Současným zmenšením <i>IXB</i> bude vyosení těžiště méně kritické<br>b) $EBC > 0,25 VL$ ; $IXB > \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ nebo $FFI < 1,8$ a $ EB  \leq VL/10$ : <i>EBC</i> je nepřipustně vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením těžiště, popř. zvětšením rozchodu kol pevné nápravy. Současným zmenšením <i>IXB</i> bude vysoká poloha těžiště méně kritická<br>c) pouze $EBC > 0,30 \cdot VL$ , tedy $IXB \leq \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ a současně $ EB  > VL/10$ a $FFI \geq 1,8$ : <i>EBC</i> je nepřipustně vysoký. Zlepšení se dosáhne zmenšením vyosení těžiště a snížením těžiště, popř. zvětšením rozchodu kol pevné nápravy<br>d) pouze $EBC > 0,30 VL$ , tedy $IXB \leq \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ a $FFI \geq 1,8$ a $ EB  \leq VL/10$ : <i>EBC</i> je nepřipustně vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením těžiště, popř. zvětšením rozchodu kol pevné nápravy |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |
| <i>IYL</i> | a) je-li současně $FTL > 3$ : <i>IYL</i> je nepřiměřeně nízký. Je účelné zmenšit rozvor, pokud není velký rozvor z funkčních důvodů nezbytně nutný<br>b) je-li současně $FTL \leq 3$ : <i>IYL</i> je zbytečně nízký. Je možno zmenšit rozvor stroje, pokud není velký rozvor z jiných důvodů nutný a pokud $FTL$ není menší než 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | <i>IYL</i> je příliš vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením celkové délky stroje (přiblížením odlehých hmotných částí k těžišti) při zachování nebo zvětšení rozvoru, nebo také zvětšením rozvoru bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti (poloměr setrvačnosti musí úpravou vzrůst méně než rozvor). Je-li současně <i>VL</i> mimo dovolené rozmezí, nebo je v blízkosti krajních hodnot, dosáhne se výrazné zlepšení i změnou <i>VL</i> |

| Ukazatel   | Ukazatel je příliš nízký (pod dolní hranici)                                                                                                                                                                                                                  | Ukazatel je příliš vysoký (nad horní hranici)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |
|------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>IXB</i> | <i>IXB</i> je zbytečně nízký. Z hlediska uvažované alternativy by bylo možné zmenšit rozchod kol pevné nápravy                                                                                                                                                | <i>IXB</i> je příliš vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením celkové šířky stroje (přiblížením odlehklých hmotných částí spojených s pevnou nápravou k podélné ose stroje, jdoucí těžištěm) při zachování nebo zvětšení rozchodu nebo také zvětšením rozchodu bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti k podélné ose (poměr setrvačnosti musí úpravou vzrůst méně než rozchod)                                                                                                                                           |
| <i>FNL</i> | <i>FNL</i> je neobvykle nízký. Důsledkem mohou být větší deformace levé pneumatiky a růst amplitud stroje při jízdě. Zvýšení <i>FNL</i> nastane zmenšením zatížení levého kola a zvýšením tuhosti pneumatiky (zvýšením huštění nebo změnou typu)              | a) je-li $3,0 > FNL > 2,6$ : <i>FNL</i> je dosti vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatiky levého kola (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení kola (pokud by nedošlo k přetížení pneumatiky)<br>b) je-li $FNL > 3,0$ : <i>FNL</i> je příliš vysoký, značně přesahující doporučené hranice. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatiky levého kola (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení kola (pokud by nedošlo k přetížení)                                      |
| <i>FNP</i> | <i>FNP</i> je neobvykle nízký. Důsledkem mohou být větší deformace pravé pneumatiky a růst amplitud stroje při jízdě. Zvýšení <i>FNP</i> nastane zmenšením zatížení pravého kola a zvýšením tuhosti pneumatiky (zvýšením huštění nebo záměnou typu)           | a) je-li $3,0 > FNP > 2,6$ : <i>FNP</i> je dosti vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatiky pravého kola (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení kola (pokud by nedošlo k přetížení pneumatiky)<br>b) je-li $FNP > 3,0$ : <i>FNP</i> je příliš vysoký, značně přesahující doporučené hranice. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatiky pravého kola (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení kola (pokud by nedošlo k přetížení pneumatiky)                         |
| <i>FNV</i> | <i>FNV</i> je neobvykle nízký. Důsledkem mohou být větší deformace pneumatik výkyvné nápravy a růst amplitud stroje při jízdě. Zvýšení <i>FNV</i> nastane zmenšením zatížení výkyvné nápravy a zvýšením tuhosti pneumatik (zvýšením huštění nebo změnou typu) | a) je-li $3,0 > FNV > 2,8$ : <i>FNV</i> je dosti vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení výkyvné nápravy (pokud by nedošlo k přetížení pneumatik)<br>b) je-li $FNV > 3,0$ : <i>FNV</i> je příliš vysoký, značně přesahující doporučené hranice. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (snížením huštění nebo záměnou typu) a zvýšením zatížení výkyvné nápravy (pokud by nedošlo k přetížení pneumatik) |
| <i>FZ</i>  | <i>FZ</i> je neobvykle nízká. Důsledkem může být větší pohyb těžiště při jízdě. Zvýšení <i>FZ</i> nastane zmenšením hmotnosti stroje a zvýšením tuhosti pneumatik (zvýšením huštění nebo záměnou typu)                                                        | a) je-li $3,0 > FZ > 2,8$ : <i>FZ</i> je dosti vysoká. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatik (snížením huštění nebo záměnou typu). <i>FZ</i> klesne i při zvýšené hmotnosti stroje.<br>b) je-li $FZ > 3,0$ : <i>FZ</i> je příliš vysoká, značně přesahující doporučené hranice. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatik (snížením huštění nebo záměnou typu). <i>FZ</i> klesne také při zvýšené hmotnosti stroje                                                                                         |

| Ukazatel     | Ukazatel je příliš nízký (pod dolní hranici)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | Ukazatel je příliš vysoký (nad horní hranici)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
|--------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>FTL</i>   | <i>FTL</i> je neobvykle nízká. Důsledkem bude větší kývání stroje ve svislé podélné rovině při přejezdu nerovnosti. Zvýšení <i>FTL</i> nastane snížením celkové délky stroje (přiblížením odlehklých hmotných částí k těžišti) při zachování nebo zvětšení rozvoru nebo také jen zvětšením rozvoru bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti k příčné ose. Zvýšení <i>FTL</i> nastane také snížením celkové hmotnosti při zachování geometrického rozložení hmot nebo i zvýšením tuhosti pneumatik (lze doporučit, pokud to vyplývá i z jiných ukazatelů)                                                                                                                                              | a) je-li $i IYL < 0,9 \sqrt{VL(1 - VL)}$ : <i>FTL</i> je dosti vysoká. Je možné zmenšit rozvor. Snížení <i>FTL</i> nastane také snížením tuhosti pneumatik (snížením huštění nebo záměnou typu)<br>b) je-li $i IYL \geq 0,9 \sqrt{VL(1 - VL)}$ : <i>FTL</i> je dosti vysoká. Snížení <i>FTL</i> je možné dosáhnout snížením tuhosti pneumatik (snížením huštění nebo záměnou typu)                                                                           |
| <i>FFI</i>   | <i>FFI</i> je neobvykle nízká. Důsledkem může být větší kývání stroje ve svislé rovině kolmé na směr jízdy. Zvýšení <i>FFI</i> nastane snížením celkové šířky stroje (přiblížením odlehklých hmotných částí spojených s pevnou nápravou k podélné ose stroje jdoucí těžištěm) při zachování nebo zvětšení rozchodu nebo zvětšením rozchodu bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti k podélné ose. Zvýšení <i>FFI</i> nastane také snížením celkové hmotnosti stroje při zachování geometrického rozložení hmotnosti nebo i zvýšením tuhosti pneumatik, především pevné nápravy (lze doporučit, pokud to vyplývá i z jiných ukazatelů)                                                                | a) je-li $i IXB < 0,7 \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ : <i>FFI</i> je dosti vysoká. Je možné zmenšit rozchod kol pevné nápravy. Snížení <i>FFI</i> nastane také snížením tuhosti pneumatik, především pevné nápravy (snížením huštění nebo záměnou typu)<br>b) je-li $i IXB = 0,7 \sqrt{0,25 VL - EB^2}$ : <i>FFI</i> je dosti vysoká. Snížení <i>FFI</i> je možné dosáhnout snížením tuhosti pneumatik, především pevné nápravy (snížením huštění nebo záměnou typu) |
| <i>FFIV</i>  | <i>FFIV</i> je neobvykle nízká. Důsledkem může být větší kývání součástí stroje spojených s výkyvnou nápravou ve svislé rovině kolmé na směr jízdy. Zvýšení <i>FFIV</i> nastane snížením celkové šířky výkyvné nápravy (přiblížením odlehklých hmotných částí spojených s výkyvnou nápravou k otočnému čepu nápravy) při zachování nebo zvětšení rozchodu nebo zvětšením rozchodu kol výkyvné nápravy bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti výkyvné nápravy. Zvýšení <i>FFIV</i> nastane také snížením hmotnosti součástí výkyvné nápravy při zachování geometrického rozložení hmotnosti nebo i zvýšením tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (lze doporučit, pokud to vyplývá i z jiných ukazatelů) | pokud výkyvná náprava nese adaptér, pak je <i>FFIV</i> vysoká. Zlepšení se dosáhne snížením tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (snížením huštění nebo záměnou typu) a zmenšením rozchodu kol výkyvné nápravy, pokud je to z jiných hledisek nebo podle ostatních ukazatelů přípustné                                                                                                                                                                          |
| <i>IXVBV</i> | —                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | <i>IXVBV</i> je příliš vysoký. Zlepšení se dosáhne snížením celkové šířky výkyvné nápravy (přiblížením odlehklých hmotných částí spojených s výkyvnou nápravou k otočnému čepu) při zachování nebo zvětšení rozchodu nebo zvětšením rozchodu kol výkyvné nápravy bez celkového zvětšení momentu setrvačnosti výkyvné nápravy k podélné ose (poloměr setrvačnosti musí úpravou vzrůst méně než rozchod)                                                       |
| <i>MMV</i>   | <i>MMV</i> je neobvykle nízký. Zlepšení se dosáhne zmenšením hmotnosti výkyvné nápravy                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | —                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |

2. Vývojový diagram pro ukazatel EBC — Flow chart for the parameter EBC



šitel může souborem jiných opatření nedostatek zmírňovat nebo zamezit dalšímu zhoršování nepříznivého stavu. Samojízdné zemědělské stroje se velmi často používají s různými adaptéry v pracovní a transportní poloze, proto je třeba počítat s větším množstvím alternativ (někdy až 8), které by měly být hodnoceny zvlášť. Je zřejmé, že s různorodostí alternativ vzniká možnost zcela protichůdných požadavků na parametry základní jednotky, které mohou přesahovat hranice tolerančního pole v obou směrech. V takovém případě si závěry pro základní jednotku z různých hodnocených alternativ budou odporovat. Pak je nutné zvážit, zda lze sloučit příliš odlišná provedení do jedné základní jednotky a volit v jejich parametrech takový kompromis, který bude nejméně závadný.

K uvedené metodě hodnocení parametrů samojízdných strojů je třeba definovat podmínky jízdy po přirozeném nerovném povrchu, pro které bylo doporučeno rozmezí ukazatelů stanoveno. Vyšlo se z praktické zkušenosti, podle které samojízdné stroje po veřejných komunikacích jezdí převážně rychlostí do 25 km . h<sup>-1</sup>, po dobrých polních cestách do 15 km . h<sup>-1</sup>, po horších polních cestách a v terénu do 11 km . h<sup>-1</sup> a při extrémních podmínkách do 5 km . h<sup>-1</sup>. Za reprezentanty podmínek limitujících použití strojů z hlediska prakticky nejvyšší dovolené rychlosti (především omezení pevností a životností a pohodlí obsluhy) byly vybrány tři typy povrchů a jim odpovídajících maximálních rychlostí. Při tomto výběru se vyšlo jednak z hodnocení nerovností (osmi různých cest a pozemků) metodami statické dynamiky (Souček, 1976), jednak z mnohaletých zkušeností OZV-VÚZS z praktických tenzometrických měření konkrétních strojů. Tyto experimentální práce jsou vždy spojeny s volbou přírodních podmínek pro pojezd a limitu rychlosti jízdy ve spojení s porovnáním výsledků měření dynamických účinků při přejezdu standardních umělých překážek.

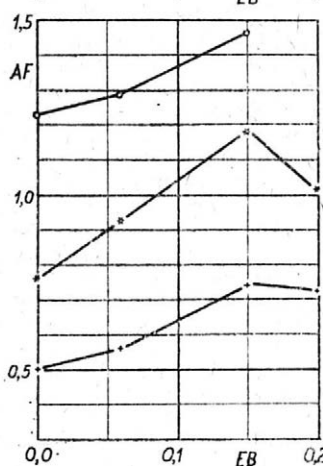
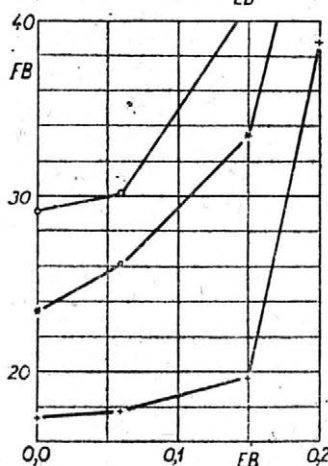
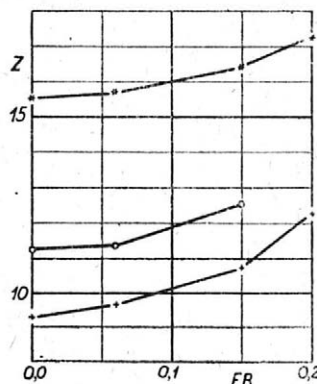
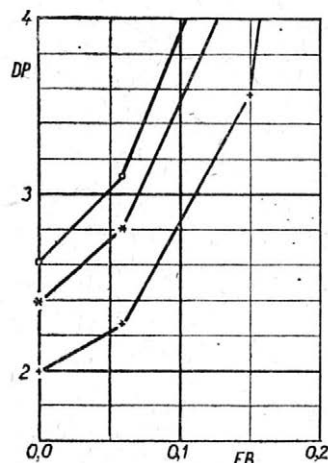
Tedy rozmezí ukazatelů vyšlo z těchto krajních podmínek (Souček, 1976, obr. 11).

1. Jízda rychlostí  $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  po dobré polní cestě s utuženým povrchem (průměrná cesta odpovídající nejčastějšímu typu) — označováno jako povrch C.

2. Jízda rychlostí  $11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  po staré špatné polní cestě s občasnými hlubšími táhlými výmoly (odpovídá také tvrdým podmínkám jízdy při práci) — označováno jako povrch E.

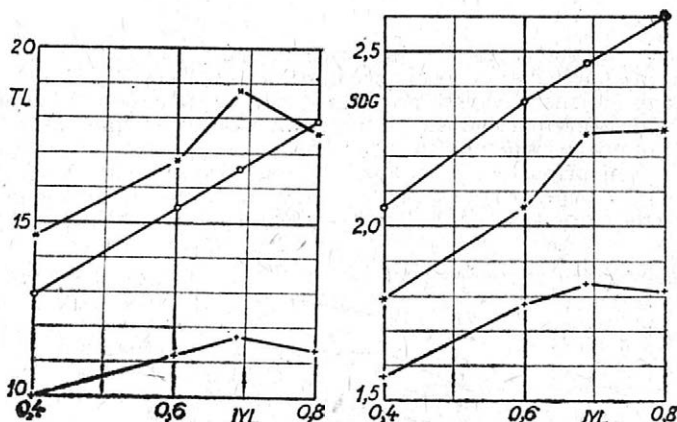
3. Jízda rychlostí  $4,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  po extrémně zvlněném neutuženém povrchu s hlubokými příčnými i podélnými výmoly a koleje (podélně a příčně rozježděný úhor odpovídající jak jízdě za extrémních podmínek při práci, tak transportu po extrémně špatné polní cestě).

Dále je třeba doplnit způsob, jakým se určoval mezní stav, způsobený krajní přípustnou změnou některého parametru (ukazatele). Kritériem hodnocení byly sílové a kinematické veličiny  $DL$ ,  $DP$ ,  $DV$ ,  $A$ ,  $Z$ ,  $TL$ ,  $FB$ ,  $SDG$ ,  $ZTF$ . Metodou (modelováním na analogovém počítači) uvedenou v dřívější práci (Souček, 1978) se získaly závislosti těchto kritériálních veličin na bezrozměrných parametrech (ukazatelích). Ukázky vlivu těchto veličin byly uvedeny v této dřívější práci. Další závislosti pro jiné veličiny (byly vybrány jen typické případy) jsou uvedeny na obr. 3, 4 a 5. Meze tolerančních polí ukazatelů byly v prvním návrhu stanoveny úvahou nad teoretickými podklady, založenou na zkušenostech a experimentálních podkladech z tenzometrických měření mnoha typů zemědělských strojů vyvíjených od r. 1955 až do r. 1978. Vyšlo se z mezních stavů, které podle zkušeností s výsledky měření na reálných strojích jsou považovány za kritické (především hodnoty dyna-



3. Závislosti  $DP$  (dynamického součinitele odlehčeného kola pevné nápravy),  $Z$ ,  $FB$ ,  $AF$  na  $EB$ . Jsou vyneseny čtyřnásobky směrodatných odchylek (u  $DP$  zvětšené o 1), zjištěné na analogovém počítači, při řešení na povrchu C (křížky), E (hvězdičky), H (kroužky) pro parametry stroje ŽTRS-310 z roku 1977 — Dependences of  $DP$  (of the dynamic coefficient of an unloaded wheel of the fixed axle),  $Z$ ,  $FB$ ,  $AF$  on  $EB$ . Fourfold values of standard deviations are plotted (in  $DP$  increased by 1) determined on the analog computer, solution for the surface C (daggers), E (asterisks), H (circles) for the parameters of the machine ŽTRS-310 from 1977

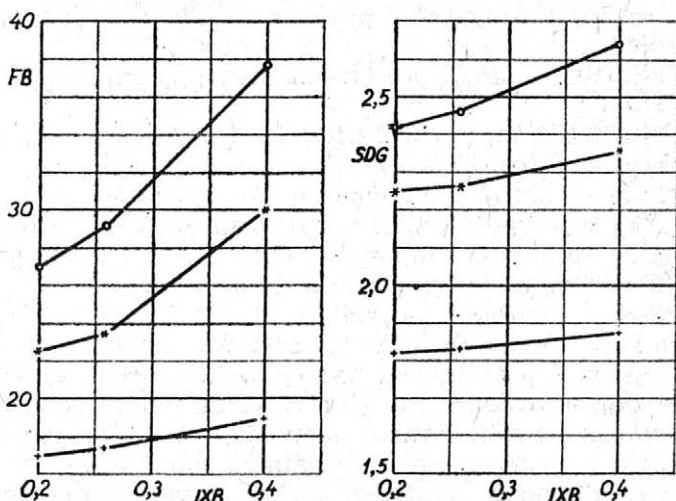
4. Závislosti  $TL$  a  $SDG$  na  $IYL$  (obdobně jako v obr. 3) — Dependences of  $TL$  and  $SDG$  on  $IYL$  (cf. Fig. 3)



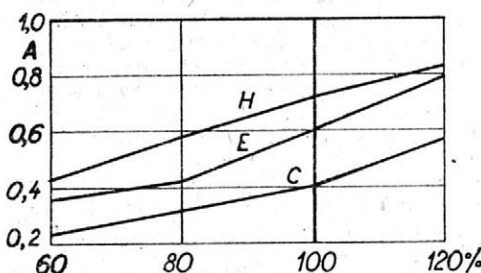
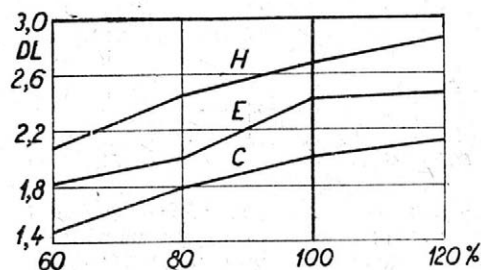
mických součinitelů na kolech). Základem byl požadavek, aby sledované silové a kinematické veličiny získané modelováním nepřesáhly o 30 až 50 % optimální, resp. příznivý stav (definovaný jako nejmenší hodnota, které ve vybraném rozmezí konstrukčně realizovatelných alternativ zkoumaných strojů bylo na daném povrchu dosaženo). Pomocným hlediskem volby byl také gradient průběhu, který po dosažení určité úrovně parametru často vykazoval značný růst, což bylo rovněž základem k volbě mezního stavu daného konkrétního případu. Takto stanovené meze ukazatelů bylo možno zkontrolovat při praktickém použití na osvědčených strojích i na strojích vykazujících nedostatky. Až na několik výjimek nebyly nutné úpravy původního návrhu koeficientů  $k_1$  až  $k_{25}$ , zavedených v dřívější práci (Souček, 1978). Dokazují to také výsledky experimentů uvedených v další části práce (konečné ověřené hodnoty koeficientů  $k_1$  až  $k_{25}$  jsou uvedeny v tab. I).

Příčinou této dobré shody je zřejmě dostatečná přesnost výsledků metody modelování pojezdu (alespoň z hlediska citlivosti na vlivy změn parametrů stroje), reprezentativnost vybraných typů nerovností a obecná fyzikálně podložená významnost charakteristik  $VL_{nez}$ ,  $IYL_{nez}$ ,  $IXB_{nez}$  a vlastních frekvencí, na které jsou meze vázány. Relativně nejsložitější, a tím pravděpodobně nejméně přesné, bylo určení mezní hodnoty  $EBC$ , která vyšla z poměrně jednoznačného ukazatele  $EB$ . Ukazatel  $EBC$  (Souček, 1977, 1978) slučuje excentricitu těžiště způsobenou konstrukcí a bočním svahem. Při stanovení hranice byly základem výsledky pro různé stroje zjištěné pro  $EB$  (viz např. obr. 3). Vazba tohoto ukazatele na  $VL$  (při respektování  $IXB$  a tuhosti pneumatik přes  $FFI$ ) spolu s mezní hodnotou  $VL$  v principu zajišťuje, aby na odlehčeném kole pevné nápravy (v důsledku excentricity těžiště) zůstala minimální hodnota reakce. Stejného principu bylo využito i pro posouzení poměrů

5. Závislosti  $FB$ ,  $SDG$  na  $IXB$  (obdobně jako v obr. 3) — Dependences of  $FB$ ,  $SDG$  on  $IXB$  (cf. Fig. 3)



na svahu. Tolerance EBC se rozšířila (vůči EB) na základě úvahy, jejímž základem byl předpoklad o snížení rychlosti pojezdu, při jízdě po vrstevnici na svahu ve vztahu k jeho nejvyšší přípustné hodnotě. V tab. I zavedená tolerance EBC předpokládá snížení rychlosti ve všech případech konstantní. Je zřejmé, že u speciálních strojů pro horské oblasti by bylo účelné podle typů strojů vliv hlediska rychlosti na mezní přípustnou hodnotu EBC dále zpracovat. Základem mohou být závislosti silových, popř. kinematických veličin na rychlosti obdobné jako v obr. 6 (zjištěné teoreticky) nebo v obr. 7, 8 a 9 (zjištěné experimentálně).



6. Závislost dynamického součinitele levého kola a zrychlení těžiště na pojízdné rychlosti, zjištěná z modelování pojezdu (čtyřnásobky směrodatných odchylek u DL zvětšené o 1). 100 % odpovídá různým pojízdným rychlostem na povrchu H, E, C:  $V_{pH} = 4,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $V_{pE} = 11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $V_{pC} = 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  — A dependence of the dynamic coefficient of the left wheel and center-of-gravity acceleration on the travel speed, determined from simulating the travel (fourfold values of standard deviations in DL are increased by 1). 100 % corresponds to several travel speeds along the surface H, E, C:  $v_{pH} = 4.5 \text{ km per h.}$ ,  $v_{pE} = 11 \text{ km per h.}$ ,  $v_{pC} = 15 \text{ km per h.}$

## VÝSLEDKY EXPERIMENTŮ A JEJICH POROVNÁNÍ SE ZÁVĚRY TEORETICKÉHO HODNOCENÍ ČÍSLICOVÝM POČÍTAČEM

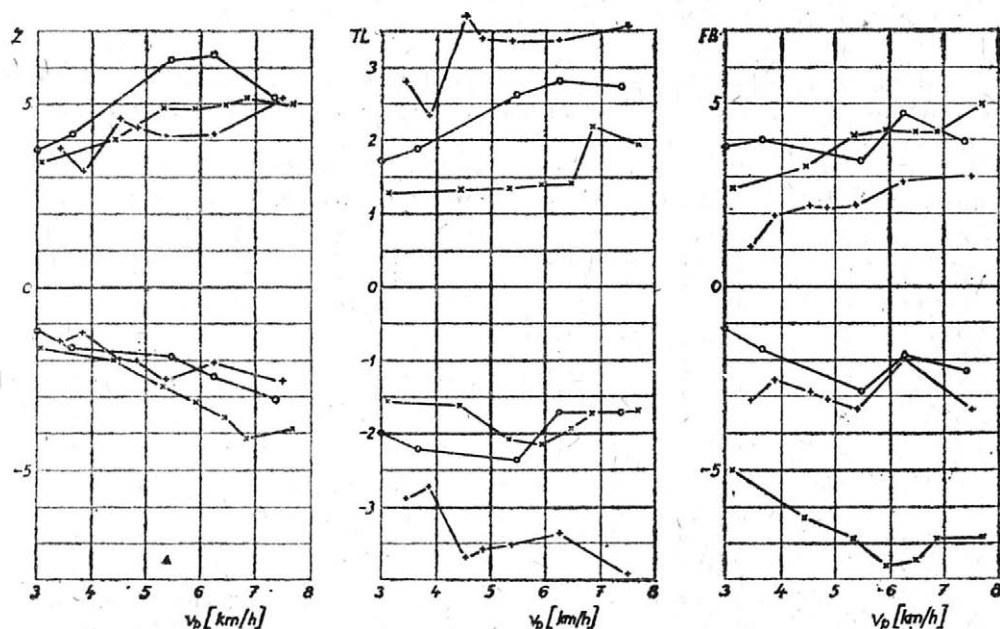
Metoda hodnocení samojízdných strojů byla zaměřena a současně prakticky ověřována na samojízdné stroje vyvíjené ve výrobních podnicích GR — Zbrojovka v průběhu 6. 5LP. Zde jsou pro příklad hodnoceny stroje:

ŽTRS-310 — stroj pro mechanizaci pícinářských prací na svazích (stroj 1),  
12-NUCS s adaptérem 12-JEAN — stroj pro setí, kultivaci a jednocení cukrovky (stroj 2),  
SPS-35 — sklízecí řezačka se žací adaptérem s normálním huštěním, tj. 0,18 MPa vpředu a 0,17 MPa vzadu (stroj 3, alternativa 1),  
SPS-35 se žací adaptérem a sníženým huštěním, tj. 0,15 MPa vpředu a 0,13 MPa vzadu (stroj 3, alternativa 2),  
SPS-35 s náhradou plošného kukuřičného adaptéru a příslušným závazím za zadní nápravou při normálním huštění (stroj 3, alternativa 3).

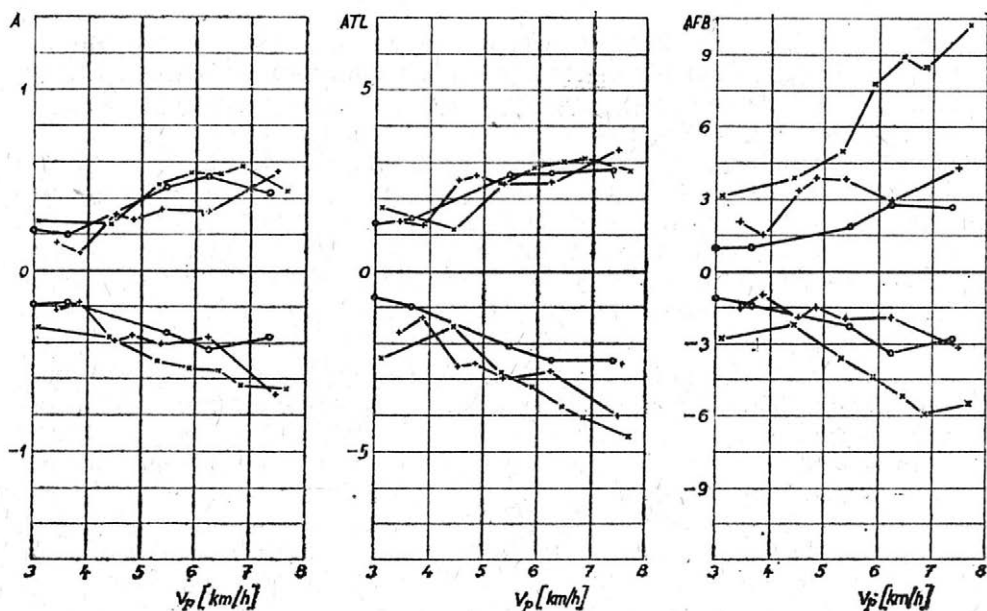
Kromě praktických výsledků hodnocení jednotlivých strojů, které zde nejsou uváděny, se získaly velmi cenné podklady k ověření metody hodnocení strojů číslícím počítačem. Základem ověření je porovnání závěrů z experimentu na reálném modelu a z teoretického hodnocení vycházejícího z hmotností dílčích prvků stroje, jejich tvaru, souřadnic

těžiště, jejich geometrického uspořádání a rozvoru a rozchodu. Metoda teoretického hodnocení bude považována za ověřenou, jestliže z ní plynoucí závěry pro konstrukci, resp. ze srovnání dvou různých případů, budou shodné s výsledky plynoucími z experimentu. Porovnávány stroje představují výrazně odlišné kombinace parametrů, což při řadě kritérií téměř vylučuje náhodnost dosahované shody. K experimentálním pracím na reálných strojích se využila dříve vypracovaná metoda (Souček, 1979), umožňující měřit dráhy, rychlosti a zrychlení součástí strojů, působené pojezdem. V této práci jsou vyhodnocovány dráhy těžiště a natáčení strojů v podélné a příčné rovině a jim odpovídající zrychlení. Jsou zjišťovány i hodnoty dynamických součinitelů.

K porovnání byly použity výsledky měření zjištěné z přejezdů umělých překážek. Překážky se přejížděly postupně levým kolem, oběma koly a pravým kolem. Pro přejezd se používaly lichoběžníkové překážky s úhlem nájezdu  $20^\circ$ , vodorovnou částí 200 mm a úhlem sjíždění  $40^\circ$ . Pro přejezdy jednotlivými koly se používaly překážky s výškou 14 cm a pro současný přejezd překážky vysoké 10 cm. Aby se omezil vliv zúžení frekvenčního rozsahu buzení v důsledku použití umělých překážek, měřilo se při čtyřech až sedmi různých rychlostech v rozmezí 3 až 8 km  $\cdot$  h $^{-1}$ . Každé měření se opakovalo obvykle dvakrát až čtyřikrát. Dále uváděné výsledky jsou průměry z těchto hodnot.



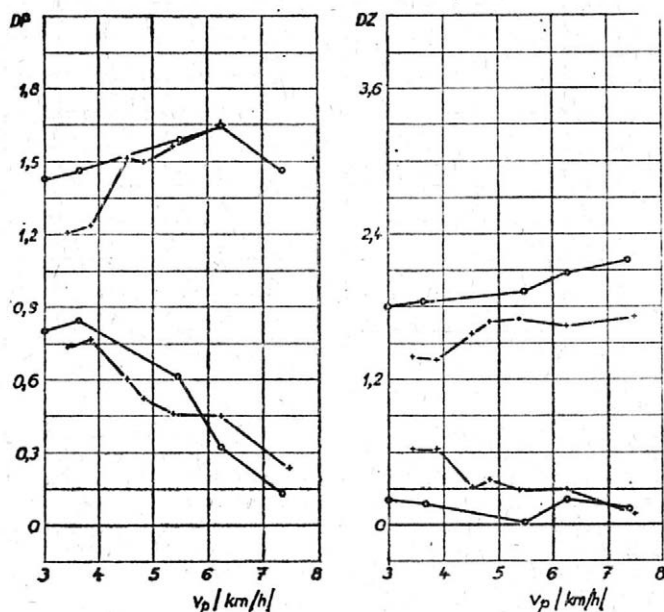
7. Závislost maximálních a minimálních hodnot amplitud pohybů Z, TL, FB na rychlosti pojezdu (stroj 1 s normálním huštěním - křížky, stroj 2 - ležaté křížky, stroj 3 s normálním huštěním - kroužky) při přejezdu levým kolem přes umělou překážku o výšce 14 cm — A dependence of the maximum and minimum values of amplitudes of motions Z, TL, FB on the travel speed (machine 1 with the tires with normal pressure - daggers, machine 2 - horizontal daggers, machine 3 with the tires with normal pressure - circles) at riding by the left wheel across an artificial obstacle 14 cm high



8. Závislost maximálních a minimálních hodnot zrychlení  $A$ ,  $ATL$ ,  $AFB$  na rychlosti (jako v obr. 7) — A dependence of the maximum and minimum values of acceleration  $A$ ,  $ATL$ ,  $AFB$  on the speed (cf. Fig. 7)

Tak se získávaly závislosti velikosti zrychlení ( $A$ ,  $ATL$ ,  $AFB$ ), amplitud pohybů ( $Z$ ,  $TL$ ,  $FB$ ) i dynamických součinitelů ( $DP$ ,  $DZ$ ) na pojízdné rychlosti. Ukázky jsou uvedeny v obr. 7, 8 a 9.

Kladné hodnoty v těchto i v dále uváděných výsledcích jsou u  $A$  a  $Z$  vzhůru, u  $ATL$  a  $TL$  ve směru hodinových ručiček při pohledu na stroj



9. Závislost maximálních hodnot dynamických součinitelů přední ( $DP$ ) a zadní ( $DZ$ ) nápravy na rychlosti (jako v obr. 7) — A dependence of the maximum values of the dynamic coefficients of the front ( $DP$ ) and rear ( $DZ$ ) axle on the speed (cf. Fig. 7)

z levé strany a u *AFB* a *FB* ve směru hodinových ručiček při pohledu na zadní část stroje (ve směru jízdy). Tyto kladné hodnoty také souhlasí se smysly naznačenými na obr. 1 z dřívější publikace (Souček, 1979).

Velké množství výsledků obdobného charakteru, jaké jsou znázorněny na obr. 7, 8 a 9, získané měřením a integracemi na analogovém počítači, zpracované a vynesené číslicovým počítačem, není snadné zhodnotit ani proto, že závislosti na rychlosti pojezdu nejsou vždy monotónní (nejen určitým rozptylem podmínek a výsledků měření, ale i frekvenčními vlivy, které mají být změnou rychlosti také alespoň částečně potlačeny). Výsledky jsou proto souhrnně vyjádřeny jako hodnocení jednotlivých strojů v tab. III. V ní je uvedeno pořadí hodnocení z hlediska

III. Porovnání jednotlivých strojů z hlediska všech zkoumaných veličin při různém způsobu přejezdu překážek — A comparison of several machines with regard to all tested quantities at different modes of riding across obstacles

| Veličina   | Způsob přejezdu strojem |        |        |          |        |        |            |        |        |
|------------|-------------------------|--------|--------|----------|--------|--------|------------|--------|--------|
|            | levé kolo               |        |        | obě kola |        |        | pravé kolo |        |        |
|            | str. 1                  | str. 2 | str. 3 | str. 1   | str. 2 | str. 3 | str. 1     | str. 2 | str. 3 |
| <i>A</i>   | 1                       | 2      | 1      | 1        | 3      | 1      | 1          | 3      | 1      |
| <i>ATL</i> | 1                       | 2      | 1      | 2        | 1      | 2      | —          | —      | —      |
| <i>AFB</i> | 2                       | 3      | 1      | 2        | 2      | 1      | 1          | 3      | 1      |
| <i>Z</i>   | —                       | —      | —      | 1        | 2      | 1      | —          | —      | —      |
| <i>TL</i>  | 3                       | 1      | 2      | 3        | 1      | 2      | 3          | 1      | 2      |
| <i>FB</i>  | 1                       | 3      | 2      | 3        | 2      | 1      | 2          | 3      | 1      |
| <i>DP</i>  | 2                       | —      | 1      | 2        | —      | 1      | 2          | —      | 1      |
| <i>DZ</i>  | 1                       | —      | 3      | 1        | —      | 3      | 1          | —      | 3      |

jednotlivých zkoumaných veličin (1 — nejlepší, 2 — střední, 3 — nejhorší, pomlčka — nelze rozhodnout; podtržené odpovídá výraznému rozdílu vůči ostatním strojům). Z výsledků je zřejmé, že stroj 1 je výrazně nejhorší z hlediska natáčení ve svislé podélné rovině (*TL*), stroj 2 z hlediska natáčení ve svislé příčné rovině (*FB*) a stroj 3 z hlediska dynamických účinků na zadní nápravě (*DZ*). Tento závěr, popř. další výsledky plynoucí z tab. III, bude dále využit k porovnání teoretických a experimentálních výsledků a zdůvodněn hodnotami parametrů strojů (ukazatelů), jak je zavádí metoda navržená v této práci.

Z tab. III je také zřejmé, že stroj 3 s alternativou 1 má nejnižší počet bodů pořadí a stroj 2 naopak nejvyšší. Hodnocení ze součtu bodů pořadí není sice zcela objektivní (vlastnosti vyjádřené jednotlivými veličinami nemají stejnou váhu a navíc některá vlastnost se může projevit v několika

## IV. Přehled výsledků hodnocení samojízdných strojů — A survey of the results of evaluation of self-propelled machines

## STROJ 1

Hodnocené alternativy:

1. normální huštění přední nápravy
2. snížené huštění přední nápravy
3. zvýšené huštění přední nápravy

|                                              | 1                        | 2                        | 3                        |
|----------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| <i>VL</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje  | 0,4035<br>0,36—0,74<br>1 | 0,4035<br>0,37—0,75<br>1 | 0,4035<br>0,32—0,71<br>1 |
| <i>EB</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje  | 0,0000<br>±0,04<br>1     | 0,0000<br>±0,04<br>1     | 0,0000<br>±0,04<br>1     |
| <i>EBC</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje | 0,1286<br>0,00—0,12<br>0 | 0,1286<br>0,00—0,12<br>0 | 0,1286<br>0,00—0,12<br>0 |
| <i>IYL</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje | 0,6922<br>0,44—0,69<br>0 | 0,6922<br>0,44—0,69<br>0 | 0,6922<br>0,44—0,69<br>0 |
| <i>IXB</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje | 0,2465<br>0,22—0,32<br>1 | 0,2465<br>0,22—0,32<br>1 | 0,2465<br>0,22—0,32<br>1 |
| <i>FNL</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje | 2,2695<br>1,80—2,60<br>1 | 2,2695<br>1,80—2,60<br>1 | 2,2695<br>1,80—2,60<br>1 |

## STROJ 2

|                           |
|---------------------------|
| 0,5922<br>0,39—0,76<br>1  |
| —0,0157<br>±0,06<br>1     |
| 0,0909<br>0,00—0,15<br>1  |
| 0,4416<br>0,442—0,69<br>0 |
| 0,3686<br>0,27—0,42<br>1  |
| 2,7543<br>1,80—2,60<br>0  |

## STROJ 3

1. normální huštění
2. snížené huštění
3. kukuřičný adaptér

| 1                        | 2                        | 3                        |
|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 0,7943<br>0,45—0,80<br>1 | 0,7943<br>0,48—0,82<br>1 | 0,8109<br>0,45—0,80<br>0 |
| 0,0099<br>±0,08<br>1     | 0,0099<br>±0,08<br>1     | 0,0110<br>±0,08<br>1     |
| 0,0946<br>0,00—0,20<br>1 | 0,0946<br>0,00—0,20<br>1 | 0,0979<br>0,00—0,20<br>1 |
| 0,5832<br>0,36—0,57<br>0 | 0,5832<br>0,36—0,57<br>0 | 0,6577<br>0,35—0,55<br>0 |
| 0,3854<br>0,31—0,49<br>1 | 0,3854<br>0,31—0,49<br>1 | 0,3666<br>0,32—0,50<br>1 |
| 1,7704<br>1,80—2,60<br>0 | 1,6691<br>1,80—2,60<br>0 | 1,6572<br>1,80—2,60<br>0 |

|                                                | 1                        | 2                        | 3                        |
|------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| <i>FNp</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje   | 2,2706<br>1,80–2,60<br>1 | 2,2706<br>1,80–2,60<br>1 | 2,2706<br>1,80–2,60<br>1 |
| <i>FNv</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje   | 1,9293<br>1,80–2,80<br>1 | 1,8671<br>1,80–2,80<br>1 | 2,0910<br>1,80–2,80<br>1 |
| <i>FZ</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje    | 2,0874<br>2,00–2,80<br>1 | 2,0590<br>2,00–2,80<br>1 | 2,1686<br>2,00–2,80<br>1 |
| <i>FTL</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje   | 1,4970<br>1,60–3,00<br>0 | 1,4730<br>1,60–3,00<br>0 | 1,5540<br>1,60–3,00<br>0 |
| <i>FFI</i><br>hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje   | 2,9248<br>1,80–2,80<br>0 | 2,9248<br>1,80–2,80<br>0 | 2,9248<br>1,80–2,80<br>0 |
| <i>FFIV</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje  | 3,3761<br>2,00–4,50<br>1 | 3,2671<br>2,00–4,50<br>1 | 3,6590<br>2,00–4,50<br>1 |
| <i>IXVBV</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje | 0,3749<br>0,00–0,50<br>1 | 0,3749<br>0,00–0,50<br>1 | 0,3749<br>0,00–0,50<br>1 |
| <i>MMV</i><br>Hodnota<br>rozmezí<br>vyhovuje   | 2,8876<br>>2,0<br>1      | 2,8876<br>>2,0<br>1      | 2,8876<br>>2,0<br>1      |

|                          |
|--------------------------|
| 2,6117<br>1,80–2,60<br>0 |
| 3,0361<br>1,80–2,80<br>0 |
| 2,8282<br>2,00–2,80<br>0 |
| 3,2383<br>1,60–3,00<br>0 |
| 2,7848<br>1,80–2,80<br>1 |
| 5,8199<br>2,00–4,50<br>0 |
| 0,2428<br>0,00–0,50<br>1 |
| 2,1257<br>>2,0<br>1      |

| 1                        | 2                        | 3                        |
|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1,8152<br>1,80–2,60<br>0 | 1,7114<br>1,80–2,60<br>0 | 1,7030<br>1,80–2,60<br>0 |
| 2,8000<br>1,80–2,80<br>1 | 2,5248<br>1,80–2,80<br>1 | 2,8000<br>1,80–2,80<br>1 |
| 2,1709<br>2,00–2,80<br>1 | 1,9720<br>2,00–2,80<br>0 | 2,0311<br>2,00–2,80<br>1 |
| 1,7079<br>1,60–3,00<br>1 | 1,5580<br>1,60–3,00<br>0 | 1,4488<br>1,60–3,00<br>0 |
| 2,0719<br>1,80–2,80<br>1 | 1,9489<br>1,80–2,80<br>1 | 2,0678<br>1,80–2,80<br>1 |
| —                        | —                        | —                        |
| —                        | —                        | —                        |
| —                        | —                        | —                        |

veličinách a její váha je tím příliš zdůrazněna), ale přesto je určitým hrubým kritériem k posouzení celkové úrovně kombinací zvolených parametrů. Tedy takto posuzováno vychází stroj 3 v alternativě 1 jako nejlepší.

Jako další podklad pro posouzení vlivu parametrů stroje na jejich vlastnosti sloužilo porovnání alternativy 3 a 1 stroje 3. Hodnoty zrychlení *ATL* a *AFB* jsou u alternativy 3 v průměru vždy vyšší než u alternativy 1. Z hlediska zrychlení v těžišti je alternativa 3 jednoznačně horší. Důsledkem vyšších zrychlení u alternativy 3 jsou zde i vyšší hodnoty dynamických součinitelů (o 10 % i více). Zejména dynamický součinitel zadní nápravy (*DZ*) je výrazně horší (zvýšení je i přes 20 %). Rovněž amplitudy pohybů jsou v mnoha případech u alternativy 3 větší. Jak bude dále vysvětleno, je uvedené jednoznačné zhoršení důsledkem méně výhodných parametrů stroje 3 v alternativě 3 vůči alternativě 1.

U stroje 3 byl posuzován vliv huštění na základě porovnání alternativy 1 (normální huštění) a 2 (snížené huštění). Z výsledků plyne, že hodnoty zrychlení jsou při sníženém huštění stroje 3 nižší než u alternativy s normálním huštěním. Snížené huštění je jednoznačně lepší z hlediska zrychlení v těžišti (*A*) a z hlediska zrychlení plynoucího z natáčení stroje ve svislé příčné rovině (*AFB*). Pokles dynamických účinků při sníženém huštění byl patrný i z hodnot dynamických součinitelů. Tyto hodnoty pro přední nápravu (*DP*) jsou při sníženém huštění v průměru o 5 % nižší. V příznivých případech nepřesahuje snížení 10 %. U zadní nápravy (*DZ*) je dynamický součinitel při sníženém huštění rovněž příznivější. V průměru je však snížení u *DZ* menší než u *DP*. Přitom naopak při přejezdu překážek oběma koly dosahuje snížení *DZ* až 15 %.

Amplitudy pohybů stroje (*Z*, *TL*, *FB*) nevykazují při sníženém huštění v porovnání s normálním huštěním výrazný rozdíl. V některých případech má nižší huštění za následek větší amplitudy pohybů. Toto zhoršení však není rozhodující. Vliv huštění pro stroj 1 byl uveden v dřívější práci (Souček, 1979, obr. 5).

Výsledky teoretického hodnocení jsou patrné z přehledů uvedených v tab. IV (jedná se o opis příloh, které vypracovává počítač jako součást výsledků použití dříve uvedené metody). V tab. IV jsou hodnoty bezrozměrných parametrů, dovolené rozmezí těchto parametrů pro daný případ a hodnocení daného případu (1 — vyhovuje, 0 — nevyhovuje).

Z porovnání strojů 1, 2, 3 vychází nejlépe stroj 3 v alternativě 1 (pouze třikrát přesahuje dovolené hranice parametrů). Stroj 1 přesahuje dovolené hranice čtyřikrát a stroj 2 dokonce pětikrát. Tento výsledek tedy udává pořadí hodnocení strojů, které plně souhlasí s experimentálními výsledky. U stroje 1 lze také posoudit vliv huštění. Je zřejmé, že případ se sníženým a zvýšeným huštěním pneumatik výkyvné nápravy se liší hlavně ve vlastních frekvencích *FTL*, *FFIV* a *FNV*. Nejdůležitější je rozdíl u *FTL* (stroj 1 je zde mimo doporučené rozmezí). Rozdíl v hodnotě *FTL* porovnávaných případů je poměrně malý, proto výsledky měření neukazují významné rozdíly. Stroj 1 má podle měření nedostatky ve velkých hodnotách *TL*. Zvýšené huštění vykazuje podle měření určitou tendenci poklesu *TL*, ve shodě s malým zvýšením *FTL*. Zvýšení vlastních frekvencí (Souček, 1978) působí jednoznačně růst dynamických účinků, což je rovněž ve shodě s měřením. Výskyt dynamických jevů však není u stroje

1 kritický, a není proto třeba usilovat o zlepšení. Snížené huštění proto není třeba prosazovat. Rozhodující pro volbu huštění je schopnost pneumatik přenášet svislé a stranové silové účinky.

Rovněž u stroje 3 se při porovnání alternativy 1 a 2 dojde k závěru, že odpovídající malé změny vlastních frekvencí (v důsledku změny huštění) nemohou (ve shodě s výsledky měření) rozhodujícím způsobem ovlivnit vlastnosti stroje. Jednotlivé jevy se uplatňují obdobně jako u stroje 1. U stroje 3 je možné z teoretických ukazatelů (tab. IV) zhodnotit také vliv změny parametrů stroje, jak to umožňuje odlišnost alternativy 1 a 3. Je zřejmé, že alternativa 3 (opět ve shodě s výsledky měření) je horší než alternativa 1, neboť přesahuje dovolené rozmezí parametrů v pěti případech.

Z hrubého zhodnocení všech sedmi zkoumaných případů tedy vyplynulo, že nová metoda, založená na hodnocení parametrů strojů pomocí ukazatelů, vede ke zcela stejným závěrům jako výsledky měření. Ani v jednom případě nedošlo k odchylce. Na tomto základě je možné přistoupit k podrobnějšímu hodnocení výsledků podle jednotlivých ukazatelů, tak jak to parametry zkoumaných strojů dovolí (úpravy mezi ukazatelů, plynoucí z dalších úvah, jsou již zavedeny v tab. I i IV).

Ukazatel *VL* překročil dovolenou hodnotu pouze u stroje 3 s alternativou 3. Alternativa 2 tohoto stroje se jeví ještě jako vyhovující ve shodě s výsledky měření. Tedy horní hranici rozmezí je možné považovat za vyhovující. Výsledky měření neodporují ani zpřesněné dolní hranici. Na obr. 1 je toto rozmezí dovolených hodnot *VL* znázorněno graficky.

Veličina *EB* u všech strojů je nižší než navržené dovolené rozmezí. Výsledky měření nevyvracejí navržené dovolené rozmezí *EB*.

Veličina *EBC* zahrnuje hodnocení dynamických poměrů z hlediska boční stability. U jednotlivých strojů jsou předpokládány maximální úhly svahu různé (stroj 1 bez naklápění 20°, stroj 2 — 7°, stroj 3 — 12°). Je zřejmé, že stroj 1 bez samočinného vyrovnávání na svahu 20° dosahuje téměř horní dovolené hranice. K tomuto výsledku je možné dodat, že u stroje 1 bez adaptéru (v alternativě s výkyvnou nápravou vzadu, v provedení navrženém r. 1979 před úpravou) vychází hranice dovoleného rozmezí  $EBC = 0,12$ . Stroj v této úpravě dosahuje  $EBC = 0,1452$  a provozně vykazoval prokazatelně nedostatečnou stabilitu. Přitom stroje 2 a 3 mají dostatečné rezervy vůči požadovanému svahu. Zkušenosti z provozu těchto strojů v principu potvrzují tato teoreticky získaná zjištění. Navržené dovolené rozmezí *EBC* je možné považovat za vyhovující při respektování dříve uvedených úvah.

Veličina *IYL* se jeví jako kritická u všech porovnávaných alternativ. Stroje 1 a 3 překračují její horní dovolenou hranici a stroj 2 naopak nedosahuje hranice dolní. Dolní navržená hranice se jeví jako vyhovující, neboť správně postihuje případ, kdy rozvor stroje je zbytečně velký. O značné rezervě v *IYL* u stroje 2 svědčí velmi nízká hodnota *TL*, zjištěná měření. Horní hranice *IYL* správně postihuje stroj 1, který se jeví jako nevyhovující i z výsledků měření veličiny *TL*. Jako velmi nevyhovující se jeví také stroj 3 (nejvíce v alternativě 3). Tento výsledek je dán hlavně nízkou hodnotou horní dovolené meze *IYL*, která logicky souvisí s *VL*. Je-li těžiště stroje blízko některé nápravy, připouští se jen malý

rozptyl hmotnosti stroje od jeho těžiště, aby se dynamickými účinky (např. při náhlém zabrzdění při jízdě se svahu) stroj nepřeklopil kolem některé z náprav. To vysvětluje, proč stroj 3 s poměrně nízkými absolutními hodnotami  $IYL$  (proto i s poměrně nízkými  $TL$  podle měření) se jeví jako nevyhovující. Je to však důsledek vysokých hodnot  $VL$ . O nebezpečném odlehčování výkyvné nápravy při daném  $IYL$  v důsledku vysoké hodnoty  $VL$  svědčí jednoznačně nepříznivé hodnoty dynamických součinitelů výkyvné nápravy stroje 3.

Z hlediska veličiny  $IXB$  se jeví všechny zkoumané případy jako vyhovující vždy s vysokou rezervou. Veličina  $IXB$  podle dříve zjištěných výsledků ovlivňuje úhel naklápění stroje kolem podélné osy (růstem  $IXB$  se zvětšuje  $FB$ ) a příslušné zrychlení (růstem  $IXB$  se snižuje  $AFB$ ). Přitom podle výsledků měření jsou u zkoumaných strojů  $FB$  na úrovni  $TL$ , popř. nižší. Stroje jsou vždy značně delší, než je jejich šířka. Je tedy možné připustit vyšší hodnoty  $FB$  jako důsledek případného zvýšení  $IXB$  (např. zmenšením rozchodu kol). Naopak určité snížení  $AFB$ , které zvýšením  $IXB$  vznikne, by bylo účelné, neboť jeho hodnoty jsou vesměs vyšší než např. srovnatelné hodnoty  $ATL$ . Přesto je účelné zachovat dříve navrženou horní hranici  $IXB$  sniženou z 1,1  $\sqrt{0,25 VL-EB^2}$  na  $\sqrt{0,25 VL-EB^2}$ . Bude tím respektován praktický požadavek na dostatečnou bezpečnost proti převrnutí stroje na bočním svahu při vyhovující rezervě k využití uvedených možností.

Hodnocení vlivu  $FNL$ ,  $FNP$ ,  $FNV$ , což je vlastní frekvence fiktivního stroje (Souček, 1977, 1978) na základě výsledků modelování pojezdu, se plně potvrdilo měření na skutečných strojích. Dříve navržená úroveň mezních hodnot těchto veličin je v principu správná a měření se plně potvrdila. Horní hranici  $FNL$  a  $FNP$  2,6 (resp. 3,0) je účelné ponechat. Dolní je třeba snížit z 1,9 na 1,8. Přitom je třeba dříve zavedený spíše doporučující než striktně omezující charakter této dolní meze zachovat (to platí u všech fiktivních i skutečných vlastních frekvencí). U  $FNV$  je možné horní hranici 2,8 (resp. 3,0) a dolní hranici 1,8 považovat za ověřenou.

U vlastní frekvence  $FZ$ , charakterizující pohyb těžiště, je možné dříve zavedenou horní hranici 2,8 (resp. 3,0) ponechat, ale dolní snížit z 2,0 na 1,8. Dokazují to zejména výsledky stroje 3 se sníženým huštěním, tj. alternativy 2. U vlastní frekvence  $FTL$ , charakterizující natáčení stroje ve svislé podélné rovině, je horní mez 3,0 vyhovující. Rovněž hodnota dolní hranice 1,6 se měření plně potvrdila. U vlastní frekvence  $FFI$ , charakterizující natáčení stroje ve svislé rovině kolmé na směr jízdy, je horní hranice 2,8 vyhovující. Dolní hranici je účelné snížit z 2,0 na 1,8, což dokazují výsledky stroje 3 s alternativou 2.

Vlastní frekvence  $FFIV$ , charakterizující natáčení výkyvné nápravy v rovině kolmé na směr jízdy, je požadována podle dřívějších teoretických výsledků v rozmezí 2,0 až 4,5. Výsledky měření tomuto požadavku neodporují. S veličinou  $FFIV$  souvisí ukazatel  $IXVBV$ , charakterizující rozložení hmotnosti výkyvné nápravy. Je omezována pouze horní hranice  $IXVBV$ . Tuto veličinu je možné snížit z 0,55 na 0,50, neboť ani jeden ze strojů s dostatečnou rezervou nedosahuje této horní hranice. V principu je toto snížení obdobou snížení horní hranice  $IXB$ .

U veličiny *MMV* (poměr hmotnosti celého stroje a hmotnosti výkyvné nápravy, nesoucí např. adaptér stroje) se nezjistily z měření důvody ke změně doporučeného rozmezí (je omezována pouze dolní hranice hodnotou 2,0).

## ZÁVĚR

V práci byla navržena metoda hodnocení parametrů samojízdných zemědělských strojů z hlediska dynamických a kinematických poměrů při pojezdu. Základem tohoto zhodnocení jsou hodnoty horní a dolní hranice jednotlivých ukazatelů (tab. I). V některých případech jsou tyto hranice stálé, jindy jsou počítány ze vztahů k zvoleným základním případům.

Byl vypracován program pro číslicový počítač, který vypočítá všechny ukazatele na základě návrhu parametrů stroje a návrhu rozmístění dílčích hmotných prvků. Tento program také zhodnotí konstrukci a navrhne, kterým parametrem je možno případné nedostatky odstranit. Program vypočte i zatížení kol, souřadnice těžiště, celkovou hmotnost a momenty setrvačnosti stroje i dílčích prvků ke třem osám.

Bylo porovnáváno (z výsledků měření) sedm různých kombinací parametrů samojízdných strojů, ovlivňujících dynamické vlastnosti při pojezdu po zvolené překážkové trati. Kritériem porovnání bylo osm různých veličin (tři zrychlení, tři dráhy a hodnoty dynamických součinitelů přední a zadní nápravy) vynesných v závislosti na rychlosti při třech typech přejezdu.

Všechny alternativy kombinací parametrů strojů byly zhodnoceny i vypracovanou teoretickou metodou hodnocení číslicovým počítačem, založenou na výsledcích modelování pojezdu analogovým počítačem. Zjistila se dobrá shoda výsledků teoretického a experimentálního postupu. Ani v jednom případě nebyl závěr odchylný. Tím je možné považovat vypracovanou metodu hodnocení samojízdných strojů za ověřenou (také s přihlédnutím k dalším poznatkům).

## Použitá označení

|                   |                                                                                                               |
|-------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <i>H</i>          | — výška těžiště (m)                                                                                           |
| <i>b</i>          | — rozchod kol pevné nápravy (m)                                                                               |
| $\alpha$          | — boční náklon stroje (stupně)                                                                                |
| $V_p$             | — rychlost pojezdu stroje (m.s <sup>-1</sup> )                                                                |
| <i>CLP</i>        | — konstanta pružiny nahrazující tuhost pneumatiky pevné nápravy (Nm <sup>-1</sup> )                           |
| <i>CLPV</i>       | — konstanta pružiny nahrazující tuhost pneumatiky výkyvné nápravy (Nm <sup>-1</sup> )                         |
| <i>Z</i>          | — posuv těžiště stroje ve svislém směru (cm)                                                                  |
| <i>TL</i>         | — rozdíl polohy přední a zadní nápravy působený natočením stroje ve svislé podélné rovině (cm)                |
| <i>FB</i>         | — rozdíl polohy levého a pravého kola pevné nápravy působený natočením stroje ve svislé příčné rovině (cm)    |
| <i>FV</i>         | — rozdíl polohy levého a pravého kola výkyvné nápravy působený natočením nápravy ve svislé příčné rovině (cm) |
| <i>A</i>          | — zrychlení těžiště stroje (násobky zemského zrychlení)                                                       |
| <i>AT, AF, AV</i> | — zrychlení příslušná pohybům <i>TL, FB, FV</i> (násobky zemského zrychlení)                                  |

|       |                                                                                                                                                               |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ATL 1 | — zrychlení na rameni 1 m, plynoucí z natáčení ve svislé podélné rovině (v násobcích zemského zrychlení)                                                      |
| AFB 1 | — zrychlení na rameni 1 m, plynoucí z natáčení ve svislé příčné rovině (v násobcích zemského zrychlení)                                                       |
| TL 1  | — rozdíl polohy dvou bodů stroje podélně vzdálených 1 m, působený natočením ve svislé podélné rovině (cm)                                                     |
| FB 1  | — rozdíl polohy dvou bodů stroje příčně vzdálených 1 m, působený natočením ve svislé příčné rovině (cm)                                                       |
| DP    | — dynamický součinitel (tj. poměr celkového a statického zatížení) kola přední nápravy                                                                        |
| DZ    | — dynamický součinitel kola zadní nápravy                                                                                                                     |
| ZTF   | — součinitel charakterizující průměrné amplitudy pohybů stroje (viz Souček, 1978) (cm)                                                                        |
| SDG   | — součinitel charakterizující průměrnou hodnotu dynamických součinitelů celého stroje (viz Souček, 1978)                                                      |
| VL    | — poměr vzdálenosti těžiště od výkyvné nápravy k rozvoru                                                                                                      |
| EB    | — poměr konstrukčního vyosení těžiště k ose souměrnosti stop kol a rozchodu kol pevné nápravy                                                                 |
| EBC   | — poměr součtu konstrukčního vyosení těžiště a vyosení působeného jízdu na bočním svahu k rozchodu kol pevné nápravy                                          |
| IYL   | — poměr poloměru setrvačnosti stroje k příčné ose jdoucí těžištěm (k vodorovné ose kolmé na směr jízdy) a rozvoru                                             |
| IXB   | — poměr poloměru setrvačnosti stroje k podélné ose jdoucí jeho těžištěm (rovnoběžné se směrem jízdy) a rozchodu kol pevné nápravy                             |
| FNL   | — ukazatel charakterizující zatížení levého kola pevné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatiky levého kola (Hz)                                                |
| FNP   | — ukazatel charakterizující zatížení pravého kola pevné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatiky pravého kola (Hz)                                              |
| FNV   | — ukazatel charakterizující zatížení kol výkyvné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (Hz)                                                   |
| FZ    | — vlastní frekvence charakterizující pohyb těžiště stroje ve svislém směru (Hz)                                                                               |
| FTL   | — vlastní frekvence charakterizující natáčení stroje ve svislé podélné rovině (Hz)                                                                            |
| FFI   | — vlastní frekvence charakterizující natáčení stroje ve svislé rovině kolmé na směr jízdy (Hz)                                                                |
| FFIV  | — vlastní frekvence charakterizující natáčení výkyvné nápravy ve svislé rovině kolmé na směr jízdy (Hz)                                                       |
| IXVBV | — poměr poloměru setrvačnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených k ose jdoucí těžištěm, rovnoběžné se směrem jízdy a rozchodu kol výkyvné nápravy (Hz) |
| MMV   | — poměr hmotnosti celého stroje k hmotnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených (Hz)                                                                    |

## Literatura

- SOUČEK, Z.: Výsledky měření profilů nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 631-648.
- SOUČEK, Z.: Modelling of the travel of agricultural machines on a natural uneven surface. Proceedings of the XIth conference Dynamics of machines, 1977, s. 349-354.
- SOUČEK, Z.: Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu. Zeměd. Techn., 23, 1977, č. 11, s. 627-638.
- SOUČEK, Z.: Výsledky modelování pojezdu samojízdných zemědělských strojů po přirozeném nerovném povrchu. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 11, s. 685-703.
- SOUČEK, Z.: Metoda měření charakteristik pohybů a dynamických účinků působených pojezdem samojízdných zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 11, s. 639-646.

Došlo 7. 7. 1980

СОУЧЕК, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Оценка предлагаемых параметров для самоходных сельскохозяйственных машин при помощи цифровых вычислительных машин. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (11): 665-685.

В статье предлагается новый метод оценки динамических режимов самоходных сельскохозяйственных машин с точки зрения способности передвижения по естественной неровной поверхности. Критерии оценки проекта конструкции основаны на безразмерных величинах, вытекающих из теоретического решения модели и собственных частот. Расчеты показателей в некоторых случаях весьма трудоемки. Оценка конструкции с точки зрения всех показателей также иногда трудоемка благодаря взаимосвязям разных показателей и в отношении к параметрам машины. Поэтому была составлена программа расчетов всех показателей на основе параметров машины и спецификации отдельных материальных элементов и их геометрического размещения. Эти входные величины известны почти все уже при проектировании машины. Программа также дает оценку конструкции и решает, при помощи какого параметра целесообразно устранить недостаток. В следующей части работы экспериментально проверялись заключения, вытекающие из применения предлагаемого теоретического метода оценки параметров машин, для их типичных комбинаций. Была установлена хорошая узкая результатов теоретических и экспериментальных работ. Ни в одном случае не наблюдались отклонения. Таким образом можно считать разработанный метод проверенным.

самоходные сельскохозяйственные машины; вычислительная техника

SOUČEK, Z. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Evaluation of the Proposed Parameters of Self-propelled Farm Machines by a Digital Computer*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (11): 665-685.

A proposal of a new method of evaluating the dynamic relations of self-propelled farm machines is given in view of their travel along natural uneven surface. The criteria of evaluating the proposal of the design are based on dimensionless quantities ensuing from the theoretical solution of the model and natural frequencies. The calculation of the values of the parameters in some cases consumes much labor and time. The evaluation of the design in view of all the parameters is sometimes difficult due to the interrelationships of the parameters and in relation to the parameters of the machine. Therefore a program was proposed and devised to calculate all parameters on the basis of the dimensions of the machine and specification of the partial mass elements and their geometrical distribution. These input quantities are mostly known already at the stage of designing the machine. By the program the design will be evaluated and a parameter to remove the shortcoming will be chosen. Furthermore, the conclusions were checked experimentally following from the application of the proposed theoretical method of evaluating the parameters of machines for their typical combinations. The results of the theoretical and experimental procedure were found to agree. In no case was any divergent conclusion drawn. In this way the devised method can be considered as verified.

self-propelled farm machines; computing technique

---

Adresa autora:

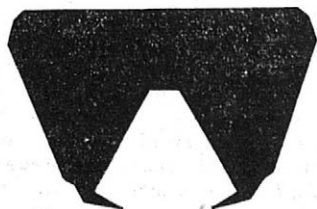
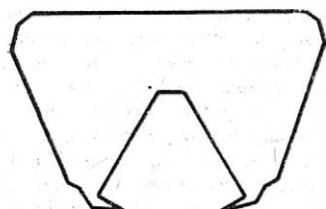
Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů,  
149 43 Praha - Chodov

# UNIVERSAL TRACTOR



podnik zahraničního obchodu

Vám nabízí velký výběr kolových a pásových traktorů v různých výkonnostních třídách pro zemědělství, lesnictví a stavební práce, pro práce v průmyslu a v dopravě.



## TRAKTOR S HYDRAULICKÝM NAKLADAČEM TIH-445 DH

### MOTOR

D-115, čtyřtákní, diesellový s přímým vstřikováním, tři válce chlazené vodou, 33,1 kW (45 k) podle DIN při 2400 ot.min<sup>-1</sup>

### JEDNOKOTOUČOVÁ SPOJKA RYCHLOSTNÍ SKŘÍŇ

suchá, ovládaná pedálem  
mechanická, tři stupně a skupinová převodovka (šest rychlostních stupňů)

### ŘÍZENÍ NOŽNÍ BRZDA RUČNÍ BRZDA ELEKTRICKÉ ZARÍZENÍ

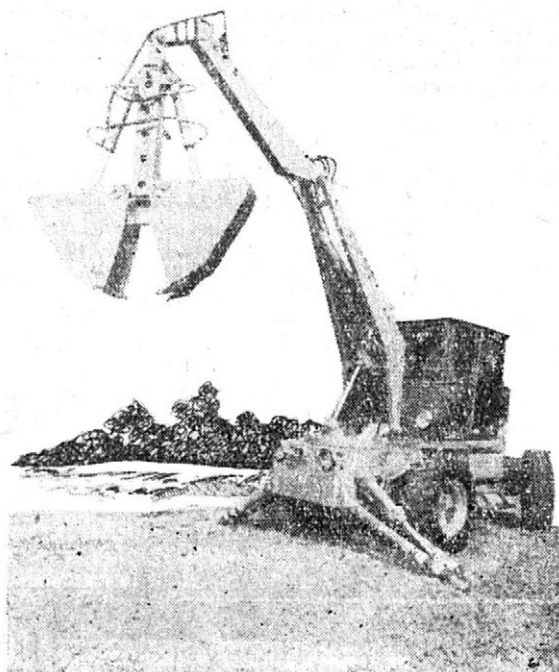
s hydraulickým posilovačem  
na všechna čtyři kola, hydraulicky ovládaná  
pásová brzda na přední nápravu, ručně ovládaná  
spouštění, osvětlení, ukazatele směru, jmenovité  
napětí 12 V, třífázový alternátor 500 W, spouštěč  
2,94 kW (4 k), baterie 153 Ah  
dva na sobě nezávislé okruhy poháněné zubovým  
čerpádem

### HYDRAULICKÉ ZARÍZENÍ

MINIMÁLNÍ VÝŠKA ZDVIHU  
SE ZÁVĚSNÝM HÁKEM  
PALIVOVÁ NÁDRŽ  
PŘÍDAVNÉ ZARÍZENÍ MONTOVANÉ  
NA ZVLÁŠTNÍ PRÁNI

5600 mm  
100 l

pro různé pracovní úkony



V případě dalších informací  
se laskavě obraťte na

### UNIVERSAL TRACTOR

podnik zahraničního obchodu

sídlo: Brašov – Rumunsko

Turulul ul. č. 5

telefon: 12661, 18665

dálnopis: 61335, 61336, 61365

pobočka: Bukurešť – Rumunsko

ul. Lipscani č. 19

telefon: 13 87 13

dálnopis: unitra 11889

# SESTAVOVÁNÍ SPEKTER NAMÁHÁNÍ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ Z ROZDĚLENÍ ČETNOSTÍ ROZKMITŮ A STŘEDŮ ROZKMITŮ

J. Procházka

PROCHÁZKA, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Sestavování spekter namáhání zemědělských strojů z rozdělení četností rozkmitů a středů rozkmitů*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11): 687—698.

Práce doplňuje již dříve uveřejněný ucelený systém sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů o konkrétní postup pro případ, kdy podkladem pro sestavení spektra jsou četnosti rozkmitů a středů rozkmitů. Je uveden postup sestavení empirického spektra rozkmitů, jeho náhrada matematickým modelem na základě Weibullova rozdělení, včetně extrapolace krajních hodnot, a způsob respektování nestejné střední hodnoty kmitů.

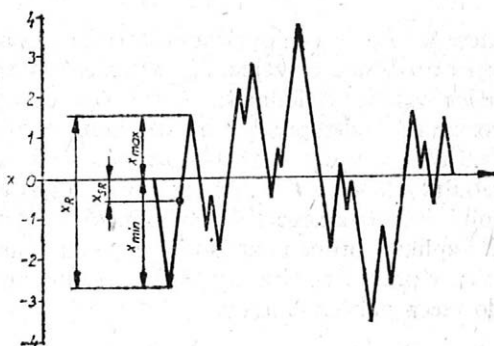
únava materiálu; spektrum namáhání; dvouparametrická analýza četností kmitů

Hlavní zásady systému sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů jsou obsaženy v práci Procházky (1979). Při analýze náhodných procesů namáhání těchto strojů pro účely únavové životnosti se dnes za nejdokonalejší postupy pokládají metoda úplných cyklů nebo metoda stékání deště (rain flow method) ve dvouparametrickém znázornění, které dávají téměř shodné výsledky. Hlavním výsledkem dvouparametrické analýzy je zjištění a vzájemné přiřazení četností rozkmitů  $x_R$  a středů těchto rozkmitů  $x_{SR}$  (obr. 1), které jsou vzhledem k vrcholovým hodnotám kmitů  $x_{max}$  a  $x_{min}$  definovány vztahy

$$\begin{aligned}x_R &= x_{max} - x_{min} \\x_{SR} &= (x_{max} + x_{min})/2\end{aligned}$$

Spektrum namáhání se zde vytváří přímo z rozkmitů, takže odpadá poměrně komplikované převádění výsledků vyhodnocení na spektrum amplitud, které je nutné, vycházíme-li z rozdělení vrcholů. Středů rozkmitů mají přitom většinou povahu spíše pomocných hodnot, které podchycují vliv proměnné střední hodnoty jednotlivých kmitů, ale jejichž samostatné zpracování nemá význam. Otázky vznikající při sestavování spekter namáhání

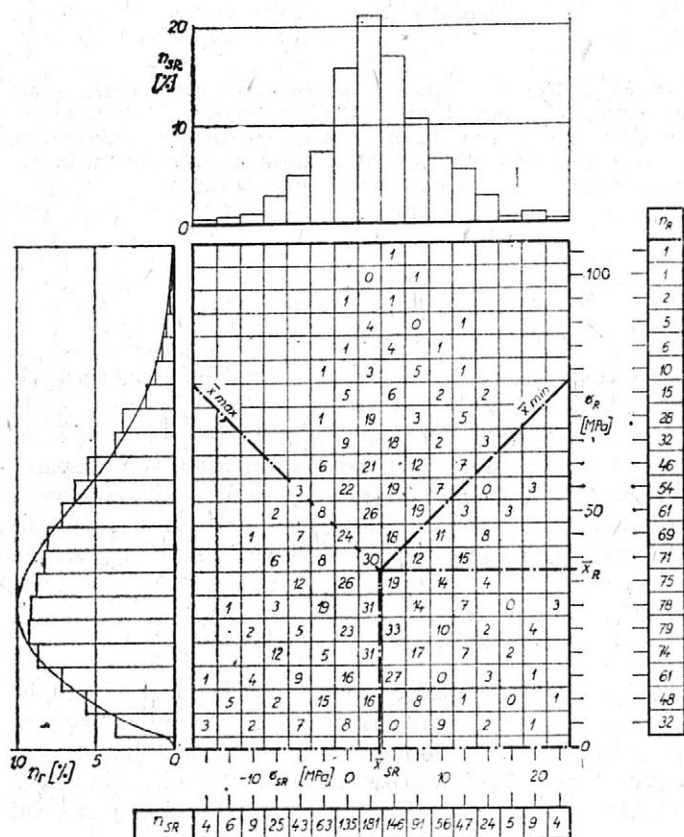
1. Náhodný kmitavý průběh veličiny  $x$  v čase  $t$  s vyznačením sledovaných hodnot — Random oscillating pattern of the quantity  $x$  in time  $t$  with the marked values under study



spočívají tedy jednak ve volbě vhodného způsobu nahrazení empirického rozdělení rozkmitů modelovým rozdělením s ohledem na vyrovnání dat a extrapolaci krajních hodnot, jednak ve způsobu respektování proměnlivé střední hodnoty kmitů.

## SESTAVENÍ EMPIRICKÉHO SPEKTRA ROZKMITŮ

Na obr. 2 jsou uvedeny výsledky dvouparametrické analýzy četností metodou úplných cyklů, a to pro praktický případ namáhání hlavního nosníku rozmetadla hnoje RM-10 při jízdě po špatné asfaltové vozovce. Variční rozpětí kmitavého namáhání se rozdělilo na 22 třídy velikosti 5 MPa. Při zanedbání rozkmitů menších než velikost jedné třídy se získal celkový počet 848 kmitů. Výsledky jsou zachyceny v korelační tabulce,



2. Výsledky dvouparametrické analýzy četností kmitů namáhání hlavního nosníku rámu rozmetadla RM-10 (výčíslena jsou rozdělení rozkmitů a středů rozkmitů) — The results of the two-parameter analysis of the frequencies of oscillations of the stress of the main beam of the frame of the dung spreader RM-10 (distribution of oscillations and mean positions of oscillations is expressed in numbers)

kteřá je však proti obvyklému znázornění pootočená o  $45^\circ$ . Toto uspořádání dává názornější představu o vzájemném přiřazení rozkmitů a jejich středů a je proto pro vyjádření jejich vztahu výhodnější. Svislé sloupce tabulky tak představují řadu dílčích spekter rozkmitů s odstupňovanými středními hodnotami. Možný je i opačný postup, tj. vytvoření dílčích spekter středů rozkmitů s odstupňovanými hodnotami rozkmitů (v řádcích tabulky), který však je pro praktické použití málo významný. Použilo se obvyklého způsobu dvouparametrického vyhodnocení, který vede na střídavé zaplnění políček tabulky. Při aplikaci přímého způsobu určování velikostí rozkmitů a poloh jejich středů, navrženém v práci Procházky (1979), se dosáhne jejich přesnějšího a plynulejšího zatřídění do všech políček tabulky.

Na obr. 2 jsou vyneseny také histogramy četností obou veličin a u rozkmitů i modelová křivka třídních četností. Sledovaný náhodný proces namáhání je charakterizován tzv. součinitelem nepravidelnosti  $N_0/N_1 = 0,904$  a součinitelem korelace maxim a minim  $r = 0,42$ . Statistické charakteristiky získaných rozdělení maxim, minim, rozkmitů a středů rozkmitů jsou tyto:

|                   |            |             |           |
|-------------------|------------|-------------|-----------|
| $\bar{x}_{max} =$ | 22,36 MPa  | $S_{max} =$ | 12,66 MPa |
| $\bar{x}_{min} =$ | -15,40 MPa | $S_{min} =$ | 10,73 MPa |
| $\bar{x}_R =$     | 37,76 MPa  | $S_R =$     | 19,77 MPa |
| $\bar{x}_{SR} =$  | 3,48 MPa   | $S_{SR} =$  | 6,03 MPa  |

Přitom platí známé vztahy

$$\bar{x}_R = \bar{x}_{max} - \bar{x}_{min}$$

$$\bar{x}_{SR} = (\bar{x}_{max} + \bar{x}_{min})/2 = \bar{x}$$

Proto se osy odpovídající středním hodnotám rozdělení maxim, minim, rozkmitů a středů rozkmitů protínají v centrálním bodě korelační tabulky.

Empirické spektrum rozkmitů je v podstatě dáno rozdělením třídních četností  $n_R$  na obr. 2. Další zpracování spočívá jen ve výpočtu kumulativních četností, což je učiněno v levé části tab. I. V posledním sloupci této části tabulky jsou pak uvedeny kumulativní četnosti  $h_{Rc} = h_m - h_R$ , které odpovídají obvyklému způsobu vynášení kumulativního spektra v semilogaritmických souřadnicích (výrazu  $1 - F(x)$ ).

## NÁHRADNÍ MODELOVÉ ROZDĚLENÍ A EXTRAPOLACE KRAJNÍCH HODNOT

Volba náhradního modelového rozdělení četností je u rozkmitů obtížnější než u vrcholů, neboť z dosud získaných poznatků ve VÚZS vyplývá, že rozdělení četností rozkmitů jsou velmi variabilní. Pohybují se v širokém rozmezí od exponenciálního (nebo i méně plného) až k normálnímu rozdělení. Protože rozkmity mohou nabývat jen kladných hodnot, je typ rozdělení charakterizován hodnotou variačního koeficientu  $v = S_R/\bar{x}_R$ . Z literatury je známo, že pro rozdělení exponenciální  $v = 1$ , Rayleighovo  $v = 0,5$  a normální  $v = 0,3$ . Čím je tedy střední hodnota rozkmitů relativně menší (čím více se centrální bod na obr. 2 blíží ose nulových rozkmitů), tím větší je hodnota variačního koeficientu a tím nesouměrnější je rozdělení četností rozkmitů.

Při zpracovávání jednotlivých spekter lze dospět k přiléhavému matematickému modelu postupným přibližováním. V našem případě však hledáme model, který by byl pokud možno univerzální, použitelný pro jednotný způsob zpracování velkého počtu spekter i rozdílného charakteru, neboť s ohledem na rozsah prací ve VÚZS není možné každé spektrum zpracovávat jiným způsobem. Z tohoto hlediska se jeví jako nejvýhodnější použít Weibullovo rozdělení, které zahrnuje celý potřebný rozsah variability rozdělení četností rozkmitů a navíc je matematicky dobře zpracovatelné. U sledovaných náhodných procesů namáhání lze kromě toho předpokládat, že nejnížší hodnoty rozkmitů limitují k nule (i když se tyto nízké hodnoty při analýze zanedbávají), takže ve většině případů bude parametr polohy (prahová hodnota) Weibullova rozdělení roven nule a vystačí se tedy s dvouparametrickým rozdělením.

Hustota pravděpodobnosti a distribuční funkce Weibullova dvouparametrického rozdělení náhodné proměnné  $x$  se nejčastěji uvádějí ve tvaru

$$f(x) = \frac{m}{x_a} \left( \frac{x}{x_a} \right)^{m-1} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{x}{x_a} \right)^m \right] \quad x \geq 0 \quad (1)$$

### I. Sestavení spektra rozkmitů — Devising the spectrum of oscillations

| Číslo třídy | Velikost třídy [MPa] |       | Empirické spektrum |       |                        |          |          | Extrapolované spektrum |          |                    |       |          |
|-------------|----------------------|-------|--------------------|-------|------------------------|----------|----------|------------------------|----------|--------------------|-------|----------|
|             |                      |       | absolutní četnosti |       | relativní četnosti [%] |          | $h_{Rc}$ | relativní četnosti [%] |          | absolutní četnosti |       |          |
|             | meze                 | střed | $n_R$              | $h_R$ | $h_{rR}$               | $n_{rR}$ |          | $h_{rR}$               | $n_{rR}$ | $h_R$              | $n_R$ | $h_{Rc}$ |
| 1           | 2,5                  | 5     | 32                 | 0     | 0,00                   | 3,77     | 848      | 0,00                   | 3,04     | 0                  | 76    | 2500     |
| 2           | 7,5                  |       |                    | 32    | 3,77                   |          | 816      | 3,04                   |          | 76                 |       | 2424     |
| 3           | 12,5                 | 10    | 48                 | 80    | 9,43                   | 5,66     | 768      | 8,23                   | 5,19     | 206                | 130   | 2294     |
| 4           | 17,5                 | 15    | 61                 | 141   | 16,63                  | 7,20     | 707      | 15,49                  | 7,26     | 387                | 181   | 2113     |
| 5           | 22,5                 | 20    | 74                 | 215   | 25,35                  | 8,72     | 633      | 24,29                  | 8,80     | 607                | 220   | 1893     |
| 6           | 27,5                 | 25    | 79                 | 294   | 34,67                  | 9,32     | 554      | 34,01                  | 9,72     | 850                | 243   | 1650     |
| 7           | 32,5                 | 30    | 78                 | 372   | 43,87                  | 9,20     | 476      | 44,04                  | 10,03    | 1101               | 251   | 1399     |
| 8           | 37,5                 | 35    | 75                 | 447   | 52,71                  | 8,84     | 401      | 53,84                  | 9,80     | 1346               | 245   | 1154     |
| 9           | 42,5                 | 40    | 71                 | 518   | 61,08                  | 8,37     | 330      | 62,95                  | 9,11     | 1574               | 228   | 926      |
| 10          | 47,5                 | 45    | 69                 | 587   | 69,22                  | 8,14     | 261      | 71,07                  | 8,12     | 1777               | 203   | 723      |
| 11          | 52,5                 | 50    | 61                 | 648   | 76,41                  | 7,19     | 200      | 78,02                  | 6,95     | 1951               | 174   | 549      |
| 12          | 57,5                 | 55    | 54                 | 702   | 82,78                  | 6,37     | 146      | 83,75                  | 5,73     | 2094               | 143   | 406      |
| 13          | 62,5                 | 60    | 46                 | 748   | 88,21                  | 5,43     | 100      | 88,32                  | 4,57     | 2208               | 114   | 292      |
| 14          | 67,5                 | 65    | 32                 | 780   | 91,98                  | 3,77     | 68       | 91,83                  | 3,51     | 2296               | 88    | 204      |
| 15          | 72,5                 | 70    | 28                 | 808   | 95,28                  | 3,30     | 40       | 94,44                  | 2,61     | 2361               | 65    | 139      |
| 16          | 77,5                 | 75    | 15                 | 823   | 97,05                  | 1,77     | 25       | 96,32                  | 1,88     | 2408               | 47    | 92       |
| 17          | 82,5                 | 80    | 10                 | 833   | 98,23                  | 1,18     | 15       | 97,63                  | 1,31     | 2441               | 33    | 59       |
| 18          | 87,5                 | 85    | 6                  | 839   | 98,94                  | 0,71     | 9        | 98,51                  | 0,88     | 2463               | 22    | 37       |
| 19          | 92,5                 | 90    | 5                  | 844   | 99,53                  | 0,59     | 4        | 99,09                  | 0,58     | 2477               | 14    | 23       |
| 20          | 97,5                 | 95    | 2                  | 846   | 99,76                  | 0,23     | 2        | 99,46                  | 0,37     | 2486               | 9     | 14       |
| 21          | 102,5                | 100   | 1                  | 847   | 99,88                  | 0,12     | 1        | 99,69                  | 0,23     | 2492               | 6     | 8        |
| 22          | 107,5                | 105   | 1                  | 848   | 100,00                 | 0,12     | 0        | 99,83                  | 0,14     | 2496               | 4     | 4        |
| 23          | 112,5                | 110   |                    |       |                        |          |          | 99,91                  | 0,08     | 2498               | 2     | 2        |
| 24          | 117,5                | 115   |                    |       |                        |          |          | 99,96                  | 0,05     | 2499               | 1     | 1        |
| 25          | 122,5                | 120   |                    |       |                        |          |          | 100,00                 | 0,04     | 2500               | 1     | 0        |

II. Hodnoty pro určení parametrů Weibullova dvouparametrického rozdělení (Drimlová, 1970) — Values for determining the parameters of Weibull's two-parameter distribution (Drimlová, 1970)

| <i>m</i> | <i>A</i> | <i>B</i>  | <i>v</i> |
|----------|----------|-----------|----------|
| 0,200    | 119,1132 | 2000,0000 | 16,7908  |
| 0,250    | 23,9880  | 200,0000  | 8,3375   |
| 0,333    | 6,0000   | 26,1780   | 4,3630   |
| 0,400    | 3,32     | 10,40     | 3,14     |
| 0,417    | 2,98     | 8,74      | 2,93     |
| 0,435    | 2,68     | 7,38      | 2,75     |
| 0,455    | 2,42     | 6,22      | 2,57     |
| 0,476    | 2,20     | 5,27      | 2,40     |
| 0,500    | 2,00     | 4,47      | 2,24     |
| 0,526    | 1,83     | 3,81      | 2,08     |
| 0,556    | 1,68     | 3,26      | 1,94     |
| 0,588    | 1,54     | 2,78      | 1,80     |
| 0,625    | 1,43     | 2,39      | 1,67     |
| 0,667    | 1,33     | 2,06      | 1,55     |
| 0,714    | 1,24     | 1,78      | 1,43     |
| 0,769    | 1,17     | 1,54      | 1,32     |
| 0,833    | 1,10     | 1,33      | 1,21     |
| 0,909    | 1,05     | 1,15      | 1,10     |
| 1,0      | 1,00     | 1,00      | 1,00     |
| 1,1      | 0,965    | 0,878     | 0,910    |
| 1,2      | 0,941    | 0,787     | 0,837    |
| 1,3      | 0,924    | 0,716     | 0,775    |
| 1,4      | 0,911    | 0,659     | 0,723    |
| 1,5      | 0,903    | 0,615     | 0,681    |
| 1,6      | 0,897    | 0,574     | 0,640    |
| 1,7      | 0,892    | 0,540     | 0,605    |
| 1,8      | 0,889    | 0,512     | 0,575    |
| 1,9      | 0,887    | 0,485     | 0,547    |
| 2,0      | 0,886    | 0,463     | 0,523    |
| 2,1      | 0,886    | 0,439     | 0,496    |
| 2,2      | 0,886    | 0,425     | 0,480    |
| 2,3      | 0,886    | 0,409     | 0,461    |
| 2,4      | 0,887    | 0,394     | 0,444    |
| 2,5      | 0,887    | 0,380     | 0,428    |
| 3        | 0,893    | 0,321     | 0,360    |
| 4        | 0,906    | 0,254     | 0,281    |
| 5        | 0,918    | 0,210     | 0,229    |
| 6        | 0,927    | 0,183     | 0,197    |
| 7        | 0,936    | 0,154     | 0,165    |
| 8        | 0,943    | 0,135     | 0,143    |
| 9        | 0,947    | 0,125     | 0,132    |
| 10       | 0,951    | 0,115     | 0,120    |

$$F(x) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{x}{x_a} \right)^m \right] \quad (2)$$

kde:  $x_a, m$  — parametry rozdělení

Parametr  $m$  bývá nazýván také součinitelem tvaru, neboť pro jeho různé hodnoty přechází Weibullovo rozdělení na rozdělení jiná:

- pro  $m = 1$  na exponenciální rozdělení,
- $m = 2$  — Rayleighovo rozdělení,
- $m = 3$  — přibližně normální rozdělení.

Weibullovo rozdělení je tedy velmi univerzální a může dobře vystihnout různá empirická rozdělení. Pro střední hodnotu  $\bar{x}$  a směrodatnou odchylku  $S$  proměnné  $x$  platí

$$\bar{x} = Ax_a \quad (3)$$

$$S = Bx_a \quad (4)$$

kde: koeficienty  $A$  a  $B$  jsou funkcemi jen parametru  $m$  a jsou vyjádřeny pomocí funkce gama

Parametry  $x_a$  a  $m$  odhadneme dále uvedeným postupem pomocí tab. II: Vypočteme  $\bar{x}$  a  $S$  a variační koeficient  $v$ , daný poměrem

$$v = S/\bar{x} = B/A \quad (5)$$

a z tab. II určíme  $m, A$  a  $B$ . Parametr  $x_a$  vypočteme ze vztahu (3) nebo (4). V našem případě vyjde

$$v = S_R/\bar{x}_R = 19,77/37,76 = 0,524$$

$$m = 2,0; A = 0,886; B = 0,463$$

Shodou okolností vychází hodnota variačního koeficientu téměř přesně shodná s hodnotou odpovídající Rayleighovu rozdělení. Parametr měřítka  $x_a$  odhadneme oběma způsoby a vezmeme průměrnou hodnotu:

$$x_{a1} = \bar{x}_R/A = 37,76/0,886 = 42,62 \text{ MPa}$$

$$x_{a2} = S_R/B = 19,77/0,463 = 42,70 \text{ MPa}$$

$$x_a = 42,66 \text{ MPa}$$

Dosazením vypočtených parametrů do rovnic (1) a (2) dostaneme hustotu pravděpodobnosti a distribuční funkci hledaného teoretického modelu. Četnosti a rovnice modelových křivek určíme ze vztahů

$$h = N \cdot F(x) \quad (6)$$

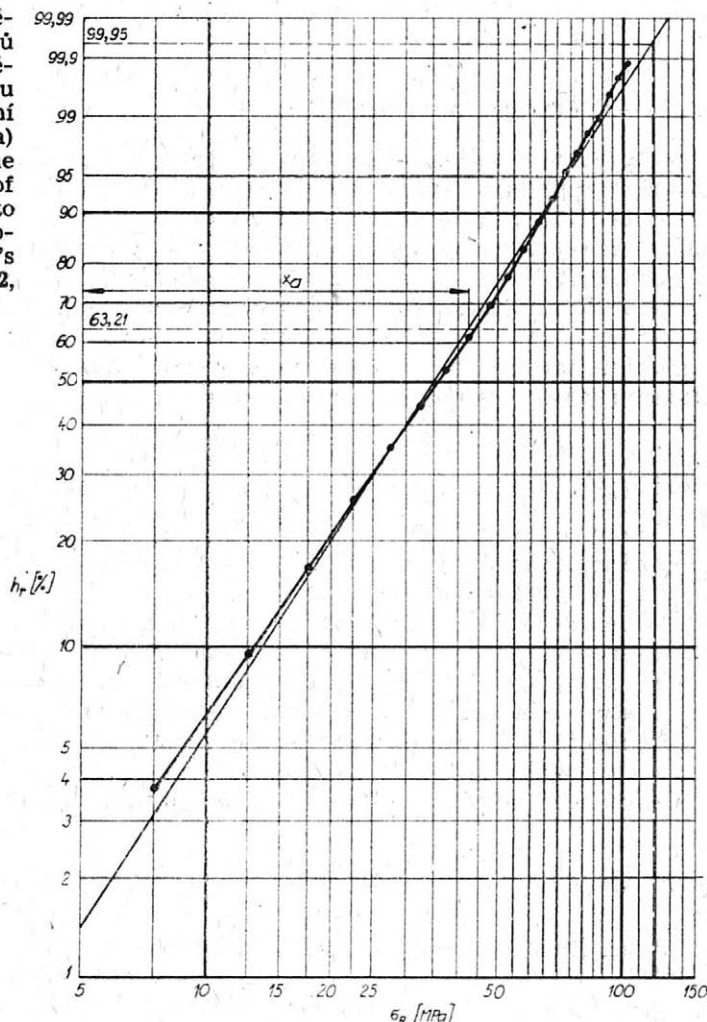
$$n = N \cdot b \cdot f(x) \quad (7)$$

Vyrovnaní empirického spektra Weibullovým rozdělením lze dobře řešit početně, což je výhodné při zpracování spekter na počítači. Zde je postup znázorněn i na pravděpodobnostním papíře (který je kromě toho vhodný i pro rychlé řešení jednotlivých případů nebo pro orientační úvahy), a to na obr. 3. Pravděpodobnostní síť vychází z distribuční funkce (2), jejímž dvojnásobným logaritmováním dostaneme

$$\ln \{ -\ln [1 - F(x)] \} = m \cdot \ln (x/x_a) = m \cdot 2,303 (\log x - \log x_a) \quad (8)$$

což je rovnice přímky se směrnici  $m$ . V pravděpodobnostní síti tedy na svislé pravděpodobnostní stupnici jednotlivým hodnotám  $F(x)$  odpovídají pořadnice

3. Vyrovnání empirického spektra rozkmitů podle tab. I na pravděpodobnostním papíru Weibullova rozdělení ( $m = 2$ ,  $x_a = 42,66$  MPa)  
 — Adjustment of the empirical spectrum of oscillations according to Tab. I on the probability paper of Weibull's distribution ( $m = 2$ ,  $x_a = 42.66$  MPa)



$$y = k_y \cdot \ln \{ - \ln [1 - F(x)] \} \quad (9)$$

kde:  $k_y$  — měřítko

Hodnoty  $y$  jsou tabelovány v pracích Schindlera (1971) a Kropáče (1978) v rozsahu  $F(x) = 0,001 - 0,999$  s celkovou délkou stupnice 300 mm, již odpovídá měřítko  $k_y = 33,94$ . Vodorovná stupnice pro  $x$  je logaritmická.

Na obr. 3 jsou vyneseny empirické relativní kumulativní četnosti z tab. I, které lze poměrně dobře proložit přímkou náhradního modelového rozdělení. Z rovnice (8) plyne, že v případě, kdy

$$\ln \{ - \ln [1 - F(x)] \} = 0, \quad \text{tedy } F(x) = 0,6321,$$

vyjde  $x = x_a$ .

Tím je dán jeden bod pro vynesení přímkové distribuční funkce modelového rozdělení. Úhel sklonu této přímky k ose  $x$  určíme ze vztahu, který plyne rovněž z rovnice (8)

$$\operatorname{tg} \alpha = 2,303 \cdot m \cdot k_y/k_x = 2,303 \cdot 2,0 \cdot 33,94/100 = 1,56$$

$$\alpha = 57,4^\circ$$

kde:  $k_x$  — měřítko logaritmické stupnice  $x$

V případě, že vynesené body empirických četností aproximujeme přímkou jen ručně, lze opačného postupu využít k odhadu parametrů rozdělení.

Hodnoty distribuční funkce modelového rozdělení, vypočtené z rovnice (2) pro jednotlivé hranice tříd (v případě grafického řešení by se přímo odečetly z pravděpodobnostního papíru), jsou vyneseny v prvním sloupci pravé části tab. I.

Modelového rozdělení se využilo také k extrapolaci krajních hodnot namáhání, a to do hodnoty  $F(x) = 0,9995$ . Tuto extrapolaci je účelné udělat početně, neboť přesnost vynášení na pravděpodobnostním papíře je v této oblasti již poměrně nízká — viz obr. 3. Hledanou krajní hodnotu namáhání dostaneme ze vztahu

$$x = x_a \sqrt[m]{-\ln [1 - F(x)]} \quad (10)$$

odkud  $x_{0,9995} = 117,6$  MPa

Tato hodnota byla zaokrouhlena k bližší hranici třídy, tedy na 117,5 MPa. Extrapolované spektrum je vypočteno v pravé části tab. I pro celkový počet kmitů  $h_m = 2500$ . Největší hodnota rozkmitu činí 122,5 MPa.

Vzhledem k tomu, že jako modelové vyšlo právě Rayleighovo rozdělení, je možné udělat vyrovnání i na pravděpodobnostním papíře tohoto rozdělení. Při grafickém řešení je to výhodné, neboť stupnice  $x$  je lineární a pravděpodobnostní stupnice je u horního okraje méně nahuštěna. Kromě toho se projeví případné posunutí (prahová hodnota) počátku rozdělení. V našem případě však i zde zůstal zachován tvar empirické distribuční funkce obdobný jako na obr. 3 a bez prahové hodnoty. Jinak ovšem vzhledem ke známému vztahu obou rozdělení dostaneme v obou případech výsledky zcela shodné.

## RESPEKTOVÁNÍ VLIVU STŘEDNÍHO NAPĚTÍ KMITŮ

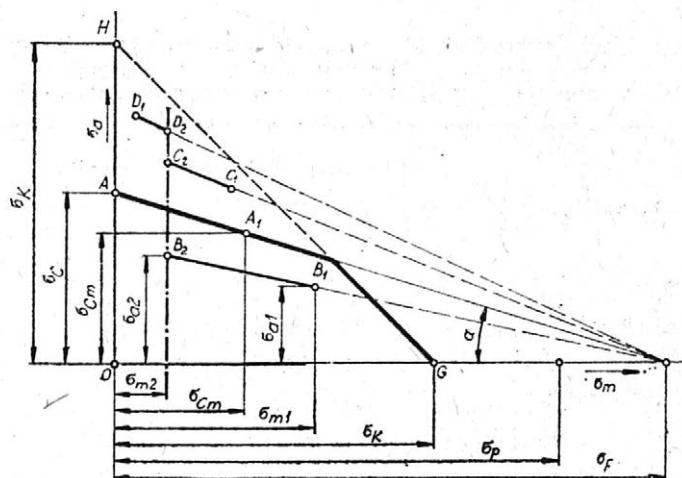
Pokud jde o respektování vlivu proměnlivého středního napětí kmitů, tj. využití výsledků analýzy četností středů rozkmitů, je situace následující. Všechny podklady pro hodnocení únavové životnosti, jako např. Wöhlerovy křivky a na nich vybudované teorie kumulace únavového poškození, jsou založeny na jednoparametrickém znázornění, neboť předpokládají konstantní střední hodnotu kmitů a nerespektují její proměnlivost. Přímé využití výsledků analýzy středů rozkmitů je tedy možné pouze při experimentálních pracích, např. již dříve zmíněnou formou aplikace řady dílčích spekter s odstupňovaným statickým předpětím. Tyto způsoby ovšem vždy značně zkomplikují průběh zkoušky a jsou ve větším měřítku schůdné jen při jeho automatickém řízení. Ve všech ostatních případech je pak nutné převést výsledky dvouparametrické analýzy na jednoparametrické znázornění, tj. respektovat vliv různého středního napětí kmitů početně, a to korekcí velikosti rozkmitů vzhledem k jedné zvolené hodnotě středního napětí. Výsledkem je korigované spektrum rozkmitů s konstantním statickým předpětím.

K odvození potřebných vztahů použijeme Haighův diagram, který udává závislost meze únavy na středním napětí kmitů  $\sigma_m = \sigma_{SR}$  (obr. 4). Početně se tento vliv vyjadřuje tzv. součinitelem sbíhavosti  $\varphi$ , daným poměrem amplitud na mezi únavy při míjivém ( $\sigma_{cm}$ ) a souměrně střídavém namáhání ( $\sigma_c$ )

$$\varphi = \sigma_{cm}/\sigma_c \quad (11)$$

Použil se doporučovaný nejvhodnější tvar Haighova diagramu, kdy mezní čára je

4. Haighův diagram se znázorněním přepočtu amplitud  $\sigma_a$  s různou střední hodnotou  $\sigma_m$  na jednu hladinu středního napětí  $\sigma_{m2}$  — Haigh diagram representing the reduction of amplitudes  $\sigma_a$  with different mean values  $\sigma_m$  to one level of mean stress  $\sigma_{m2}$



tvořena přímkou proloženou body  $A$ ,  $A_1$  odpovídajícími hodnotám  $\sigma_C$  a  $\sigma_{Cm}$ , která osu  $\sigma_m$  protíná v bodě  $F$  udávajícím tzv. fiktivní mez pevnosti  $\sigma_F$ . Dále se předpokládá, že stejné poměry jako pro mez únavy platí úměrně pod touto mezí i nad ní v oblasti trojúhelníka OGH, tj. že změny amplitud (rozkmitů) vlivem rozdílného statického předpětí probíhají po přímkách procházejících bodem  $F$ . Pro přepočet amplitud  $\sigma_a$  v závislosti na středních napětích kmitů  $\sigma_m$  pak podle obr. 4 (body  $B_1$ ,  $B_2$ ) dostaneme

$$\sigma_{a2} = \sigma_{a1} \frac{\sigma_F - |\sigma_{m2}|}{\sigma_F - |\sigma_{m1}|} \quad (12)$$

Použitím absolutních hodnot se dosáhne toho, že výraz platí shodně pro kladná i záporná předpětí. Dále můžeme psát

$$\sigma_{Cm}/\sigma_C = (\sigma_F - \sigma_{Cm})/\sigma_F$$

odkud po dosazení z (11) vyjde

$$\sigma_F = \sigma_C \frac{\varphi}{1 - \varphi} = k_F \cdot \sigma_C \quad (13)$$

Součinitel  $k_F$  vyjadřuje hodnotu  $\sigma_F$  v násobcích meze únavy  $\sigma_C$ , přičemž také platí  $k_F = \cotg \alpha$ , kde  $\alpha$  je úhel sklonu mezní čáry k ose  $\sigma_m$ .

O součinitelích sbíhavosti je v literatuře jen velmi málo údajů. Nejúplnější podklady jsou v práci Linhart a j. (1970), přičemž navíc mají tu výhodu, že byly zjištěny při poměrně nedávných zkouškách československých ocelí. Bohužel však největší pozornost byla věnována zušlechťeným ocelím, zatímco pro oceli nízkouhlíkové, které se převážně používají na zemědělských strojích, jsou k dispozici jen kusé údaje. Tyto hodnoty (odvozené ze Smithova diagramu jako poměr rozkmitů) jsou uvedeny v tab. III, kde jsou doplněny o součinitele  $k_F$ , přepočtené z doporučovaných hodnot.

Hodnoty součinitelů  $\varphi$  se pohybují prakticky v rozmezí  $\varphi = 0,75 - 1,0$ , přičemž nejnížší jsou u vrubovaných součástí. Doporučené hodnoty pro zušlechťené oceli leží zpravidla na spodní hranici zjištěných rozmezí a byly zřejmě voleny především z hlediska pevnostních výpočtů, tedy na bezpečné straně. Vycházíme-li z nejnížší hodnoty  $\varphi = 0,75$  ( $k_F = 3$ ,  $\tg \alpha = 1/3$ ), zjistíme, že odpovídá případu obvyklé zjednodušené konstrukce Haighova diagramu, kdy bod  $F$  na obr. 4 je posunut na hodnotu skutečné meze

III. Hodnoty součinitelů sbíhavosti  $\varphi$  Smithových diagramů a jim odpovídající hodnoty součinitele  $k_F$  — The values of the coefficients of concurrence  $\varphi$  of Smith diagrams and the corresponding values of the coefficient  $k_F$

| Materiál                                                  | Tyče      | Hodnoty $\varphi$ ze zkoušek |           |           | Doporučené hodnoty $\varphi$ |      | Odpovídající hodnoty $k_F$ |      |
|-----------------------------------------------------------|-----------|------------------------------|-----------|-----------|------------------------------|------|----------------------------|------|
|                                                           |           | tah — tlak                   | ohyb      | krut      | tah, ohyb                    | krut | tah, ohyb                  | krut |
| Zušlechtněné oceli<br>$\sigma_{Pt} \leq 900 \text{ MPa}$  | hladké    | 0,76—0,88                    | 0,85—0,93 | 0,87—0,91 | 0,8                          | 0,85 | 4,0                        | 5,67 |
|                                                           | vrubované | 0,86—1,00                    | 0,81—0,98 | 0,77—0,97 | 0,8                          | 0,8  | 4,0                        | 4,0  |
| Zušlechtněné oceli<br>$\sigma_{Pt} \geq 1000 \text{ MPa}$ | hladké    | 0,78—0,91                    | 0,89—0,93 | 0,88—1,00 | 0,8                          | 0,85 | 4,0                        | 5,67 |
|                                                           | vrubované | 0,74—0,90                    | 0,81—0,96 | 0,86—1,03 | 0,75                         | 0,85 | 3,0                        | 5,67 |
| 11 373.1                                                  | hladké    | —                            | 0,98      | —         |                              |      |                            |      |
|                                                           | vrubované | —                            | 0,98      | —         |                              |      |                            |      |
| 11 458.1                                                  | hladké    | —                            | 0,90      | —         |                              |      |                            |      |
|                                                           | vrubované | —                            | 0,98      | —         |                              |      |                            |      |
| 11 523.1                                                  | hladké    | —                            | 0,90      | —         |                              |      |                            |      |
|                                                           | vrubované | —                            | 0,81      | —         |                              |      |                            |      |

pevnosti  $\sigma_P$  a předpokládá se obvyklá hodnota  $\sigma_C = \sigma_P/3$ . Je zřejmé, že vůči tomuto krajnímu případu je aplikace doporučených hodnot pro oceli s pevností do 900 MPa ( $k_F = 4$ ,  $\varphi = 0,80$ ,  $\text{tg } \alpha = 0,25$ ) již znatelným posunem směrem k průměrným podmínkám. Ze stručných údajů pro nízkouhlikové oceli lze usoudit, že u těchto oceli lze očekávat hodnoty součinitelů sbíhavosti spíše vyšší než doporučené v tab. III, takže bude pravděpodobně možné brát  $k_F = 5,0$  ( $\varphi = 0,83$ ,  $\text{tg } \alpha = 0,2$ ).

Jak bylo již uvedeno dříve, je účelné korekci amplitud (resp. rozkmitů) dělat již v procesu analýzy ještě před zatříděním rozkmitů a zatřídovat již přepočítané hodnoty, popřípadě původní i korigované. Získané spektrum korigovaných rozkmitů se pak zpracovává dříve uvedeným způsobem.

## ZÁVĚR

Uvedený konkrétní postup sestavování spekter namáhání umožňuje v plné míře využít výhod moderní dvouparametrické analýzy četností kmitů. To má význam zejména v případech, kdy se výrazněji mění i střední hodnota napětí nebo jiné sledované veličiny, které jsou u součástí zemědělských strojů velmi časté. Je proto účelné používání tohoto způsobu sestavování spekter namáhání v oblasti zemědělského strojírenství stále více rozšiřovat.

## Seznam použitých označení

|               |                                                             |
|---------------|-------------------------------------------------------------|
| $b$           | — šířka třídy                                               |
| $f(x)$        | — hustota pravděpodobnosti proměnné $x$                     |
| $h$           | — kumulativní četnost                                       |
| $m$           | — parametr tvaru Weibullova rozdělení                       |
| $n$           | — třídí četnost                                             |
| $r$           | — součinitel korelace                                       |
| $v$           | — variační koeficient                                       |
| $x$           | — náhodně proměnná veličina                                 |
| $x_a$         | — parametr Weibullova rozdělení                             |
| $F(x)$        | — distribuční funkce rozdělení proměnné $x$                 |
| $N$           | — celkový počet hodnot v statistickém souboru               |
| $N_1$         | — celkový počet všech vrcholů                               |
| $N_o$         | — počet průchodů analyzované veličiny její střední hodnotou |
| $S$           | — směrodatná odchylka                                       |
| $\sigma$      | — napětí normální                                           |
| $\sigma_C$    | — mez únavy při souměrně střídavém namáhání                 |
| $\sigma_{cm}$ | — mez únavy při míjivém namáhání                            |
| $\sigma_F$    | — fiktivní mez pevnosti                                     |
| $\sigma_K$    | — mez kluzu                                                 |
| $\sigma_P$    | — mez pevnosti                                              |
| $\varphi$     | — součinitel sbíhavosti Smithova nebo Haighova diagramu     |

## V ý z n a m i n d e x ů :

|       |                                                                              |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|
| $max$ | — příslušnost k souboru maxim                                                |
| $min$ | — příslušnost k souboru minim                                                |
| $R$   | — příslušnost k souboru rozkmitů                                             |
| $SR$  | — příslušnost k souboru středů rozkmitů                                      |
| $r$   | — relativní četnost                                                          |
| $m$   | — příslušnost k vrcholu kumulativního spektra nebo ke střednímu napětí kmitu |

## L i t e r a t u r a

- DRIMLOVÁ, B.: Odhady parametrů některých důležitých modelů životnosti a spolehlivosti strojírenských výrobků. [Zpráva SVÜSS č. 70-01025.] Praha - Běchovice 1970.
- KROPAC, O.: Pravděpodobnostní papíry v experimentálním výzkumu. Zpravodaj VZLÚ Praha, č. 1, 1978.
- LINHART, V. aj.: Směrnice a doporučení pro výpočty únavové pevnosti částí, zpracované na základě výsledků komplexního výzkumu. [Zpráva SVÜM č. Z-70-2495.] Praha 1970.
- PROCHÁZKA, J.: Sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 11, s. 647-657.
- SCHINDLER, J.: Teorie spolehlivosti ve stavbě strojů II. In: Skripta semináře „Stavba strojů VIII“. Dům techniky ČVTS, Praha 1971.

Došlo dne 7. 7. 1980

ПРОХАЗКА, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Составление спектров нагрузки сельскохозяйственных машин на основе распределения частоты амплитуд и центров амплитуд. Земед. Techn., 26, 1980 (11): 687-698.

Работа дополняет ранее опубликованную систему составления спектров рабочего напряжения сельскохозяйственных машин конкретным методом для тех случаев, когда основой для составления спектра являются частота амплитуд и центры амплитуд. Приводится метод составления эмпирического спектра амплитуд, его замещение математической моделью на основе деления Вейбулла, в том числе экстраполяция крайних величин и способ учета неодинаковой средней величины амплитуд.

усталость материала; спектр напряжения; двухпараметрический анализ частоты амплитуд

PROCHÁZKA, J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Devising Spectra of the Stress of Farm Machines from the Distribution of the Frequencies of Oscillations and Mean Positions of Oscillations*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11) : 687-698.

The present study is a supplement to a previously published comprehensive system of devising spectra of the operational stress of farm machines with a concrete procedure if the devising of the spectrum is based on the frequencies of oscillations and mean positions of oscillations. A procedure of devising the empirical spectrum of oscillations is given, its substitution by a mathematical model based on Weibull's distribution, including the extrapolation of extreme values, and the method of respecting the unequal mean values of the oscillations.

material fatigue; stress spectrum; two-parameter analysis of frequencies of oscillations

PROCHÁZKA, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Aufbau der Spektren der Beanspruchung von Landmaschinen von der Aufteilung der Schwingbreitenhäufigkeit und Schwingbreitenzentren*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (11) : 687-698.

Der Aufsatz vervollständigt das bereits früher veröffentlichte festgefügte System des Aufbaus von Spektren der Betriebsbeanspruchung von Landmaschinen mit dem konkreten Verfahren für den Fall, wo als Unterlage für den Aufbau der Spektren Häufigkeiten der Schwingbreiten die Schwingbreitenzentren erscheinen. Es wird das Verfahren für den Aufbau des empirischen Spektrums der Schwingbreiten angeführt, dessen Ersatz durch ein mathematisches Modell anhand der Weibull'schen Aufteilung, einschliesslich der Extrapolation von Grenzwerten, sowie das Verfahren der Berücksichtigung eines ungleichen Mittelwertes der Schwingungen.

Werkstoffermüdung; Spektrum der Beanspruchung; Zweiparameter-Analyse; Schwingungshäufigkeiten

---

Adresa autora:

Ing. Josef Procházk a, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů,  
149 43 Praha - Chodov

---

## UŽITÍ POČÍTAČOVÉ GRAFIKY VE VÝZKUMU A PROJEKCI ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Vysoká produktivita, efektivnost a stále vyšší požadavky na výkonnost a spolehlivost zemědělských strojů nutí projektanty a konstruktéry nahrazovat tradiční metody novými dokonalejšími a hlavně rychlejšími postupy, ke kterým především náleží aplikace moderních prostředků výpočetní techniky.

V Kanadě působící inženýrské organizace, jako např. Ontario Research Foundation, včetně projekčních kanceláří známých firem Deere a Co. a dalších, pochopily důležitost adaptování počítačové grafiky pro potřeby zemědělského strojírenství (Knaifl, 1979).

Počítačová grafika je definována jako odvětví počítačové vědy, umožňující komunikaci člověka s počítačem. Využívá teorie informací, speciálních grafických programovacích jazyků, operačních systémů a konstrukcí technického vybavení počítačů. Současná úroveň počítačové grafiky umožňuje interaktivní spolupráci na obrazových displejích. Za své prudké rozšíření vděčí především lidské schopnosti vizuálně vnímat, umožňující analyzovat vzájemné vztahy vyjádřené graficky — obrazem tisíckrát snadněji než jinými formami vstupů a výstupů.

Pro konstruování zemědělských strojů je charakteristické velké množství částí funkčních mechanismů, ve většině případů umístěných na mobilním podvozku, podléhajících dynamickým účinkům opracovávaného materiálu i terénu. Při jejich návrhu je nutné zpracovávat odpovídající množství dat, měnící se často velmi rychle s časem, a nelze již vystačit s tisknutými a ve formě tabulek uspořádanými výsledky, neboť se ztrácí jejich aktuálnost i přehlednost. Bez grafické reprezentace a interpretace vstupních dat a výsledků je obtížná a mnohdy nemožná příprava, kontrola a vyhodnocení velkých datových souborů, nehledě na to, že nelze využít v průběhu řešení zkušeností a vědomostí řešitele, který je odkázán na počítačového analytika. Užitím počítačové grafiky se rozšiřuje okruh uživatelů výpočetní techniky, zkracuje se čas vymezený projekční složce a umožňuje se zvýšit kvalitu projektu prověřením většího počtu variant návrhu.

V souvislosti s vybudováním jednotné databáze-archivu lze během projektování porovnávat současné alternativy řešení, popřípadě přenášet jejich prvky na nový projekt. Součástí technického vybavení počítačové grafiky je i zařízení k pořizování trvalých kopií — hard copy unit, které zaznamená konečnou fázi projektové etapy bez průběžných pomocných záznamů, podléhajících ještě korekcím. Průběžné fáze projektu jsou pouze zaznamenávány a korigovány na obrazovce grafického displeje za přispění celého řešitelského týmu a zachovávají se v paměti počítače.

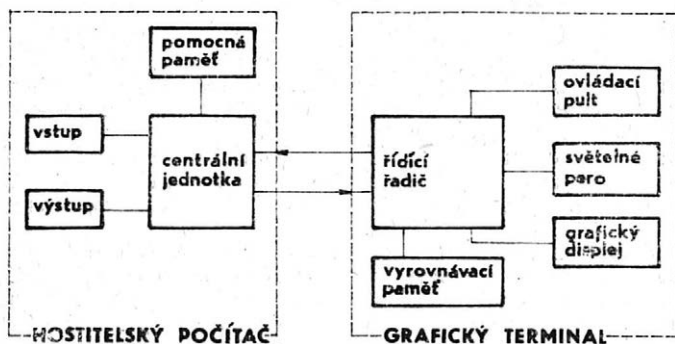
Historicky se počítačová grafika začala prosazovat jako výstup grafů, diagramů, histogramů a obrázků z počítače s tím, že se opravy a korekce dělaly jinými — digitálními vstupy.

Teprve v pracích Sutherlanda (1963) se objevily první pokusy o interaktivní komunikaci uživatele a počítače na grafickém displeji užitím světelného pera tak, že geometrická informace mohla být strojem dešifrována a registrována v jeho paměti. V současnosti se užití počítačové grafiky rozšířilo převážně při sestavování výkresů na obrazovce a při automatizaci projektování. Ve výrobě se aplikuje při číselném řízení výrobních obráběcích strojů, při zhotovování šablon, nástřihových plánů apod.

## TECHNICKÉ A PROGRAMOVÉ VYBAVENÍ POČÍTAČOVÉ GRAFIKY

Grafický operační systém je organické spojení technického a programového vybavení, které umožňuje vzájemnou interakci člověk — počítač. Vzhledem k masovému nasazení mikroprocesorů se snižují nároky na programovou část — software. Většina stále se opakujících programů je již napevno zabudována v technickém vybavení — hardware. Původní jednoúčelové grafické systémy jsou přeneseny

do satelitních grafických terminalů pracujících se sdílením času (obr. 1). V poslední době jsou periférie počítače stále více vybavovány vlastním intelektem (např. Tektronix R-4010 I). Řídicí počítač potom pouze vydává pokyny k výpočetním operacím a pro jejich zakončení, průběh operací je záležitostí terminalu. V případě malých úloh může pracovat terminal samostatně (kalkulačtorový režim), nebo může řídit experiment, popřípadě sběr dat.



1. Schéma organizace systému počítačové grafiky při užití satelitního grafického terminálu

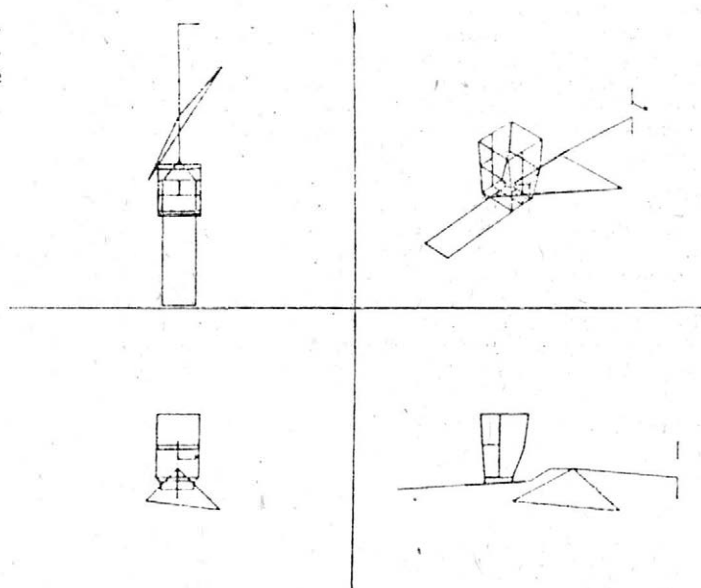
Programové vybavení grafických systémů současnosti je tvořeno procedurami psanými v Assembleru a je závislé na použitém počítači a displeji. Zatím není typizován obecný grafický jazyk, orientovaný na potřeby uživatele a obsahující základní příkazy pro grafické funkce. Kreslení grafů, histogramů v různých souřadnicích, interpolace tabelárních dat, rotace obrázku kolem zvolené osy pro zvýšení názornosti, změna měřítek, kreslení do zvolené části nákresny — windowing, anebo třírozměrné zobrazení prostorových objektů s vynecháním neviditelných hran má programátorskou filozofii přizpůsobenou výrobní firmě grafického terminálu. Velmi rozšířené jsou systémy IBM-2250, CDC-273 Digigraphic, Tektronix R 4012, Tektronix 4010-I. Základní otázku počítačové grafiky (Prince, 1971), popis vazeb mezi zobrazovanými objekty, však řeší všechny firmy shodně — užitím databloků a datastruktur. Soubory dat — databaze jsou rozděleny do bloků, z nichž každý náleží jednomu zobrazovanému objektu. Každý obsahuje ukazatel — pointer, svazující navzájem bloky s podobnými charakteristikami i s výpočetními programy do asociativních, popřípadě hierarchických uspořádání. Tento způsob zajišťuje velmi operativní a pružnou manipulaci s daty při zavedení nového bloku, anulování starého i jeho opravy, což je zvlášť důležité při optimalizaci projektu.

## SESTAVOVÁNÍ VÝKRESŮ

Na počítači se realizují ve formě podprogramů všechny možnosti kreslicích nástrojů (lineálů, kružítek, křivítek, popisovacích šablon) a operátor ovládacími tlačítky vyvolává a světelným perem umísťuje základní body, úsečky, kružnice a oblouky na obrazovce. Souřadnice bodů může určovat také přímo z ovládacího pultu nebo děrnou páskou, popřípadě jako průsečíky křivek. Úsečky se vytvářejí jako spojnice vnesených bodů, jako tečny z bodu ke kružnici, jako rovnoběžky v určené vzdálenosti, nebo dvě různoběžky procházející stanoveným bodem a svírající předepsaný úhel. Kružnice jsou sestavovány zadáním středů a poloměrů; zadáním středů a kružnice, které se mají dotýkat, nebo dvěma tečnami a poloměrem. Zadání je také možné další kružnicí, které se má kreslená dotýkat, její tečnou a poloměrem. Křivky jsou prokládány množinou bodů podle zvolené interpolační formule.

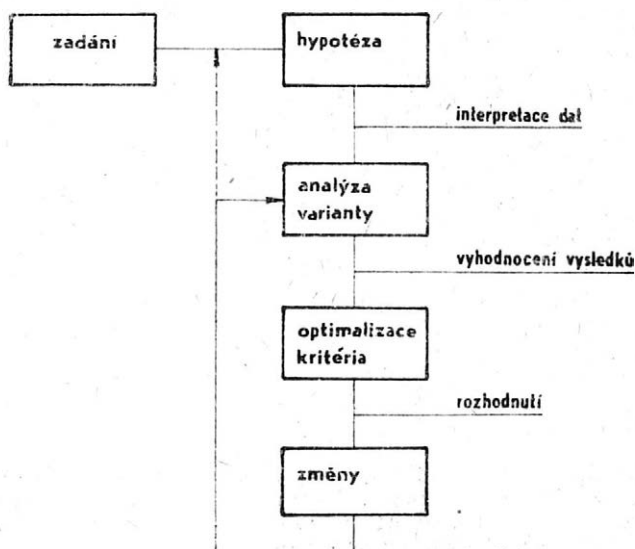
Stiskem tlačítka lze měnit měřítko i směr zobrazení — zaměnit půdorys za nárys či bokorys, zrušit vybrané části nebo detaily, vymazat zbytečné čáry. Na obr. 2 je z obrazovky displeje přenesený výkres rámu samojízdného srovnávače zeminy, včetně radlice (Orf, 1979). Ze sestavených základních průmětů je automaticky vytvořen třírozměrný model, vhodný pro další zpracování při automatickém projektování.

2. Průměty rámu a kabiny samojízdného srovnavače zeminy, sejmuté z obrazovky displeje



## AUTOMATICKÉ PROJEKTOVÁNÍ

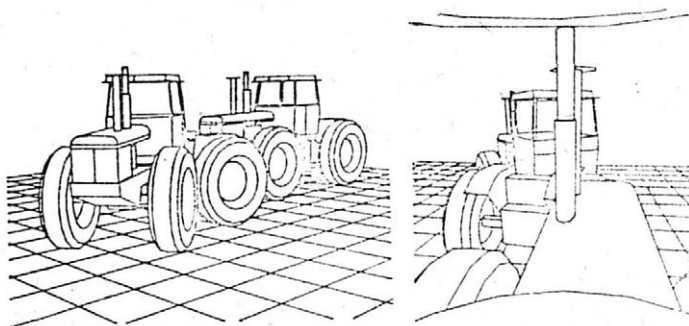
Automatické projektování zemědělského stroje užitím počítače — computer aided design umožňuje projektantovi rychle prověřit hypotézu, ocenit ji a modifikovat podle víceokrového procesu optimalizace. Schéma procesu navrhování stroje, ať již užitím klasických metod nebo s počítačovou grafikou, je na obr. 3. Jedná se o opakovanou analýzu na základě zkušenosti a intuice sestavené varianty, mění se i parametry a vytváří se proces konvergující k optimálnímu řešení. Metody přímé syntézy nejsou dosud propracovány, stále zůstává aktuální úloha lidského činitele. I když automatizované projektování zužuje působení subjektivity, zůstávají nejdůležitější sféry, jako je interpretace dat a rozhodnutí, závislé na lidském faktoru. Počítačová grafika umožňuje projektantovi rychle připravit, zkontro-



3. Schéma procesu navrhování stroje

lovat a vyhodnotit zadání a výsledky předložené hypotézy, a tím ve stejném čase umožnit větší počet cyklů optimalizace, což vede k lepšímu přiblížení k optimálnímu řešení celého zadání. Na rozdíl od tradičních porad řešitelského týmu nad výkresy, kdy ve většině případů není možné předložené návrhy hned ověřit, má týmové řešení u obrazovky možnost okamžitě ověřit a zasáhnout do průběhu projektování prostředkem umožňujícím toto ověření. Navíc zavádí analýzu konstrukcí, pohybu a zatížení mechanismů, včetně dynamických rekonstrukcí, do běžného teoretického vybavení konstruktéra a projektanta.

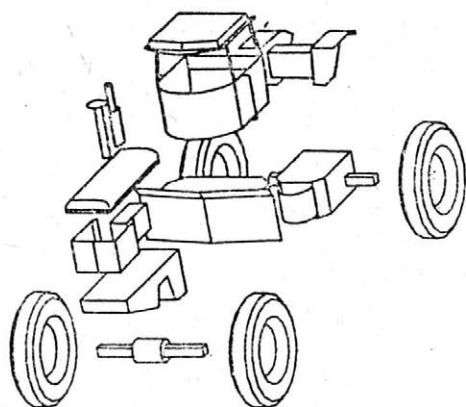
Berenyi (1979) ze společnosti J. Deere považuje za hlavní část projekčního procesu odpověď na geometrické otázky. Pomocí prostorové počítačové grafiky řeší komplexně návrh nového traktoru s pohonem na všechna kola. Je zřejmé, že otázky výhledu obsluhy z kabiny lze nejlépe zodpovědět usazením řešitele na sedadlo v kabině modelovaného traktoru, kde se může rozhlížet libovolnými směry (obr. 4). Jak již bylo řečeno, počítačová grafika dovoluje přemísťovat pozorovací bod a měnit projekční směry. Řešitel může sledovat vykreslený model z vnějšku nebo z vnitřku nebo z vnějšku z různých stanovišť. Rovněž je možné změnit typ zobrazení z perspektivy na kosoúhlé promítání, axonometrii atd.



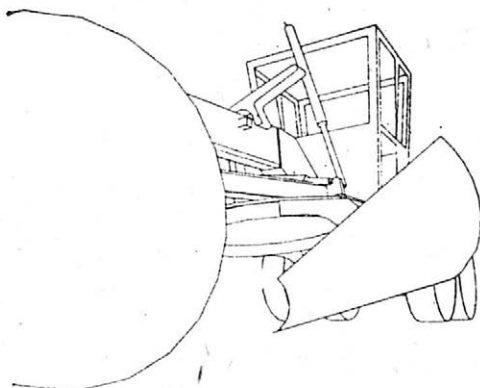
4. Dva vymodelované traktory pozorované z vnějšku (levý obrázek) a ze sedadla řidiče zadního traktoru (pravý obrázek)

Vstupní data definující geometrický model jsou rozdělena do základních databloků — modulů, které jsou sestavitelné libovolným způsobem (obr. 5). Projektant může sestavovat své vlastní bloky nebo užít bloků již připravených z knihovny dat.

U traktorů, a zvláště u samojízdných strojů nesoucích složité pracovní orgány, bývá problém stanovit mezery mezi pohyblivými částmi a rámem při různých vzájemných polohách mechanismů a rámu. Množství výkresů nahradí počítačová grafika, při které se na obrazovce nechá proběhnout řada poloh mechanismu a sleduje

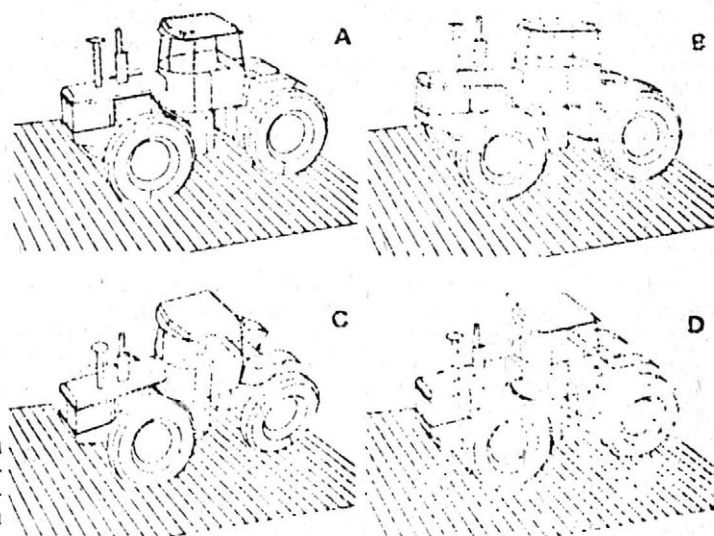


5. Geometrický model jako soubor modulů, které mohou být vzájemně přemísťovány buď přímo operátorem počítače, nebo simulačním programem



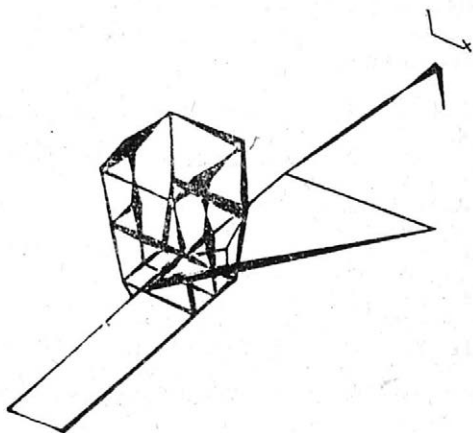
6. Užití modelu srovnavače zeminy pro stanovení mezer mezi pohyblivými částmi a rámem při různých vzájemných polohách

se opět z různých úhlů a stran (obr. 6). Jestliže dvě části do sebe narážejí nebo brání požadovanému rozsahu pohybů, je možné okamžitě udělat úpravy. Má-li sledované místo na stroji malé rozměry, takže uniká zrakové rozlišitelnosti, lze je vynést na obrazovku ve větším měřítku — windowing.



7. Posloupnost záběrů přejezdu modelu traktoru po nerovném povrchu (nerovnosti nejsou obrázkem zachyceny)

Uvedené dva problémy výhledu z kabiny a stanovení mezer mezi pohyblivými částmi nepotřebovaly použití simulačních programů analýzy napjatosti ani dynamického chování, stačilo pouze sestavit geometrický model. Pro problémy analýzy je geometrický model jenom součástí vstupů, ke kterým se ještě doplňují tuhostní, tlumicí a hmotnostní charakteristiky modelu i na něj působící budící síly a vlivy. Výstupem je pohyb, popřípadě rozdělení napětí v jednotlivých částech stroje, zachycené v časovém průběhu. Změnami parametrů se usměrňuje chování modelu a uskutečňuje se optimalizace. Simulační programy byly sestavovány od roku 1969 — nejprve program DRAM pro dvourozměrné úlohy, pak ADAMS pro třírozměrné (Wiley aj., 1979). Ze základních geometrických a dynamických informací se automaticky v průběhu několika sekund vypočtou nezbytné údaje pro vytvoření pohybových rovnic. Mechanické soustavy jsou popsány nelineárními diferenciálními a algebraickými rovnicemi v numerickém tvaru. Pro integraci se užívá Gearova algoritmu. Takto byla stanovena konfigurace pohonu, odpružení a rozmístění hmotností traktoru při respektování 13° volnosti (obr. 7), kde se počítá s buzením od přejezdu nerovností.



8. Grafické znázornění vibrací rámu srovnavače

Vibrační charakteristiky rámu a kabiny samojízdného stroje jsou studovány v ORF (1979) užitím modální analýzy vlastních tvarů kmitání náležejících vlastním frekvencím. Celková odezva na buzení se pak skládá z kombinace vlastních tvarů. V případě existence budících vlivů shodných frekvencí se stanovenými vlastními frekvencemi by došlo k nežádoucím rezonancím. Při každém tvaru kmitání jsou místa s maximálními amplitudami jinak rozložena po konstrukci. Proto je třeba popsat geometrii stroje, tato nebezpečná místa určit a vhodnými konstrukčními zásahy zmenšit jejich rozměry. Opět se ukazuje počítačová grafika jako neocenitelný nástroj analýzy, neboť umožní po naladění rezonančních frekvencí prozkoumat model ze všech stran a úhlů a užitím windowingu zvětšit zkoumaná místa s rozměry. Grafické znázornění vibrací rámu srovnávací je na obr. 8. Z obrázku je zřejmé, že chvění kabiny, vyznačené černými plochami kmitajících nosníků, je při porovnání s kmitáním rámu srovnávací velké. Při této budící frekvenci by nebyly dodrženy hygienické předpisy, a kabina proto vyžaduje dynamickou rekonstrukci.

## ZÁVĚR

Počítačová grafika zajišťuje nejefektivnější komunikaci mezi projektantem a počítačem. Vzhledem k rostoucím technickým možnostem se užití počítačové grafiky stále více zjednodušuje. Je aplikována ve všech stadiích návrhu stroje a umožňuje jeho automatizaci. Computer Aided Design — navrhování užitím počítače přechází do řešení jednotlivých úloh k vytváření výpočetních systémů, které jsou schopny řešit určitou kategorii problémů (statickou a dynamickou analýzu mechanických soustav atd.).

Efektivní operace pro využití počítačové grafiky lze rozdělit do dvou skupin na heuristické, které nelze algoritmovat, vyžadující rozhodnutí člověka, a na operace, které jsou sice řešitelné algoritmicky, ale které se užitím grafiky zrychlují. Počítačovou grafikou je výhodné vybírat alternativy na základě přání, dohadů; mechanicky kreslit návrh a sestavovat geometrické tvary; analyzovat pohybující se prvky, přičemž projektant může ujasnit otázky přesnosti, vůli, tvarů kmitání a stanovení mezer. Výhodná je i možnost vidět a opravit chyby, kontrolovat rámcovou správnost. Dále se zrychlují operace stanovení vzájemného poměru ploch, stanovení průsečíků a rozeznání odchylností v řadě bodů získaných např. jako výsledek experimentu.

Hlavní výhodou je radikální zkrácení doby projektování, a tím zefektivnění celého projektu. Důležité je i rozšíření okruhu uživatelů výpočetní techniky, neboť grafický vstup a výstup je názornější a přehlednější než jiné komunikační prostředky, nehledě na možnost vzájemné interakce projektant — počítač v průběhu řešení. Odstraní se znehodnocující vliv času na zastarávání a aktuálnost dat, přičemž při použití databáze se rozšíří a zdokonalí informovanost projekčního týmu. Nezanedbatelná je i úspora množství nepodařených výkresů a grafů, které odpovídají nepoužitým alternativám řešení.

Průmyslové využití počítačové grafiky si vyžádá vytvoření univerzálního grafického programovacího jazyka, který umožní implantaci programů na libovolný počítač tak, aby byl kompatibilní s existujícími simulačními jazyky (FORTRAN atd.). Důležitou podmínkou rozšíření je i odpovídající technické vybavení grafických systémů na našich pracovištích.

## Literatura

- BERENYI, T. A.: Using 3-D Graphics in Machine Design. Agric. Engin., 60, 1979, č. 4, s. 33-35.  
KNAIFL, O.: Cestovní zpráva z V. světového kongresu IFToMM v Montrealu 1979. Praha, VÚZS 1979.  
Ontario Research Foundation: Research and Design with Computer Graphics. Design Engineering, Canada 1979.  
PRINCE, M. D.: Interactive Graphics for Computer-Aided Design. Addison-Wesley Publishing Co. 1971.  
SUTHERLAND, J. E.: Sketchpad: A Man-Machine Graphic Communication System. Proc. SJCC, 23, 1963, s. 329-346.  
WILEY, J. C. — ROMIG, B. E. — ORLANDEA, N. — BERENYI, T. A. — SMITH, D. W.: Automated Simulation and Display of Mechanism and Vehicle Behaviour. Proceeding of the V. World Congress on IFToMM Canada 1979.

Došlo dne 2. 7. 1980

Ing. Oldřich Knaifl, CSc.

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

## OBSAH

|                                                                                                                          |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově . . . . .                                | 641 |
| Grečenko A.: Urychlená měření tahových vlastností terénních vozidel — techniky měření . . . . .                          | 643 |
| Souček Z.: Hodnocení návrhu parametrů samojízdných zemědělských strojů pomocí číslicového počítače . . . . .             | 665 |
| Procházka J.: Sestavování spekter namáhání zemědělských strojů z rozdělení četností rozkmitů a středů rozkmitů . . . . . | 687 |

## Aktuality

|                                                                                         |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Knaifl O.: Užití počítačové grafiky ve výzkumu a projekci zemědělských strojů . . . . . | 699 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----|

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Греченко, А.: Быстрое измерение тяговых свойств у вездеходов — техника измерения . . . . .                                                    | 663 |
| Соучек, З.: Оценка предлагаемых параметров для самоходных сельскохозяйственных машин при помощи цифровых вычислительных машин . . . . .       | 685 |
| Проха́зка, Й.: Составление спектров нагрузки сельскохозяйственных машин на основе распределения частоты амплитуд и центров амплитуд . . . . . | 697 |

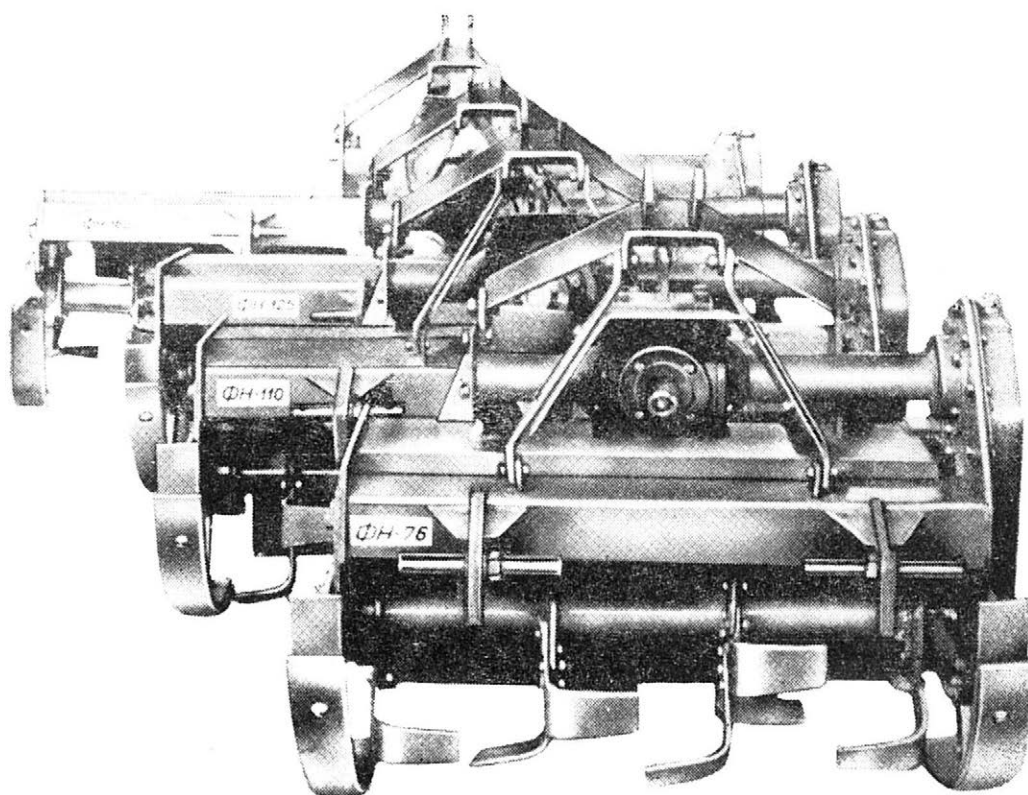
## CONTENTS

|                                                                                                                                                                     |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Grečenko A.: Fast Measurements of Traction Properties of Terrain Vehicles — Measuring Techniques . . . . .                                                          | 663 |
| Souček Z.: Evaluation of the Proposed Parameters of Self-propelled Farm Machines by a Digital Computer . . . . .                                                    | 685 |
| Procházka J.: Devising Spectra of the Stress of Farm Machines from the Distribution of the Frequencies of Oscillations and Mean Positions of Oscillations . . . . . | 698 |

## INHALT

|                                                                                                                                                           |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Grečenko A.: Beschleunigte Messungen der Zugeigenschaften von Geländefahrzeugen — Meßtechniken . . . . .                                                  | 664 |
| Souček Z.: Bewertung des Entwurfes über Parameter der selbstfahrenden Landmaschinen mittels des Digitalrechners . . . . .                                 | 685 |
| Procházka J.: Aufbau der Spektren der Beanspruchung von Landmaschinen von der Aufteilung der Schwingbreitenhäufigkeit und Schwingbreitenzentren . . . . . | 698 |

# FRÉZY NA OPRACOVÁNÍ PŮDY „BOLGAR“



Frézy Bolgar se používají na vinicích, v sadech, při pěstování růží, citrusů a dalších zemědělských kultur. Celkově upravují půdu a zbavují ji kořenů některých rostlin. Šíře záběru činí 0,76 až 2,00 m a umožňuje promíchání půdy s průmyslovými i organickými hnojivy.

## Agromachinaimpex



Vývozce:

Sdružení pro zahraniční obchod  
Agromašinaimpex  
Bulharsko, Sofia  
tř. St. Lepoeva č. 1  
telefon: 23 03 91  
dálnopis: 022 563

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.