



# ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

9

ROČNÍK 21 (XLVIII)  
PRAHA  
ZÁŘÍ 1975  
CENA 10 Kčs  
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ  
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

## ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

### Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1975

■  
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—.

■  
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слеска 7.

■  
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Publishes by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■  
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■  
Le journal scientifique ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des Informations Scientifiques et Techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction 120 56 Prague 2, Slezská 7.

Podle již vžitě tradice je toto číslo časopisu *Zemědělská technika* věnováno pracím z Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově. Je přirozené, že v jednom čísle je možné uveřejnit pouze část prací vzniklých v ústavu. Soubor těchto článků nemůže být tedy vyčerpávajícím přehledem vědecké činnosti ústavu zemědělských strojů.

Výběr prací byl volen tak, aby bylo možné nahlédnout do jednotlivých oblastí činnosti ústavu. Proto má část prací teoretický charakter, část se opírá o výsledky zkoušek a měření a v další části jsou uvedeny aplikace praktického řešení. Zajímavý je i článek M. Pangráce, který se zabývá různými vlivy prostředí na znehodnocování zemědělských strojů a zařízení.

V posledních letech je nutné zajišťovat dostatek vysoce výkonných strojů, především strojů samojízdných, podle záměrů a požadavků zemědělství s ohledem na budoucí vývoj.

Práce doc. ing. A. Grečenk a, CSc., *Nové výsledky teorie roviného pohybu kola* přispívá k teoretickým pracím v oblasti podvozků samojízdných strojů. Obsahuje prohloubenou analýzu závěrů, které se týkají prokluzů směrové úchylnosti kola. Teorie je ověřována jednak přímým měřením, jednak interpretacemi již publikovaných experimentálních výsledků. Teorie byla odvozena pro případ poměrně malého zaboření, může však být použita i k řešení pohybu kol s hlubokou stopou za předpokladu, že se připustí realisticky širší tolerance výsledků.

V teoretické práci ing. J. Kupra *Energetické poměry odebíracího šneku rozmetadel hnoje* se autor zabývá problémem stanovení příkonu odebíracího šneku rozmetadla hnoje v závislosti na kinematických veličinách a na základě druhu zpracovávaného materiálu. Při zkouškách s různými typy rozmetadel s odebíracím šnekem byly stanoveny teoretické závislosti energetického příkonu na vlastní konstrukci šneku. Výsledků této teoretické práce bude využito při inovaci rozmetadel s přechodem na jejich vyšší výkon.

Práce ing. J. Šantrůčka a ing. H. Šujanové *Ovládací zařízení pro postupný odkliz trusu v drůbežárnách* se zabývá příkladem praktického řešení problému z oblasti mechanizace drůbežářství, kde bylo nutno vyřešit automatické ovládací zařízení pro shrnování trusu v delších obdobích. Tento způsob odklizu trusu je obtížný vzhledem k tomu, že vyschlý trus tvoří mnohem kompaktnější hmotu než mokrá trus čerstvý. Automatické ovládací zařízení je ucelenou jednotkou, kterou lze jednoduše připojit k ovládacím systémům trusných lopat.

Článek ing. I. Lanči aj. *Výsledky srovnávacích funkčně energetických zkoušek strojů pro sečení a úpravu pícnin* se zabývá vyhodnocením energetických měření žacích strojů s rotačním žacím ústrojím. Byly

měřeny a srovnávány stroje čs. výroby se špičkovými zahraničními výrobky. Nejnižší energetické nároky ze všech ověřovaných strojů měl stroj New Holand, což ovšem bylo způsobeno tím, že je vybaven prstovou žací lištou, která má asi šestkrát nižší energetické nároky než rotační žací ústrojí. Rovněž zde budou výsledky měření vodítkem při dalších konstrukcích žacích strojů.

M. Pangrác se zabývá ve svém článku *Výzkum mechanismů znehodnocení zemědělské techniky vlivem prostředí* činiteli, které působí z hlediska klimaticko-technologického na zemědělské stroje. Jsou rozebírány příčiny atmosférické koroze, která je nejčastější příčinou znehodnocování kovových materiálů, dále se zabývá stárnutím nekovových materiálů a uvádí ještě další vlivy a chemické reakce, vznikající při různých korozivních pochodech.

Článek podává celkový přehled o znehodnocujících faktorech na zemědělských strojích vlivem prostředí a současně stanovuje hlavní principy ochrany proti těmto druhům znehodnocení.

Vybrané práce jsou v mnoha případech pracemi dílčími, a proto navazují na práce již dříve publikované. Všechny však mají pouze jeden cíl: zajistit pro naše zemědělství v podmínkách nastávajících strukturálních změn stroje nejen vysoce výkonné, ale i maximálně spolehlivé.

Ing. Dušan Hu t l a,

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov



A. Grečenko

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

GREČENKO A. *Nové výsledky teorie rovinného pohybu kola*. Zem. technika 21 (9) : 507-524, 1975.

Tato práce navazuje na základní teorii pohybu kola při působení hnací a boční síly, kterou autor dříve publikoval. Zejména je prohlouben rozbor závěrů, týkajících se prokluzu a směrové úchylny kola, s dalším objasněním důležitého principu ekvivalence. Teorie poskytuje jednoduché, matematicky formulované závěry, které jsou podmínkou technických aplikací. Přestože jedním z předpokladů při odvozování vzorců bylo malé zaboření kola, jsou výpočty použitelné i k řešení pohybu kol s hlubokou stopou. Teorie je ověřována dvojím způsobem, a to přímým měřením a interpretacemi závažných experimentálních výsledků, které uveřejnili jiní autoři. S pomocí teorie lze navíc výsledky těchto experimentů analyzovat a vyvozovat nové obecné závěry. Práce je doplněna rozбором rychlostních poměrů u kola ve vazbě na působící síly. Tento rozbor potvrzuje, že za určitých podmínek může skutečná rychlost kola převýšit jeho teoretickou (obvodovou) rychlost.

pohyb kola; prokluz; směrová úchylna; teramechanika



Na kola terénních vozidel působí téměř rovnoběžně s podložkou nejenom síly v rovinách kol, tj. hnací síly a odpory valení, nýbrž obvykle také boční síly, kolmé k těmto rovinám. Při pohybu vozidla dochází k prokluzu i směrovému uchylování kol a pohyb se tak stává rovinným.

Po roce 1960 byly řešení rovinného pohybu samotného kola věnovány zejména práce Taylora a Birtwistlea (1963 — experimentální práce o vlečených kolech), Schwangharta (1967 — experimentální a teoretická práce o vlečených kolech, vycházející z principů teramechaniky, se specifickým řešením silového účinku od stěny stopy a bočního hřebene půdy), Kricka (1971 — experimentální práce o hnacích kolech s naznačením technických aplikací), Grečenka (1969, 1972 — zásadní obecné řešení problému prokluzu a směrové úchylny kola, založené na principech teramechaniky) a Matějky a Grečenka (1972 — experimentální ověření principu ekvivalence). Další práce uvedli citovaní autoři ve svých pojednáních.

Tato práce navazuje na publikaci Grečenka (1972) a seznamuje s novými výsledky teoretickými a aplikačními, které se týkají rovinného pohybu samotného kola. Aplikacím teorie na pohyb vozidel bude věnována zvláštní práce, kterou autor připravuje.

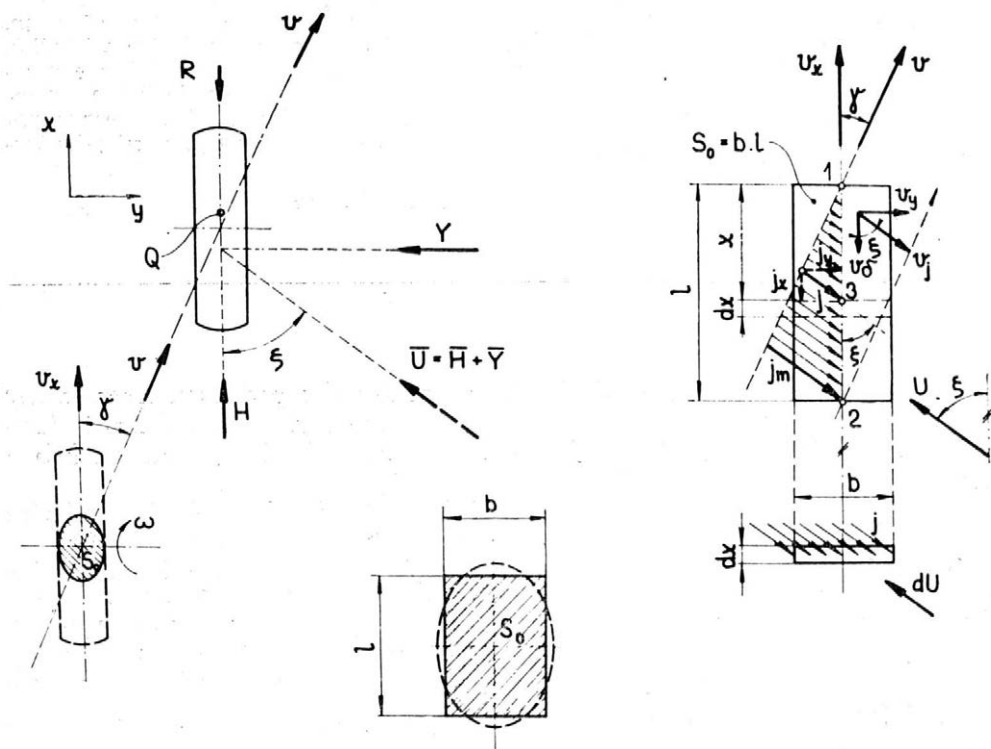
Na obr. 1 (vlevo) je v náhledu znázorněno schéma kola s pneumatikou na měkké podložce, přičemž směr pohybu kola není obecně totožný s rovinou kola. Jeho oválná styčná plocha  $S_0$  je pro účely teorie nahrazena obdélníkem  $l \times b = S_0$  (Grečenko, 1972). Kolo nese zatížení  $Q$ , takže střední kontaktní tlak  $q_s$  je roven poměru  $Q/S_0$ .

Hnací (brzdící) reakce  $H$  a boční reakce  $Y$ , jež jsou vyvolány především usmykáním pudy a třením, se skládají ve výslednici  $U = \sqrt{H^2 + Y^2}$ . Úhel  $\zeta$  této výslednice s rovinou kola je obecně odlišný od úhlu směrové úchytky  $\gamma$  a může nabývat hodnot od 0 do  $360^\circ$  (např.  $\zeta = 180^\circ$  ... brzdící kolo bez boční síly).

Odpor valení  $R$  je způsoben především stlačováním a hrnutím pudy, takže je fyzikálně odlišný od síly  $U$ . Do úhlu  $\gamma = 25 - 40^\circ$  může být, zejména u vlečeného kola, pokládán za neměnnou veličinu (Grečenko, 1972). Síla  $R$  proto ovlivňuje kinematiku pohybu kola jen nepřímo, a to prostřednictvím hnací síly  $H$ , která odpor valení kompenzuje.

Problém je řešen za těchto předpokladů:

- styčná plocha zachovává svůj tvar a polohu vůči rovině kola;
- kolo vytváří vzhledem ke svému průměru poměrně mělkou stopu;
- kontaktní tlak v celé styčné ploše je neměnný a je roven střednímu kontaktnímu tlaku  $q_s$ .



1. Pohyb kola a pole deformací ve styčné ploše při současném působení hnací a boční síly

Podle obr. 1 (vpravo) závisí absolutní míra deformace  $j$  ve styčné ploše pneumatiky na poloze elementu  $x$  takto:

$$j = u \cdot x \quad (1)$$

Symbolem  $u$  je označen konstantní gradient deformace, který je definován deformační funkcí, jejíž bilineární (dříve též binomický) tvar je:

$$f = \frac{1}{2} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u} \quad (2)$$

Argumentem uvedené funkce je veličina  $a_u$ :

$$a_u = \frac{U}{U_m} = \frac{U}{\tau_m \cdot S_o} = \frac{U}{\mu_m \cdot Q} = \frac{\mu}{\mu_m} \quad (3)$$

pro obecnost je gradient deformace  $u$  zahrnut do deformačního poměru  $f$ :

$$f = \frac{u \cdot l}{j_k} = \frac{u}{u_s} \quad (4)$$

Reciproký vzorec k rovnici (2) zní:

$$a_u = \frac{1}{4} [2f + 3 - \sqrt{(2f - 1)^2 + 8}] \quad (5)$$

Prokluz kola  $\delta$  i tangenta úhlu směrové úchytky  $\gamma$  jsou rovněž funkcemi gradientu deformace:

$$\delta = u \cdot \cos \zeta = u \cdot \frac{H}{U} \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - \delta} = \frac{u}{1 - \delta} \cdot \frac{Y}{U} \quad (7)$$

Dosazením vztahů (2) a (4) do vzorců (6) a (7) se po úpravách obdrží přímé výrazy pro kinematické veličiny  $\delta$  a  $\operatorname{tg} \gamma$ :

$$\delta = \frac{m}{n} \cdot H \quad (8)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m \cdot Y}{n - m \cdot H} \quad (9)$$

kde:

$$m = u_s (3Q \cdot \mu_m - 2 \sqrt{H^2 + Y^2}) = f_1(H; Y)$$

$$n = 2Q \cdot \mu_m (Q \cdot \mu_m - \sqrt{H^2 + Y^2}) = f_2(H; Y)$$

K výpočtu kinematických veličin se příslušné hodnoty  $u_s$  (střední gradient) a  $\mu_m$  (maximální součinitel tření při  $u = \infty$ ) převezmou na základě principu ekvivalence (Grečenko, 1972) z prokluzové křivky  $\delta = f(\mu)$ , platící pro uvažovanou podložku. Veličina  $u_s$  má stejnou číselnou velikost jako  $\delta_s$  (střední prokluz), kdežto  $\mu_m$  je zřejmě veličina společná. Určení veličin  $\delta_s$  a  $\mu_m$  z naměřené prokluzové křivky  $\delta = f(F_x)$  bylo popsáno Grečenkem (1970).

Ze vzorců (6) a (7) lze vyloučením členů  $u/U$  obdržet přímou závislost mezi silovými a kinematickými veličinami:

$$H \cdot \frac{1 - \delta}{\delta} = \frac{Y}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (10)$$

#### I. Rozbor kinematických a silových veličin při šikmém pohybu kola

| Případ | Podmínka            | Důsledek                                                                                                                     |                              | Poznámka                                                                                   |
|--------|---------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
|        |                     | kinematicky                                                                                                                  | silově                       |                                                                                            |
| a      | $\delta = 0$        | $\operatorname{tg} \zeta = \infty$<br>$\zeta = 90^\circ (270^\circ)$<br>$u = \operatorname{tg} \gamma$                       | $H = 0$<br>$Y = \pm U$       | $U = U_m \cdot a_u =$<br>$= U_m \cdot f(u) =$<br>$= U_m \cdot f(\operatorname{tg} \gamma)$ |
| b      | $\gamma = 0$        | $\operatorname{tg} \zeta = 0$<br>$\zeta = 0^\circ (180^\circ)$<br>$u = \delta$                                               | $H = \pm U$<br>$Y = 0$       | $U = U_m \cdot a_u =$<br>$= U_m \cdot f(u) =$<br>$= U_m \cdot f(\delta)$                   |
| c      | $\delta = 1$        | $\operatorname{tg} \zeta = 0$<br>$\zeta = 0^\circ (180^\circ)$<br>$u = 1$                                                    | $Y = 0$<br>$H = H_i = \pm U$ | $U = U_m \cdot a_u =$<br>$= U_m \cdot f(u = 1)$                                            |
| d      | $\gamma = 90^\circ$ | $\operatorname{tg} \zeta = \infty$<br>$\zeta = 90^\circ (270^\circ)$<br>$u = \infty$ , tj.<br>$\gamma = \infty$<br>$a_u = 1$ | $H = 0$<br>$Y = \pm U_m$     |                                                                                            |

Rozbor kinematických a silových veličin při šikmém pohybu kola, jehož výsledky jsou shrnuty v tab. I, byl proveden po explicitním vyjádření činitelů  $\operatorname{tg} \zeta$  a  $u$  ze vzorců (6) a (7):

$$\operatorname{tg} \zeta = \frac{1 - \delta}{\delta} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (11)$$

$$u = \sqrt{(1 - \delta)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma + \delta^2} \quad (12)$$

Případy a) a b) vyjadřují princip ekvivalence směrové úchytky a prokluzu (Grečenko, 1972), podle něhož má určité kolo ( $l, q_s = \text{konst}$ ) na téže půdě ( $j_k = \text{konst}$ ) stejný průběh křivky  $Y/(\mu_m \cdot Q) = f_1(\operatorname{tg} \gamma)$  pro  $H = 0$  jako průběh křivky  $H/(\mu_m \cdot Q) = f_2(\delta)$  pro  $Y = 0$ . Při splnění podmínky  $\mu_m \cdot Q = \text{konst}$  by např. úhlu  $\gamma = 15^\circ$  (tj.  $\operatorname{tg} \gamma = 0,268$ ) příslušela boční síla  $Y$ , číselně rovná hnací síle  $H$ , vyvinuté při prokluzu  $\delta = 0,268 = 26,8 \%$ . Obecně to znamená, že prokluzům  $\delta = 0; 1,0 (100 \%)$ ;  $\infty$  (zablokované kolo) odpovídají směrové úchytky  $\gamma = 0^\circ; 45^\circ; 90^\circ$ .

# EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ PRINCIPU EKVIVALENCE

Zmíněný princip ekvivalence byl několikrát ověřován v terénu Matějkou a Grečenkem (1972). Měření bylo vykonáno s pneumatikou Barum 6,00–16, huštěnou na tlak 140 kPa a zatíženou silou  $Q = 2,5$  kN. Podmínky tří měření A, B, C jsou uvedeny v tab. II.

## II. Podmínky experimentů s pneumatikou 6,00 – 16

| Údaj                                 | Podložka                          |                              |                     |
|--------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|---------------------|
|                                      | A                                 | B                            | C                   |
| Datum                                | duben 1969                        | září 1969                    | září 1971           |
| Terén                                | volná půda, frézována a válkována | strniště ječmene, tvrdá půda | strniště po pšenici |
| Půda                                 | hlína                             | hlína                        | hlína               |
| objemová hmotnost, kg/m <sup>3</sup> | $1,41 \times 10^3$                | $1,66 \times 10^3$           | $1,52 \times 10^3$  |
| vlhkost, %                           | 17,50                             | 16,90                        | 16,00               |
| soudržnost $c$ , kN/m <sup>2</sup>   | 14                                | 31                           | 17                  |
| charakteristická deformace $j_k$ , m | 0,075                             | 0,039                        | 0,070               |
| styčná délka pneumatiky $l$ , m      | 0,32                              | 0,28                         | 0,30                |
| Zaboření zubů pneumatiky             | úplné                             | velmi malé                   | neúplné             |
| Stopa                                | hlubší                            | bez stopy                    | mělká               |

Byly změřeny závislosti  $Y$ ,  $R = f(\gamma)$  a  $H = f(\delta)$ ; z nich přepočtené funkce  $a_u = f_1(\text{tg } \gamma)$ ,  $a_u = f_2(\delta)$  i  $\psi = R/Q = f_3(\text{tg } \gamma)$  princip ekvivalence potvrdily.

Dodatkem k diskusi v práci Matějka a Grečenko (1972) je možno uvést ještě toto:

funkce  $a_u = f_1(\text{tg } \gamma)$  a  $a_u = f_2(\delta)$ , znázorněné na obr. 12, 13 práce Matějky a Grečenka (1972), mohou po transformaci do zcela obecného tvaru  $a_u = f(\mathcal{F})$  např. pomocí vzorce (4)

$$\mathcal{F} = \text{tg } \gamma \cdot l/j_k \dots \text{ pro } f_1(\text{tg } \gamma) \quad (13a)$$

$$\mathcal{F} = \delta \cdot l/j_k \dots \text{ pro } f_2(\delta) \quad (13b)$$

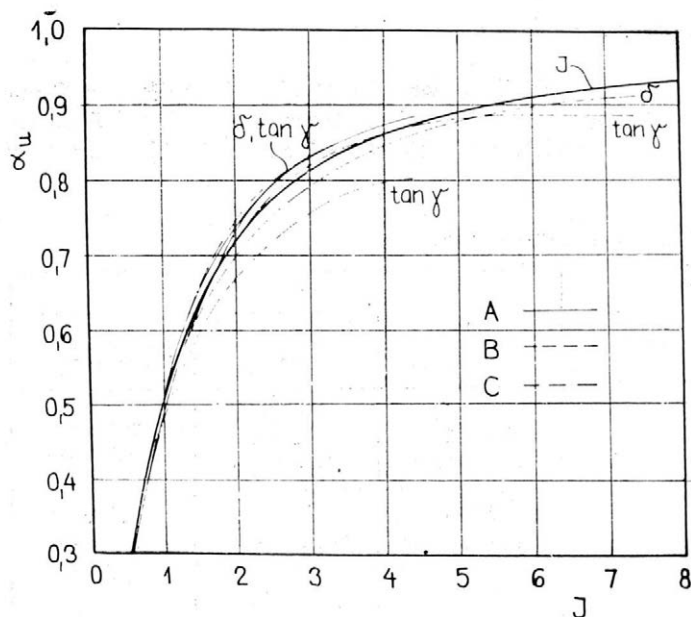
posloužit k přímému ověření reálnosti deformační funkce podle vzorce (5), resp. (2).

Výsledky tohoto porovnání na obr. 2 naznačují, že shoda měření A s obecnou funkcí  $a_u = f(\mathcal{F})$  je výborná, měření B dobrá, měření C ucházející (největší absolutní odchylka hodnot  $a_u$  u měření C je 0,07). Porovnání celkově potvrzuje, že technické výpočty s použitím deformační funkce  $a_u = f(\mathcal{F})$  mohou dostatečně přesně vystihovat skutečné silové a kinematické poměry.

Šikmo nastavené kolo vytvářelo zejména na půdě A boční hřeben kypré půdy, jehož výška závisela od úhlu  $\gamma$  takto:

| $\gamma^\circ$                  | 0  | 10 | 20  | 30  | 40  |
|---------------------------------|----|----|-----|-----|-----|
| výška hřebene ode dna stopy, mm | 50 | 90 | 110 | 170 | 190 |





2. Deformační funkce  $\alpha_u = f(J)$  v porovnání s přepočtenými výsledky měření Matějky a Grečenka (1972)

Silové působení stěny stopy a hřebene půdy bylo zřejmě v poměru k ostatním silám velmi malé, protože markantnější vliv hřebene by se musel výrazněji projevit tendencí růstu závislosti  $Y, R = f(\gamma)$  při zvětšování úhlu  $\gamma$ .

## TEORETICKÁ INTERPRETACE EXPERIMENTÁLNÍCH VÝSLEDKŮ

V této části bude ukázáno, jakým způsobem dokáže teorie interpretovat a analyzovat zajímavé výsledky experimentů několika autorů.

Taylor a Birtwistle (1963) hledali nejefektivnější úhel směrového nastavení opěrného kola u diskových pluhů, při němž se dosáhne největšího poměru síly  $F_y$ , kolmé na směr pohybu, k odporu  $F_x$  ve směru pohybu. Experimenty ukázaly např. u pneumatiky 7,50–18 výrazná maxima poměru  $F_y/F_x$  pro jisté rozmezí úhlů směrového nastavení kola  $\gamma$  (podle názoru uvedených autorů  $\gamma = 5-6^\circ$ ) – (obr. 3).

Teorie musí síly  $F_x$  a  $F_y$  vyjádřit pomocí sil  $R$  a  $Y$  takto:

$$F_x = Y \sin \gamma + R \cos \gamma$$

$$F_y = Y \cos \gamma - R \sin \gamma$$

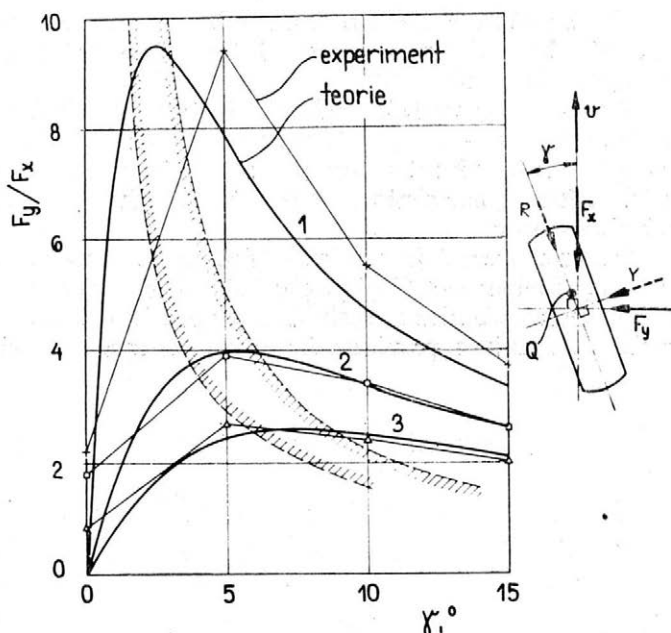
Poměr  $F_y/F_x$  má proto velikost:

$$\frac{F_y}{F_x} = \frac{Y - R \cdot \operatorname{tg} \gamma}{Y \cdot \operatorname{tg} \gamma + R} = \frac{\mu - \psi \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\mu \cdot \operatorname{tg} \gamma + \psi} = \frac{\alpha_u \cdot \mu_m - \psi \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\alpha_u \cdot \mu_m \cdot \operatorname{tg} \gamma + \psi} \quad (14)$$

kde:  $\mu = Y/Q$ ;  $\psi = R/Q$ ;  $\mu_m = \tau_m/q_s = (c/q_s) + \operatorname{tg} \varphi$

Za člen  $\alpha_u$  se dosadí ze vzorce (5), v němž podle vztahu (13a) značí  $\tilde{f} = \operatorname{tg} \gamma \cdot l/j_k$ . Podmínky při třech interpretovaných případech měření byly aproximovány veličinami podle tab. III.

3. Teoretická interpretace měření Taylora a Birtwistlea (1963)



III. Aproximace podmínek experimentů Taylora a Birtwistlea (1963)

| Číslo | Podložka              | $\mu_m$ | $j_{k3}$ m | $\psi$ |
|-------|-----------------------|---------|------------|--------|
| 1     | živičná vozovka       | 0,92    | 0,014      | 0,025  |
| 2     | vlhký úhor, hlína     | 0,74    | 0,025      | 0,11   |
| 3     | strniště, písčité jíl | 0,89    | 0,020      | 0,08   |

Pneumatika 7,50 — 18... katalogový průměr  $d_k \pm 0,864$  m, tj. styčná délka  $l = 0,31 \cdot d_k = 0,27$  m (uvažována stejná pro všechny podložky)

Výsledky výpočtu jsou porovnány s původním měřením na obr. 3. Je možné konstatovat, že teorie zcela uspokojivě vyjadřuje nejenom charakter sledovaného jevu, nýbrž že poskytuje i kvalitativně dobré výsledky.

Zákonitost popsaná vzorcem (14) je samozřejmě analyzovatelná s ohledem na všechny významné parametry. Podmínka pro maximum funkce (14) ...  $d(F_y/F_x)/d \tan \gamma = 0$  poskytuje explicitní vyjádření příslušných hodnot  $\tan \gamma$ , avšak vede k algebraické rovnici šestého stupně pro  $\tan \gamma$ .

Analýza počítačem ukazuje, že v prakticky možném rozmezí hodnot parametrů se polohy maxim poměru  $F_y/F_x$  pohybují v mezích vyznačených na obr. 3. Vyšší hodnoty poměru  $F_y/F_x$  vystupují současně s nižšími hodnotami úhlu  $\gamma$  a jsou důsledkem těchto změn parametrů:

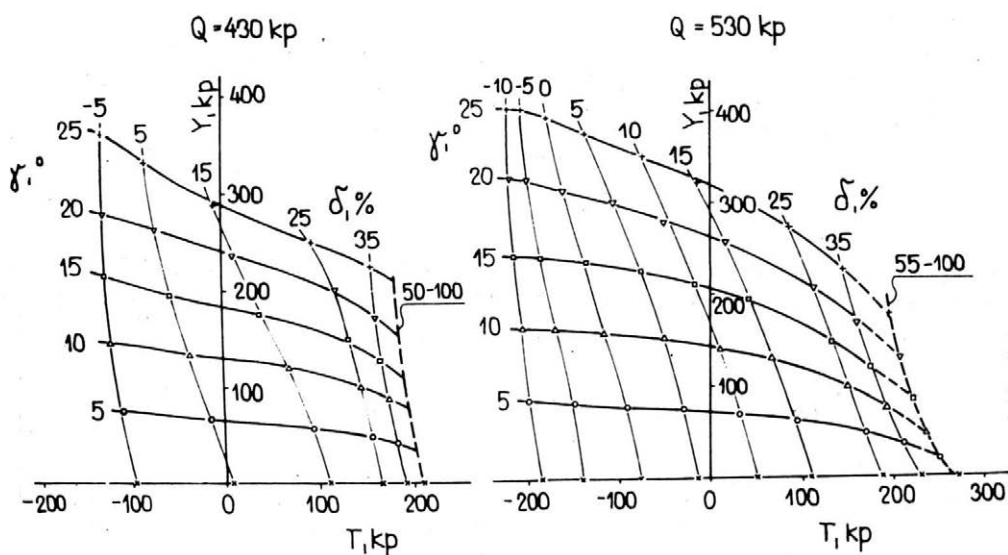
- zvýšení  $\mu_m$ , tj. zlepšení záběrových podmínek;
- snížení  $\psi$ , tj. odporu valení;
- zvýšení poměru  $l/j_{k3}$ , tj. větší průměr pneumatiky, kompaktnější půda a méně smykové deformovatelný dezén pláště.

Teorie dala správný výsledek i u tuhé podložky (živičná vozovka), na níž se deformuje jen pneumatika.

Na základě teoretického rozboru problému se domnívám, že možný rozsah neefektivnějších úhlů směrového nastavení kol  $\gamma$  je větší, než udávají Taylor a Birtwistle (1963), a činí alespoň  $2-10^\circ$ .

Krick (1971) uveřejnil některé výsledky zatím jediného systematického měření závislosti  $H - Y - \delta - \gamma$  u hnacího kola s pláštěm Dunlop 7,50-18 AS, určeným pro rejdová kola traktorů s možností přenosu hnacího momentu. Měření bylo vykonáno v půdním kanálu, naplněném písčitou hlínou s vlhkostí 14 %, v níž kolo vytvářelo poměrně hlubokou stopu.

Syntézou měření jsou zejména dvě úplné charakteristiky uvedené pneumatiky, vynesené v souřadnicích ( $T$ ;  $Y$ ) a obsahující sít křivek pro  $\delta = \text{konst}$  a  $\gamma = \text{konst}$  (obr. 4). Tyto výsledky měření znamenaly vhodnou příležitost k ověření teorie ve velkém rozsahu kombinací sil na kolo, provázených prokluzem a směrovou úchylnou.



4. Charakteristiky pneumatiky 7,50-18, naměřené v půdním kanálu, podle Kricka (1971); huštění  $1,0 \text{ kp/cm}^2$  ( $98,1 \text{ kPa}$ ), zatížení kola 430 kp ( $4,22 \text{ kN}$ ) — vlevo, 530 kp ( $5,20 \text{ kN}$ ) — vpravo; půda: písčitá hlína, vlhkost 14 %

Analýzou charakteristik podle Kricka (pro  $\gamma = 0$ ) byly určeny tyto hodnoty parametrů (Grečenko, 1970).

- půda:  $\mu_m = 0,72$ ;  $j_k = 0,058 \text{ m}$ ;  $\psi = 0,15$
- pneu:  $l = 0,36 \text{ m}$

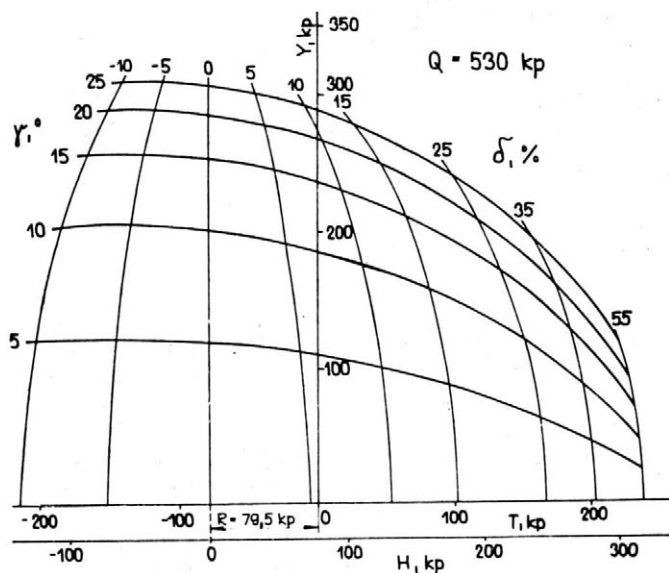
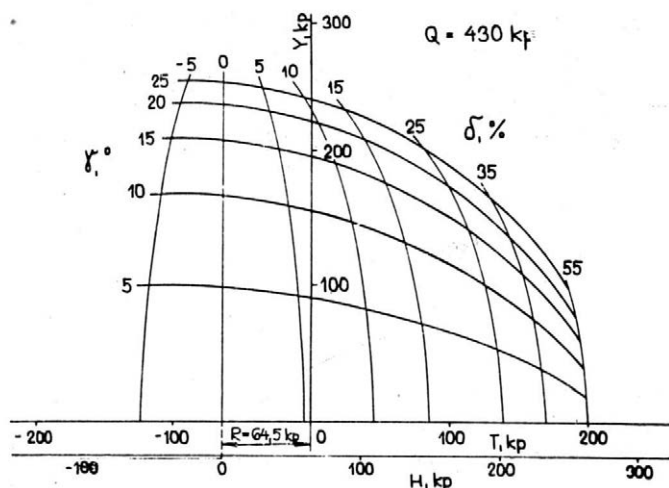
Hodnoty pro diagram byly vypočteny na počítači podle schematu: dáno  $[\delta, \gamma]$  — určit ( $H, Y$ ). Suvná síla  $T$  je rovna rozdílu  $H - R$ .

Výsledky teoretického řešení jsou vyneseny v diagramu na obr. 5.

Před komentováním teoretické interpretace je třeba zvážit, že podmínky experimentů v půdním kanálu se odlišují od předpokladů teorie v těchto bodech:

- poměrně hluboká stopa vzhledem k průměru kola, která se výrazně zvětšuje s prokluzem;
- fyzikální vlastnosti zeminy v bočním hřebenu (při  $\gamma > 0^\circ$ ) se příliš neodlišují od vlastností neporušené zeminy v kanálu.

Z uvedených důvodů lze v půdním kanálu očekávat dodatečné silové účinky zeminy



5. Vypočtené charakteristiky pneumatiky 7,50-18; zatížení kola 430 kp (4,22 kN) — nahoře; 530 kp (5,20 kN) — dole

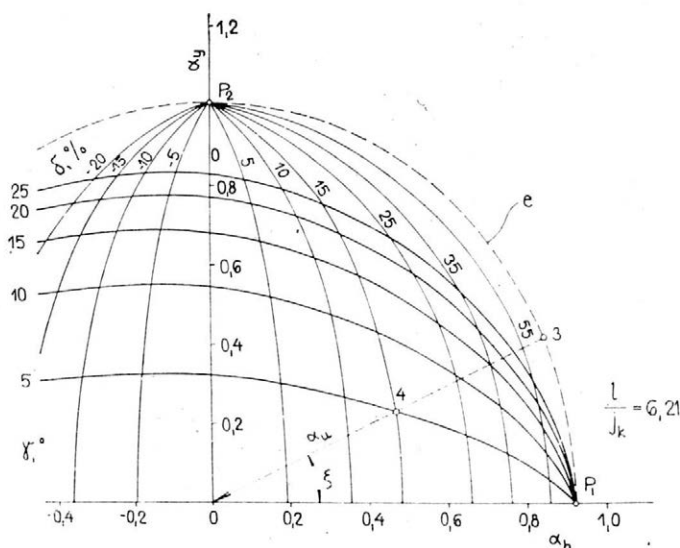
na zahlobené kolo, k nimž dochází při zvětšování úhlu  $\gamma$ , a to zejména boční sílu od stěny stopy i hřebene půdy (Schwanghart, 1967) a třecí sílu proměnlivého smyslu (podle prokluzu), rovnoběžnou s odporem valení. Lze předpokládat, že podobná situace vznikne také při pohybu kola v kypré vrstvě kultivované půdy a že dodatečný silový účinek bude záviset na hloubce stopy.

Přes uvedené odlišnosti a odhad hodnot parametrů interpretují teoretické charakteristiky na obr. 5 experimentální charakteristiky z obr. 4 velmi uspokojivě zejména v oblasti kladného prokluzu. V oblasti záporných suvných sil  $T$  vykazují teoretické izo- $\gamma$  čáry evidentní maxima v oblasti záporného prokluzu  $\delta = -3$  až  $-10\%$  a tutéž tendenci mají experimentální izo- $\gamma$  čáry. Teoretická izo- $\delta$  čára pro  $\delta = 0$  je na rozdíl od měření svislá přímka a izo- $\delta$  čáry pro  $\delta < 0$  mají obecně kladnou směrnici; tendence průběhů izo- $\delta$  čar je však stejná u experimentu i teorie.

Absolutní hodnoty síly  $Y$  vycházejí teoreticky vyšší než experimentální pro nízké hodnoty úhlu  $\gamma$  a naopak teoreticky nižší při relativně vysokých hodnotách úhlu  $\gamma$ .

Lze předpokládat, že při řešení pohybu kola na uhlé půdě bude shoda teorie se skutečností ještě lepší.

Teorie umožňuje opět vyvodit některé závažné závěry (obr. 6):



6. Zobecněná charakteristika pneumatiky pro poměr  $l/j_k = 6,21$ , zahrnující oba případy z obr. 5

- a) Charakteristiku pneumatiky lze zobecnit pro různá zatížení přepočtením souřadnic  $(H; Y)$  na souřadnice  $(\alpha_h; \alpha_y)$  podle vzorců

$$\alpha_h = \frac{H}{H_m} = \frac{H}{\mu_{mh}Q} = \frac{\mu_h}{\mu_{mh}} \quad (15a)$$

$$\alpha_y = \frac{Y}{Y_m} = \frac{Y}{\mu_{my}Q} = \frac{\mu_y}{\mu_{my}} \quad (15b)$$

přičemž izo- $\delta$  a izo- $\gamma$  čáry v zobecněné charakteristice zůstávají invariantní jen pro jedinou příslušnou hodnotu poměru  $l/j_k$ . Z tohoto důvodu jsou si charakteristiky pneumatik na obr. 5 podobné ( $l/j_k = 6,21$ ;  $\mu_{mh} = \mu_{my} = \mu_m = 0,72$ ) a splynuly by v jedinou síť křivek při vynesení do souřadnic  $[H/Q; Y/Q]$ , resp.  $[H/(\mu_m \cdot Q); Y/(\mu_m \cdot Q)]$ , což je znázorněno na obr. 6.

- b) Nelze vytvořit univerzální charakteristiku pneumatiky v souřadnicích  $(\alpha_h; \alpha_y)$  se sítí křivek

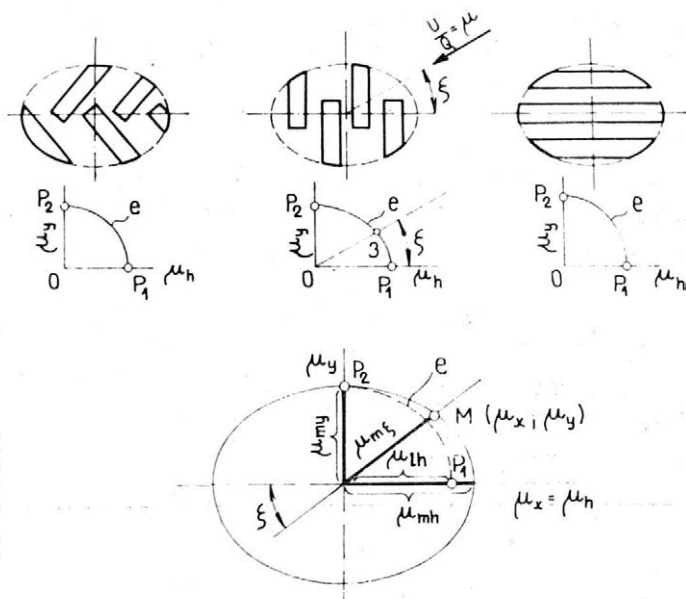
$$(\mathcal{F}_\delta = l \cdot \delta/j_k; \mathcal{F}_\gamma = l \cdot \tan \gamma/j_k),$$

jež by měla zcela obecnou platnost jako deformační funkce.

- c) Charakteristika má póly  $P_1$  a  $P_2$ , udávající maximální velikosti  $\alpha_h$  (síly  $H$ ) a  $\alpha_y$  (síly  $Y$ ). Pól  $P_1$  odpovídá případu c) a pól  $P_2$  případu d) v tab. I. Možné kombinace hodnot  $\alpha_h$  a  $\alpha_y$  (sil  $H$  a  $Y$ ) leží uvnitř pole omezeného mezní křivkou  $e$ , která prochází

póly  $P_1$  a  $P_2$ . Mezní křivka je obecně elipsa procházející všemi čtyřmi kvadranty a má proto dva póly  $P_1$  a dva póly  $P_2$ . Je-li dezén pláště souměrný podle střední roviny pláště, má z důvodů souměrnosti praktický význam I. kvadrant a část II. kvadrantu.

- d) Výsledná zobecněná síla  $a_u = \sqrt{a_h^2 + a_y^2}$  (síla  $U$ ), působící pod úhlem  $\zeta$  k rovině pneumatiky, může nabýt největší hodnoty 0,3. V tomto případě pneumatika „plave“ po podložce. Jde evidentně o znázornění silových poměrů analogické s mezní adhézní křivkou pneumatiky, používanou při výpočtech jízdních vlastností vozidel;
- e) mezní křivka  $e$  v souřadnicích  $(a_h; a_y)$  je invariantní vzhledem k záběrovým podmínkám. Při vynesení této mezní křivky v souřadnicích  $(\mu_h = H/Q; \mu_y = Y/Q)$  lze očekávat specifickosti v jejím tvaru, související s druhem dezénu pláště a způsobem odlišnou velikostí usmykávané plochy půdy pod pneumatikou při různých úhlech  $\zeta$  výsledné síly  $U$ , jak je naznačeno na obr. 7.



7. Představa o mezních záběrových křivkách a o velikosti maximálního součinitele tření (záběru) v obecném směru vzhledem k ose stopy kola

Společným řešením rovnice záběrové elipsy

$$(\mu_x^2/\mu_{mh}^2) + (\mu_y^2/\mu_{my}^2) = 1 \text{ a přímky } \mu_y = \tan \zeta \cdot \mu_x$$

plyne hypotetický vzorec pro maximální součinitel tření v obecné poloze síly  $U_m$ :

$$\begin{aligned} \mu_m \zeta &= \mu_{mh} \cdot \sqrt{\frac{1 + \tan^2 \zeta}{1 + (\mu_{mh}/\mu_{my})^2 \cdot \tan^2 \zeta}} = \\ &= \mu_{mh} \cdot \sqrt{\frac{1 + \cot^2 \zeta}{\cot^2 \zeta + (\mu_{mh}/\mu_{my})^2}} = f(\zeta) \end{aligned} \quad (16)$$



Má-li samotná úloha  $H - \delta$  (tj. hnací síla — prokluz, např. hnací kolo při přímém pohybu)  $m$  aplikací a samotná úloha  $Y - \gamma$  (např. vlečené kolo se směrovou úchylkou)  $n$  aplikací, může mít problém  $H - Y - \delta - \gamma$  celkem  $m \cdot n$  aplikací.

Některé z úloh naznačili nebo řešili Taylor a Birtwistle (1963), Schwanghart (1967), Krick (1971) a Svatoš a Hájek (1973). Autor použil uvedenou výpočtovou metodu k řešení např. směrové stability traktoru se zemědělskými stroji, řiditelnosti samojízdných strojů, chování vozidel při jízdě na svahu apod.

Z množství aplikací vyplývá, že by bylo neúnosné rozebírat na tomto místě každou z nich zvlášť; spíše musí příslušné otázky řešit každý pracovník podle konkrétního zadání a svým stylem. Bude však vhodné se zmínit o obecných technických aspektech teorie jakožto výpočtové metody.

Obecnou charakteristiku pneumatiky podle předešlé kapitoly se někdy vyplácí sestavit a použít tam, kde bude prováděn větší počet různých výpočtů pro vozidlo (nápravu) se stejnými pneumatikami na určité půdě ( $l/j_k = \text{konst}$ ). V ostatních případech je pohodovější přímý numerický výpočet na kalkulačce nebo počítači.

Teorii lze zásadně použít k výpočtu dvou z veličin  $H - Y - \delta - \gamma$ , přičemž další dvě veličiny musí být zadány. Vzorce potřebné k výpočtům jsou shrnuty v tab. IV.

IV. Vzorce k výpočtu závislosti  $H - Y - \delta - \gamma$

| Označení | Vzorec                                                                                                                                 | Označení | Vzorec                                                                                                                                                                                                         |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Aa       | $\delta = u \frac{H}{\sqrt{H^2 + Y^2}} = u \frac{a_h}{a_u}$                                                                            | Ab       | $H \cdot \frac{1 - \delta}{\delta} = \frac{Y}{\operatorname{tg} \gamma}$                                                                                                                                       |
| Ba       | $\operatorname{tg} \gamma = \frac{u}{1 - \delta} \cdot \frac{Y}{\sqrt{H^2 + Y^2}} =$<br>$= \frac{u}{1 - \delta} \cdot \frac{a_y}{a_u}$ | Bb       | $u = \sqrt{(1 - \delta)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma + \delta^2}$                                                                                                                                        |
| Ca       | $u = \frac{u_s}{2} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u}$<br>$u_s = \frac{j_k}{l}$                                                       | Cb       | *)<br>$a_u = \frac{1}{4} \left[ 2 \frac{u}{u_s} + 3 - \sqrt{\left( 2 \frac{u}{u_s} - 1 \right)^2 + 8} \right]$<br>**)<br>$a_u = 1 - \frac{1 - \exp \left( - \frac{u \cdot l}{K} \right)}{\frac{u \cdot l}{K}}$ |
| D        | $a_u = \frac{\sqrt{H^2 + Y^2}}{\mu_m \cdot Q} = \sqrt{a_h^2 + a_y^2}$                                                                  |          | *) bilineární (binomická) rovnice<br>**) exponenciální rovnice Janosiho (viz Grečenko, 1972)                                                                                                                   |

V. Klíč k výpočtu závislostí  $H - Y - \delta - \gamma$  pomocí vzorů z tab. IV

| $[H - Y] \rightarrow (\delta - \gamma)$                                                                                                                                                                                                                                                                                 |                   |                                      | $[\delta - \gamma] \rightarrow (H - Y)$                                              |                         |                                                  | $[H - \delta] \rightarrow (Y - \gamma)$                                            |                         |                                       |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|--------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|---------------------------------------|
| 1                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 2                 | 3                                    | 1                                                                                    | 2                       | 3                                                | 1                                                                                  | 2                       | 3                                     |
| D<br>Ca<br>Aa<br>Ba                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |                   | $a_u$<br>$u$<br>$\delta$<br>$\gamma$ | Bb<br>Cb<br>D<br>Aa<br>Ba                                                            |                         | $u$<br>$a_u$<br>$\sqrt{H^2 + Y^2}$<br>$H$<br>$Y$ | $a_u : D$<br>$u : Aa$<br><br>Ab                                                    | Ca/b<br>Ca/b            | $\sqrt{H^2 + Y^2}$<br>$Y$<br>$\gamma$ |
| $[Y - \gamma] \rightarrow (H - \delta)$                                                                                                                                                                                                                                                                                 |                   |                                      | $[H - \gamma] \rightarrow (Y - \delta)$                                              |                         |                                                  | $[Y - \delta] \rightarrow (H - \gamma)$                                            |                         |                                       |
| 1                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 2                 | 3                                    | 1                                                                                    | 2                       | 3                                                | 1                                                                                  | 2                       | 3                                     |
| $\sqrt{H^2 + Y^2} : Ba$<br>$a_u : D$<br>$u : Bb$<br>Ab                                                                                                                                                                                                                                                                  | D<br>Ca/b<br>Ca/b | $\delta$<br><br>$H$                  | $Y/\text{tg } \gamma : Ab$<br>$\sqrt{H^2 + Y^2} : Ba$<br>$a_u : D$<br>$u : Bb$<br>Ab | Ba<br>D<br>Ca/b<br>Ca/b | $\delta$<br>$Y$                                  | $\sqrt{H^2 + Y^2} : Aa$<br>$a_u : D$<br>$\text{tg } \gamma : Bb$<br>$u : Ab$<br>Ab | D<br>Ca/b<br>Ab<br>Ca/b | $H$<br>$\gamma$                       |
| <p>Dáno <math>[w - x] \rightarrow</math> nalézt <math>(y - z)</math>;<br/> krok 1 ... vyjádřit <math>n_1</math> z rovnice <math>N_1</math> (<math>n_1 : N_1</math>)<br/> 2 ... dosadit <math>n_1</math> do rovnice <math>N_2</math><br/> 3 ... vypočítat <math>n_2</math> (nebo <math>n_1</math>, odpadá-li krok 2)</p> |                   |                                      |                                                                                      |                         |                                                  |                                                                                    |                         |                                       |

Klíč k výpočtu dvou hledaných veličin na základě dvou daných veličin je uveden v tab. V. Ve zvláštních případech se výpočet značně zjednoduší — viz vzorce (8) a (9).

## RYCHLOSTNÍ POMĚRY

V teorii rovinného pohybu kola byl zejména pojem gradientu deformace vyvozen z představy o rychlostech kola podle obr. 1 (Grečenko, 1972). Rychlostní poměry, definované veličinami  $v_{tx}$ ,  $v_x$ ,  $v_y$  a  $v$ , jsou vázány na kinematické veličiny  $\delta$  a  $\gamma$  i na gradient deformace  $u$  a úhel  $\zeta$ . Předpokládá se, že teoretická rychlost  $v_{tx}$ , související s otáčkami kola a valivým (bezprokluzovým) poloměrem kola, je známou veličinou.

Vazby rychlostí s kinematickými veličinami jsou tyto:

$$v_x = v_{tx}(1 - \delta) \quad (17)$$

$$v_y = v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma = v_{tx}(1 - \delta) \operatorname{tg} \gamma \quad (18)$$

$$v = \frac{v_x}{\cos \gamma} = v_{tx} \cdot \frac{1 - \delta}{\cos \gamma} \quad (19)$$

Vazby rychlostí s gradientem deformace a úhlem výsledné síly na kolo se obdrží dosazením za  $\delta$  a  $\operatorname{tg} \gamma$  z rovnic (6) a (7):

$$v_x = v_{tx}(1 - u \cdot \cos \zeta) \quad (20)$$

$$v_y = v_{tx}(1 - \delta) \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - \delta} = v_{tx} \cdot u \cdot \sin \zeta \quad (21)$$

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = v_{tx} \sqrt{1 - 2u \cdot \cos \zeta + u^2} \quad (22)$$

Rovnice (20) až (22) jsou vhodné k rozboru vztahů mezi rychlostmi a silovými účinky na kolo, které jsou zadány nebo určeny předcházejícím silovým řešením.

Je třeba určit podmínky, při kterých bude výsledná rychlost  $v$  menší či větší než teoretická rychlost kola  $v_{tx}$ . Ze vztahu (19) sice přímo plyne, že

$$v \gtrless v_{tx} \quad \text{pro} \quad (1 - \delta) \gtrless \cos \gamma$$

ale neví se s určitostí, které možnosti jsou reálné. Lépe je analyzovat vzorec (22), do něhož se dosadí ze vztahů (2) až (4):

$$u = \frac{u_s}{2} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u}$$

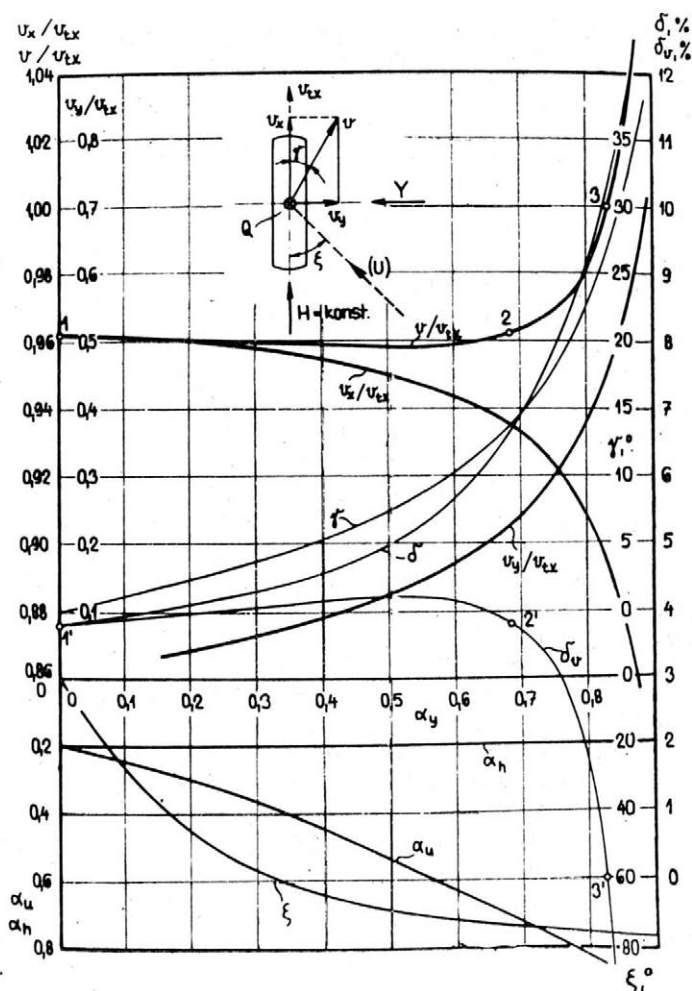
dále platí s ohledem na vzorec (15a) a za předpokladu, že  $\mu_{mh} = \mu_{my} = \mu_m$  (tj.  $H_m = Y_m = U_m$ ):

$$\cos \zeta = \frac{H}{U} = \frac{H/H_m}{U/U_m} = \frac{a_h}{a_u}$$

takže konečný vzorec zní:

$$\frac{v}{v_{tx}} = \sqrt{1 - u_s \left[ \frac{3 - 2a_u}{1 - a_u} \cdot a_h - u_s \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u} \right)^2 \right]} \quad (23)$$

8. Průběhy kinematických a silových veličin u hnacího kola ( $H = \text{konst}$ ), jež je zatěžováno plynule rostoucí boční silou  $Y$



Numerický rozbor vztahu (23) a dalších funkcí, znázorněný na obr. 8, vychází z případu, že kolo s určitým zatížením  $Q$  vyvozuje stálou hnací sílu  $H$  a je zatěžováno postupně vzrůstající boční silou  $Y$ . Společným argumentem znázorněných funkcí je tedy zobecněná boční síla  $\alpha_y = Y/Q \cdot \mu_m$ , kdežto zobecněná hnací síla  $\alpha_h$  má konstantní velikost  $\alpha_h = H/Q \cdot \mu_m = 0,2$ . Záběrové podmínky jsou definovány středním gradientem  $u_s = 0,12$ .

V horní části obr. 8 jsou především znázorněny rychlosti. Při rostoucí boční síle se rychlost  $v_x$  pozvolna, avšak progresivně zmenšuje (roste prokluz  $\delta$ ), kdežto rychlost  $v_y$  se výrazně zvětšuje. Výsledná rychlost  $v$  je mezi body 1 a 2 menší než rychlost  $v_x$  v bodě 1, mezi body 1 a 3 je také menší než teoretická rychlost  $v_{tx}$ ; za bodem 3 ve smyslu nárůstu

boční síly rychlost  $v$  progresivně převyšuje rychlost  $v_{tx}$ , takže kolo by se pohybovalo rychleji, než by příslušelo jeho otáčkám. Analogicky k prokluzu  $\delta$  je zaváděn efektivní prokluz  $\delta_v$ :

$$\delta_v = 1 - \frac{v}{v_{tx}} \quad (24)$$

který zmíněné snižování výsledné rychlosti  $v$  vzhledem k teoretické rychlosti  $v_{tx}$  dobře vystihuje. Charakteristické body křivky  $\delta_v$  jsou  $1'$ ,  $2'$  a  $3'$ .

Ve spodní části obr. 8 jsou pro úplnost znázorněny také odpovídající průběhy silových veličin  $a_u = \sqrt{H^2 + Y^2}/Q \cdot \mu_m = U/U_m$ ,  $a_h = H/Q \cdot \mu_m = H/H_m$  a úhlu  $\zeta$ .

## ZÁVĚR

Tato práce navazuje zejména na základní teorii pohybu kola při působení hnací a boční síly, kterou vypracoval Grečenko (1969, 1972). Po teoretické stránce obsahuje práce prohloubenou analýzu závěrů týkajících se prokluzu a směrové úchylny kola, se zdůrazněním a dalším objasněním principu ekvivalence. Teorie je doplněna rozбором rychlostních poměrů při uvažovaném rovinném pohybu kola ve vazbě na působící síly a dokazuje, že za určitých podmínek se může kolo pohybovat větší skutečnou rychlostí, než je jeho teoretická (obvodová) rychlost.

Teorie je ověřována dvojím způsobem, a to přímým měřením a interpretacemi publikovaných experimentálních výsledků. Novým aspektem dřívějšího přímého měření prokluzu a směrové úchylny kola (Matějka a Grečenko, 1972) je, že jeho výsledky mohou také sloužit k ověření reálnosti deformační funkce, která je mimo jiné univerzální podstatou všech křivek prokluzu a směrové úchylny. S použitím teorie rovinného pohybu kola se podařilo velmi uspokojivě interpretovat a fyzikálně objasnit výsledky dvou závažných experimentů (Taylor a Birtwistle, 1963 a Krick, 1971). Teorie je navíc schopna výsledky těchto experimentů analyzovat a vyvodit z nich nové obecné závěry (např. možnost zobecnění úplné charakteristiky pneumatiky s parametry hnací síla — boční síla — prokluz — směrová úchylna).

V práci je zdůrazněna vhodnost teorie k aplikaci na pohyb samotného kola, ale lze vytyčit její potenciální výhodnost k řešení pohybu úplných vozidel. Přesnost dosavadních výpočtů je z hlediska teramechaniky velmi uspokojivá.

Teorie byla odvozena pro případ poměrně malého zaboření kola. Může být však použita i k řešení pohybu kol s hlubokou stopou, připustí-li se realisticky širší tolerance výsledků.

## Použité symboly

|       |                                                                                                           |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $H$   | hnací síla (poměr hnacího momentu k účinnému poloměru kola), N                                            |
| $H_i$ | hnací síla při 100% prokluzu, N                                                                           |
| $H_m$ | maximální hnací síla při nekonečném prokluzu, N                                                           |
| $f$   | deformační poměr, $u \cdot l/f_k$ , —                                                                     |
| $Q$   | zátížení kola, N                                                                                          |
| $R$   | odpor valení, N                                                                                           |
| $S_o$ | velikost styčné plochy pneumatiky s půdou (plocha otisku), $m^2$                                          |
| $T$   | suvná síla, $H - R$ , N                                                                                   |
| $U$   | výsledná síla ve styčné ploše, způsobující namáhání smykem, N                                             |
| $U_m$ | maximální výsledná síla při nekonečném gradientu deformace $u$ , $S_o \cdot c + Q \cdot \tan \varphi$ , N |
| $Y$   | boční síla na kolo, N                                                                                     |
| $Y_m$ | maximální boční síla při nekonečném $\tan \gamma$ ( $\gamma = 90^\circ$ ), N                              |
| $c$   | soudržnost (koheze) půdy, $kN/m^2$                                                                        |

|            |                                                                                                                                        |
|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $j$        | деформация в стычной плоскости пневматикой с грунтом, м                                                                                |
| $j_k$      | характеристическая деформация, м                                                                                                       |
| $q_s$      | средний контактный давление, кПа                                                                                                       |
| $u$        | градиент деформации в стычной плоскости, $dj/dx$ , —                                                                                   |
| $u_s$      | средний градиент деформации при $\mu_s = \mu_m/2$ , —                                                                                  |
| $v_{tx}$   | теоретическая (обводная) скорость в направлении обода колеса, м/с                                                                      |
| $a_u$      | зобобщенная результирующая сила, $U/U_m = \mu/\mu_m$ , —                                                                               |
| $a_h$      | зобобщенная тяговая сила, $H/H_m = \mu_h/\mu_m$ , —                                                                                    |
| $a_y$      | зобобщенная боковая сила, $Y/Y_m = \mu_y/\mu_m$ , —                                                                                    |
| $\gamma$   | угол поворота отклонения колеса, °                                                                                                     |
| $\delta$   | проскальзывание, $1 - (v_x/v_{tx})$ , —, %                                                                                             |
| $\delta_v$ | эффективное проскальзывание, $1 - (v/v_{tx})$ , —, %                                                                                   |
| $\zeta$    | угол приложения силы $U$ относительно касательной к ободу колеса, °                                                                    |
| $\mu$      | коэффициент сцепления, $U/Q$ , —                                                                                                       |
| $\mu_h$    | коэффициент сцепления, $H/Q$ , —                                                                                                       |
| $\mu_y$    | коэффициент сцепления, $Y/Q$ , —                                                                                                       |
| $\mu_m$    | максимальный коэффициент сцепления (сцепления) при неограниченном градиенте деформации $u$ , $\tau_m/q_s = (c/q_s) + \tan \varphi$ , — |
| $\mu_{mh}$ | максимальный коэффициент сцепления (сцепления) при неограниченном проскальзывании $\delta$ , в направлении тяговой силы $H$ , —        |
| $\mu_{my}$ | $Y$ , —                                                                                                                                |
| $\tau_m$   | сдвиговая прочность грунта, кН/м <sup>2</sup>                                                                                          |
| $\varphi$  | угол внутреннего трения в грунте, °                                                                                                    |
| $\psi$     | коэффициент сцепления, $R/Q$ , —                                                                                                       |

## Литература

- ГРЕЧЕНКО, А.: Slip and drift of the wheel with tyre on soft ground. Proceedings of the 3rd International Conference ISTVS, Essen, Vol. II, 1969, s. 76-95.
- ГРЕЧЕНКО, А.: Funkční vlastnosti traktorů. Praha, SPN 1970. 202 s.
- ГРЕЧЕНКО, А.: Teorie pohybu kola s pneumatikou po měkkém terénu při působení hnací a boční síly. Zem. technika, 18, 1972, č. 8, s. 431-498.
- KRICK, G.: Schräglaufverhalten angetriebener Reifen im nachgiebigen Boden. ATZ, Teil 2, 73, 1971, č. 8, s. 301-306.
- MATEJKA, J. — GREČENKO, A.: Pokusy se směrovou úchylností a prokluzem kola na kultivované půdě. Zem. technika, 18, 1972, č. 9, s. 547-559.
- SCHWANGHART, H.: Seitenkräfte an gelenkten Luftreifen in lockerem Boden. Grundlagen der Landtechnik, 17, 1967, č. 3, s. 105-114.
- SVATOŠ, J. — HÁJEK, J.: Teoretické řešení pohybu traktoru a přívěsných strojů po vrstevnici svahu. Zem. technika, 19, 1973, č. 5, s. 291-307.
- TAYLOR, P. A. — BIRTWISTLE, R.: Wheatland disc plough investigations. Part 1: Forces generated by towed wheels. J. agric. Engng. Res., 8, 1963, č. 2, s. 162-172.

Došlo dne 4. 6. 1975

ГРЕЧЕНКО А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Новые результаты теории плоскостного движения колеса. Zem. technika 21 (9) : 507-524, 1975.

Эта работа исходит из основной теории движения колеса при действии движущей и боковой сил, которую автор опубликовал раньше. Особенно был углублен анализ выводов, касающихся буксования и бокового увода колеса с объяснением важного принципа эквивалентности. Теория предоставляет простые, математически сформулированные выводы, которые являются условием технического применения. Несмотря на то, что одной из предпосылок при выведении формул было небольшое увязание колес, расчеты применимы и для решения движения колес с глубоким следом. Теория проверяется двумя способами, а именно, при помощи непосредственного измерения с интерпретациями важных экспериментальных результатов, которые опубликовали другие авторы. При помощи теории можно, кроме того, результаты этих экспериментов анализировать и делать новые общие выводы. Работа дополнена анализом режима скоростей у колес, взаимосвязанных с действующими силами. Этот анализ подтверждает, что в определенных условиях действительная скорость колеса превысит его теоретическую (окружную) скорость.

движение колеса; буксование; боковой увод; терамеханика

GREČENKO A. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *New Results of the Theory of the Plane Motion of the Wheel*. Zem. technika 21 (9) : 507-524, 1975.

The study is a continuation of the basic theory of wheel motion under driving and lateral forces as published by the author in a previous paper. In particular, the author adds further ideas to the analysis of the results concerning the slippage and directional deviation of the wheel and to the explanation of the important principle of equivalence. The theory provides simple mathematically formulated conclusions which serve as a prerequisite for technical applications. Although a slight sinking of the wheel is one of the conditions of the derivation of formulae, the calculations are applicable also to the movement of wheels with a deep track. There are two ways of checking the theory: direct measurement and interpretations of relevant experimental results published by other authors. In addition, the theory can be used for the analysis of the results of these experiments and for the derivation of new general conclusions. The paper is supplemented by an analysis of the speed conditions of the wheel as related to the forces to which the wheel is exposed. The analysis proves that under certain conditions the actual speed of the wheel can exceed its theoretical (circumferential) velocity.

wheel motion; slippage; directional deviation; terramechanics

GREČENKO A. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Neue Ergebnisse der Theorie einer ebenen Radbewegung*. Zem. technika 21 (9) : 507-524, 1975.

Die Abhandlung schließt an die vom Vf. früher veröffentlichten Grundtheorie der Radbewegung bei der Einwirkung der Trieb- und Seitenkraft an. Vertieft wird besonders die Analyse der den Radschlupf und -richtungsabweichungen betreffenden Schlußfolgerungen, mit weiterer Aufklärung des wichtigen Prinzips von Äquivalenz. Die Theorie bietet einfache, mathematisch formulierte Schlußfolgerungen, die die Bedingung für technische Anwendung darstellt. Obzwar eine der Voraussetzungen bei der Formelableitung das geringe Radeinsinken war, sind die Berechnungen auch für die Lösung der Radbewegung mit tiefer Spur anwendbar. Die Theorie wird im zweierlei Verfahren überprüft, und zwar durch direkte Messung und durch Auswertung von wichtigen, von anderen Verfassern veröffentlichten Experimentalergebnissen. Mit Hilfe der Theorie kann man überdies die Ergebnisse dieser Experimente analysieren und neue allgemeingültige Schlüsse folgern. Die Abhandlung ist durch die Analyse von Geschwindigkeitsverhältnissen am Rad in Bindung an die einwirkenden Kräfte ergänzt. Diese Analyse bekräftigt, daß unter gewissen Bedingungen die tatsächliche Radgeschwindigkeit seine theoretische (Umfangs-) Geschwindigkeit überschreiten kann.

Radbewegung; Schlupf; Richtungsabweichung; Terramechanik

---

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

---



# ENERGETICKÉ POMĚRY ODEBÍRACÍHO ŠNEKU ROZMETADEL HNOJE

J. Kupr

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

KUPR J. *Energetické poměry odebíracího šneku rozmetadel hnoje*. Zem. technika 21 (9) : 525-533, 1975.

Práce se zabývá stanovením příkonu odebíracího šneku rozmetadla hnoje v závislosti na kinematických veličinách rozmetadla a druhu rozmetávaného hnoje. K analyzování vztahu mezi uvedenými veličinami bylo použito metod dimenzionální analýzy a vícenásobné lineární regrese.

rozmetadlo hnoje; příkon šneku

Konstrukční uspořádání současných rozmetadel hnoje (statkových hnojiv) je převážně následující: dopravník (většinou hrabíkový) nese náklad hnoje k jednomu nebo dvěma odebíracím šnekům, které z vrstvy odtrhávají kusy hnoje a odhazují je na rozmetací jednotky, jimiž jsou částice hnoje drceny a vějířovitě rozhazovány za rozmetadlo.

Podle energetických bilancí v pracích Procházky (1965, 1966) a Kupra (1973, 1973a, 1974) se rozděluje vlastní příkon rozmetadla (bez příkonu na pojezd) na:

příkon podávacího dopravníku —  $5 \div 10 \%$ ,

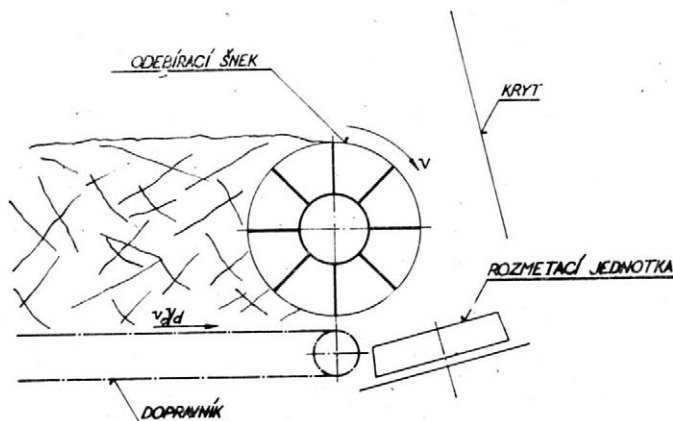
příkon odebíracího šneku —  $40 \div 45 \%$ ,

příkon rozmetacích jednotek —  $45 \div 50 \%$ .

Z uvedeného rozdělení vyplývá velmi významný podíl odebíracího šneku na vlastním příkonu rozmetadla a účelnosti určení takového režimu odebíracího šneku, který by byl z energetického hlediska optimální.

## TEORETICKÝ ROZBOR

Na činnost odebíracího šneku lze pohlížet jako na frézování (obr. 1), i když ve skutečnosti nejde o odřezávání vrstvy ve stejných třískách, ale spíše o vytrhávání kusů hnoje o nahodilé velikosti. Rovněž nelze zanedbat tření způsobené tlakem postupující vrstvy



1. Schéma rozmetadla hnoje

na šnek a urychlení částic hnoje na obvodovou rychlost šnekovnice, kterou částice opouštějí odebrací šnek, i když lze předpokládat, že příkon potřebný k urychlení bude zvláště při nízkých obvodových rychlostech šneku málo významný.

Příkon odebracího šneku lze popsat dimenzionálním rozbohem procesu, tj. určit v obecném tvaru vztah mezi příkonem a hlavními veličinami, které ho ovlivňují. Za hlavní veličiny lze pokládat:

|                                                                                                                        |                         |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| rychlost dopravníku $v_d$                                                                                              | — ( $\text{m s}^{-1}$ ) |
| obvodovou rychlost šneku $v$                                                                                           | — ( $\text{m s}^{-1}$ ) |
| vnější průměr šneku $D$                                                                                                | — ( $\text{m}$ )        |
| délka šneku $L$                                                                                                        | — ( $\text{m}$ )        |
| celkový součinitel odporu hnoje<br>proti vnikání šnekovnice (zahrnuje nejen vlastní „řezný“ odpor,<br>ale i tření) $k$ | — ( $\text{Nm}^{-2}$ )  |
| příkon odebracího šneku $P$                                                                                            | — ( $\text{W}$ )        |

Z těchto veličin lze sestavit dimenzionální matici v následujícím tvaru:

(1)

|    | $k_1$<br>$P$ | $k_2$<br>$v_d$ | $k_3$<br>$L$ | $k_4$<br>$k$ | $k_5$<br>$v$ | $k_6$<br>$D$ |
|----|--------------|----------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| kg | 1            | 0              | 0            | 1            | 0            | 0            |
| m  | 2            | 1              | 1            | -1           | 1            | 1            |
| s  | -3           | -1             | 0            | -2           | -1           | 0            |

Hodnost této matice  $h = 3$ ; počet nezávislých argumentů bude  $p = 3$ . Z této matice je zřejmé, že je možné sestavit pouze jeden komplex a dva simplex.

Matice (1) se rozepíše v soustavu tří rovnic o šesti neznámých  $k_i$

$$\begin{aligned} k_1 + k_4 &= 0 \\ 2k_1 + k_2 + k_3 - k_4 + k_5 + k_6 &= 0 \\ -3k_1 - k_2 - 2k_4 - k_5 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Pro řešení této soustavy je vhodné zvolit  $k_1 = 1$  a  $k_5 = k_6 = 0$ . Ostatní veličiny  $k_i$  vyjdou následovně:  $k_2 = -1$ ,  $k_3 = -2$ ,  $k_4 = -1$ , takže komplex  $\pi_1$  je ve tvaru:

$$\pi_1 = \frac{P}{k v_d L^2}$$

a simplex jsou

$$\pi_2 = \frac{D}{L}$$

$$\pi_3 = \frac{v_d}{v}$$

Hledaná funkce, popisující příkon odebracího válce, bude mít tento obecný tvar

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (3)$$

Podle Kožešníka (1955) je možné upravovat  $\pi_i$  argumenty libovolnou lineární kombinací, aby se získaly výrazy vhodné pro další zpracování.

Jeví se jako vhodné ve funkci (3) upravit komplex  $\pi_1$  vydělením argumentem  $\pi_2$ , čímž funkce (3) přejde na tvar

$$F\left[\frac{P}{k DL v_d}; \frac{D}{L}; \frac{v_d}{v}\right] = 0 \quad (4)$$

Konkretizace funkce (4) je možná pouze z experimentálních výsledků měření příkonu při různých rychlostech.

## VÝSLEDKY MĚŘENÍ

V letech 1966 až 1974 byla vykonána odborem základního výzkumu VÚZS spolu s vývojovým oddělením Agrostroje Pelhřimov řada prací, které se zabývaly zjišťováním energetické náročnosti odebíracího šneku na několika typech rozmetadel. Nejdůležitější charakteristické údaje, potřebné pro konkretizaci funkce (4), jsou uvedeny v tab. I.

### I. Charakteristické rozměry odebíracího šneku rozmetadel RU-4 a RA-10

| Typ rozmetadla<br>Charakteristická veličina               | RU-4 | RA-10         |                |
|-----------------------------------------------------------|------|---------------|----------------|
|                                                           |      | funkční model | druhý prototyp |
| Průměr šneku $D$ [m]                                      | 0,44 | 0,49          | 0,57           |
| Délka šneku $L$ [m]                                       | 1,8  | 2,2           | 2,2            |
| Obvodová rychlost spodního šneku $v$ [m s <sup>-1</sup> ] | 2,0  | 8,9           | 8,6            |
| Obvodová rychlost horního šneku $v$ [m s <sup>-1</sup> ]  | —    | 5,7           | 8,6            |
| Počet šneků $s$                                           | 1    | 2             | 2              |

V tab. II a III jsou uvedeny příkony  $P$  odebíracího šneku spolu s odpovídajícími rychlostmi podávacího dopravníku  $v_d$ . Příkony šneků byly určeny ze středních hodnot krouticího momentu, který byl měřen na hřídeli šneku a z otáček šneku. Z hodnot uvedených v tab. I, II a III byly vypočteny bezrozměrné argumenty  $\pi_i$ . Při výpočtu komplexu  $\pi_1$  bylo nutno dosadit také za součinitel  $k$ , který charakterizuje soudržnost zpracovávaného materiálu. Kvantitativní hodnoty  $k$  nejsou známy; pro určení konkrétního (kvalitativního) tvaru funkce (4) není nutné znát skutečnou velikost součinitele  $k$  — je možné zvolit libovolnou hodnotu, neboť tím se velikost komplexu  $\pi_1$  pouze lineárně posune, ale neovlivní tvar funkce. Při výpočtu  $\pi_1$  byla dosazována za  $k$  zdánlivá hodnota  $k = 1$  [N m<sup>-2</sup>]. První krok pro konkretizaci funkce (4) bylo vynesení závislosti

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3) \quad (5)$$

na grafickém papíře. Jako vhodné se ukázalo zobrazení na logaritmickém papíře, kde se závislost (5) zobrazila lineárně (obr. 2 a 3).

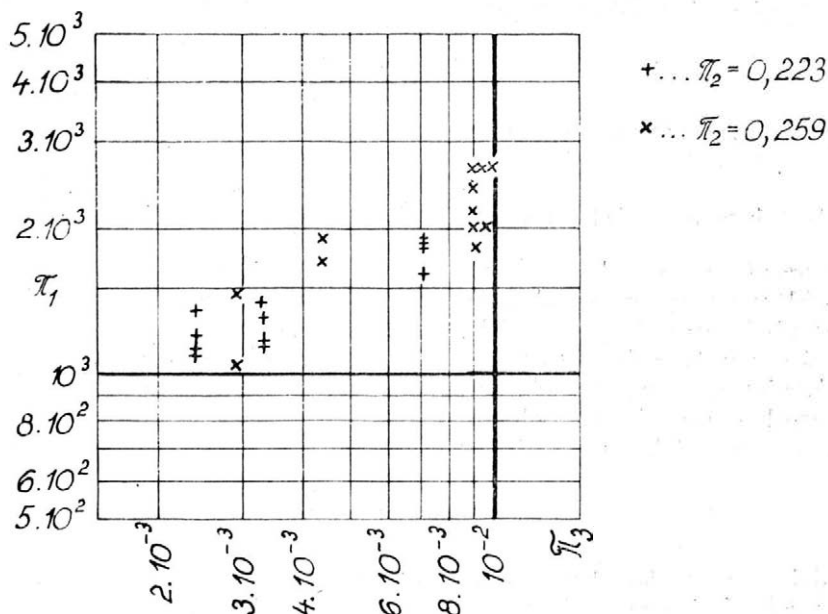
## II. Příkony odebracího šneku při rozmetání mokrého slamnatého hnoje z polního

| RU-4                                              |                   | RA-10 funkční model<br>(horní válec)              |                   |
|---------------------------------------------------|-------------------|---------------------------------------------------|-------------------|
| rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] | rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] |
| $3,60 \cdot 10^{-2}$                              | 3240              | $1,68 \cdot 10^{-2}$                              | 2650              |
| $3,56 \cdot 10^{-2}$                              | 3530              |                                                   | 2650              |
| $4,64 \cdot 10^{-2}$                              | 3680              |                                                   | 2870              |
| $5,30 \cdot 10^{-2}$                              | 4270              |                                                   | 2940              |
| $5,32 \cdot 10^{-2}$                              | 4780              | $2,48 \cdot 10^{-2}$                              | 2500              |
| $5,50 \cdot 10^{-2}$                              | 3460              |                                                   | 2720              |
|                                                   |                   |                                                   | 3090              |
|                                                   |                   |                                                   | 3090              |

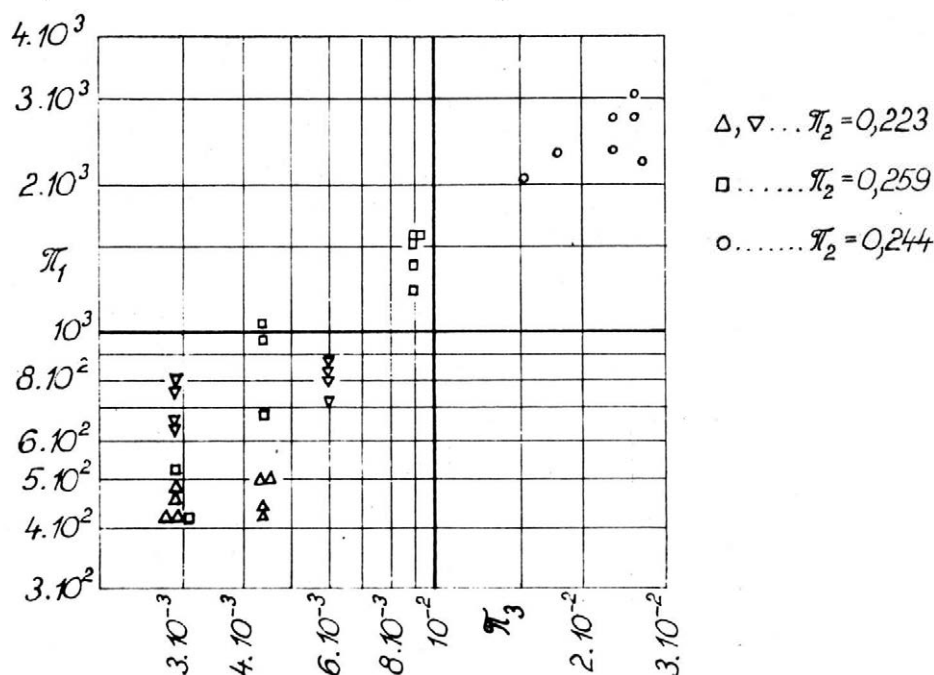
## III. Příkony dvou odebracích šneků při rozmetání mokrého slamnatého hnoje z polního hnojiště

| RA-10 funkční model                               |                   | RA-10 druhý prototyp                              |                   |
|---------------------------------------------------|-------------------|---------------------------------------------------|-------------------|
| rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] | rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] |
| $1,68 \cdot 10^{-2}$                              | 8 300             | $2,55 \cdot 10^{-2}$                              | 11 250            |
|                                                   | 8 550             |                                                   | 15 900            |
|                                                   | 9 260             | $3,78 \cdot 10^{-2}$                              | 18 500            |
|                                                   | 10 300            |                                                   | 20 000            |
| $2,48 \cdot 10^{-2}$                              | 8 900             | $8,05 \cdot 10^{-2}$                              | 19 000            |
|                                                   | 9 260             |                                                   | 21 700            |
|                                                   | 10 200            |                                                   | 21 800            |
|                                                   | 10 800            |                                                   | 23 600            |
| $5,30 \cdot 10^{-2}$                              | 12 400            |                                                   | 26 400            |
|                                                   | 13 500            |                                                   | 28 600            |
|                                                   | 13 600            |                                                   | 28 800            |
|                                                   | 13 800            |                                                   | 29 800            |

| RA-10 funkční model<br>(spodní válec)             |                   | RA-10, 2. prototyp<br>(horní válec)               |                   |
|---------------------------------------------------|-------------------|---------------------------------------------------|-------------------|
| rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] | rychlost dopravníku<br>$v_d$ [m s <sup>-1</sup> ] | příkon<br>$P$ [W] |
| $2,48 \cdot 10^{-2}$                              | 6170              | $2,55 \cdot 10^{-2}$                              | 4 560             |
|                                                   | 6400              |                                                   | 5 660             |
|                                                   | 7440              | $3,78 \cdot 10^{-2}$                              | 7 300             |
|                                                   | 7580              |                                                   | 10 600            |
| $5,30 \cdot 10^{-2}$                              | 6760              | $8,05 \cdot 10^{-2}$                              | 11 300            |
|                                                   | 7580              |                                                   | 13 600            |
|                                                   | 7730              |                                                   | 14 800            |
|                                                   | 8000              |                                                   | 16 250            |
|                                                   |                   |                                                   | 16 400            |
|                                                   |                   |                                                   | 16 600            |



2. Závislost argumentu  $\pi_1$  na  $\pi_3$  jednoho šneku při konstantním  $\pi_2$



### 3. Závislost argumentu $\pi_1$ na $\pi_3$ dvou šneků při konstantním $\pi_2$

To znamená, že funkci (4) lze vyjádřit v exponenciálním tvaru

$$\pi_1 = A \cdot \pi_2^{\beta_1} \cdot \pi_3^{\beta_2} \quad (6)$$

kde:  $A$  — bezrozměrná konstanta  
 $\beta_i$  — neznámý parametr

Z obou obrázků (2 a 3) lze usuzovat, že simplex  $\pi_2 = \frac{D}{L}$  nemá pro dané podmínky

měření výrazný vliv na velikost příkonu (velikosti  $\pi_2$  se pro dané stroje jen málo liší — vliv je překryt rozptylem výsledků); můžeme tedy celý soubor výsledků pokládat za vykonaný při konstantním  $\pi_2$  a v dalším postupu simplex  $\pi_2$  z rovnice (6) vypustit. Protože část výsledků měření byla vykonána při měření příkonu dvou odebíracích šneků (automobilního rozmetadla RA-10, tab. III), je tedy nutné v dalším postupu tuto skutečnost respektovat rozšířením vztahu (6) o simplex  $\pi_4 = s$ , kde  $s$  značí počet odebíracích šneků; tím dostaneme konečný tvar rovnice (6)

$$\pi_1 = A \cdot \pi_3^{\beta_1} \cdot \pi_4^{\beta_2} \quad (7)$$

Je třeba určit velikost konstanty  $A$  a parametrů  $\beta_i$  pro známé konstanty  $\pi_i$  prostředky vícenásobné lineární regrese způsobem, který uvádějí Hátle a Likeš (1972). Vztah (7) se převede na lineární funkci logaritmováním

$$\log \pi_1 = \log A + \beta_1 \log \pi_3 + \beta_2 \log \pi_4 \quad (8)$$

Z výsledků měření bylo sestaveno celkem 56 kombinací argumentů  $\pi_i$  (obr. 2 a 3). Pro tento počet argumentů je vhodné maticové zpracování; rovnice (8) byla tedy upravena na maticový tvar

$$||\log \pi_1|| = ||1, \log \pi_3, \log \pi_4|| \cdot ||\log A, \beta_3, \beta_4|| \quad (9)$$

kde: matice  $||\log \pi_1||$  — sloupcová matice řádu  $56 \times 1$   
 matice  $||1, \log \pi_3, \log \pi_4||$  — matice řádu  $56 \times 3$   
 matice  $||\log A, \beta_3, \beta_4||$  — řádková matice řádu  $3 \times 1$

Postupem uvedeným v práci Schmitmayera (1967) vyšly hodnoty:

$$\begin{aligned} A &= 1,7 \cdot 10^4 \\ \beta_3 &= 0,57625 \\ \beta_4 &= 1,00665 \end{aligned}$$



takže funkce (7) má konečný (kvalitativní) vztah

$$\pi_1 \doteq A \cdot \pi_3^{0,57625} \cdot \pi_4^{1,00665} \quad (10)$$

V rovnici (10) není uvedena vypočtená hodnota konstanty  $A$ , neboť odpovídá zdánlivé hodnotě součinitele  $k$ ; skutečnou hodnotu konstanty  $A$  nelze určit. Vypočtené hodnoty exponentů  $\beta_3$  a  $\beta_4$  jsou pro praktické použití nevhodné. Výhodnější je použít hodnot zaokrouhlených, a to  $\beta_3 = 0,5$  a  $\beta_4 = 1$ . Dosazením za  $\pi_i$  a  $\beta_i$  do vztahu (10) a úpravou vychází příkon odebracího ústrojí (šneků) ve tvaru

$$P = A k D L \cdot \sqrt{v_d \cdot v} \cdot s \quad (11)$$

V rovnici (11) jsou dvě neznámé konstanty —  $A$  a  $k$ , které by bylo nutné stanovit pouze dalšími experimenty. Pro praktické, i když pouze dílčí použití rovnice (11) lze součin  $A \cdot k$  nahradit konstantou  $B$ , která již není bezrozměrná, ale vystihuje vlastnosti různého druhu nákladu. Upravenou rovnici (11) ve tvaru

$$P = B \cdot D L \sqrt{v_d v} \cdot s \quad (12)$$

lze použít pro stanovení příkonu navrženého odebracího ústrojí (šneků) za předpokladu, že rozměry šneků jsou v poměru  $\frac{D}{L} = 0,223 \div 0,259$ . Pro různý druh hnoje byly

orientační hodnoty konstanty  $B$  stanoveny takto:

$B = (1 \div 1,5) \cdot 10^4 \text{ [Nm}^{-2}\text{]} — \text{pro mokrý slamnatý hnůj z polního i statkového hnojiště}$

$B = (3,5 \div 5,2) \cdot 10^3 \text{ [Nm}^{-2}\text{]} — \text{pro zaschlý slamnatý hnůj z polního hnoje}$

$B = (3,4 \div 4,8) \cdot 10^3 \text{ [Nm}^{-2}\text{]} — \text{pro hlinitý víceletý kompost bez znatelných organických zbytků}$



Příkon stanovený podle rovnice (12) je pouze příkon pracovní; výsledný příkon  $P_e$ , zahrnující celkovou energetickou náročnost šneku, lze přibližně vystihnout jako součet pracovního příkonu  $P$  a příkonu při běhu naprázdno  $P_o$  (tj. stav, kdy  $v_d = 0$ ).

$$P_e = P_o + P \quad (13)$$

Příkon při běhu naprázdno, který se spotřebovává na překonávání pasivních odporů šneku, lze na základě výsledků měření vyjádřit jako funkci obvodové rychlosti šneku  $v$  [ $\text{m s}^{-1}$ ] výrazem

$$P_o = C \cdot v^l \quad [\text{W}] \quad (14)$$

kde:  $C = 20 \div 35 \text{ (kg m}^{-2} \text{s}^{-3} \text{l)}$   
 $l = 1,04 \div 1,56 \text{ [bezrozměrné]}$

Obě konstanty —  $C$ ,  $l$  — charakterizují především dokonalost uložení hřídele šneku a tření šnekovice o bočnice korby.

## ZÁVĚR

Práce se zabývá stanovením příkonu odebíracího šneku rozmetadla hnoje v závislosti na kinematických veličinách šneku a druhu zpracovávaného materiálu. Odvozený vztah byl konkretizován na základě experimentálních výsledků. Z odvozeného vztahu vyplývá, že příkon šneku závisí lineárně na rozměrech (průměru a délce šneku), na geometrickém průměru obvodové rychlosti šneku a rychlosti podávacího dopravníku. Rovněž druh hnoje a jeho soudržnost výrazně ovlivňuje výši příkonu.

## Literatura

- HÁTLE, J. — LIKEŠ, J.: Základy počtu pravděpodobnosti a matematické statistiky. Praha, SNTL/ALFA 1972.  
 KOŽEŠNÍK, J.: Fyzikální podobnost a teorie modelů. Praha, SNTL 1955.  
 KUPR, J.: Tenzometrické měření automobilního rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 3222.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.  
 KUPR, J.: Pevnostní a energetické měření prvního prototypu automobilního rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 3269.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.  
 KUPR, J.: Energetické poměry druhého prototypu automobilního rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 3386.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.  
 PROCHÁZKA, J.: Energetické poměry a namáhání hřídelů a převodů rozmetadla hnoje RU-4. [Výzkumná zpráva č. 2288.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1966.  
 PROCHÁZKA, J.: Pevnostní a energetické poměry rozmetadla hnoje RU-4. [Výzkumná zpráva č. 2432.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1967.  
 SCHMIDTMAYER, J.: Maticový počet a jeho použití v technice. Praha, SNTL 1967.

Došlo dne 9. 7. 1975

КУПР Я. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Энергетический режим разгрузочного шнека у навозоразбрасывателей. Зем. техника 21 (9) : 525-533, 1975.

Работа посвящена определению потребляемой мощности у разгрузочного шнека навозоразбрасывателя в зависимости от кинематических величин навозоразбрасывателя и вида разбрасываемого удобрения. Для анализирования отношения между указанными величинами применялись методы анализа размеров и многократной линейной регрессии.

навозоразбрасыватель; потребляемая мощность шнека

KUPR J. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Energetic Conditions in the Discharge Auger of Manure Distributors*. Zem. technika 21 (9) : 525-533, 1975.

The paper deals with the determination of the power demand of the discharge auger in the manure distributor, as depending on the kinematic values of the distributor and on the kind of manure. The methods of dimensional analysis and multiple linear regression were used for the analysis of the relation between the mentioned values.

manure distributor; auger power requirement

KUPR J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Energieverhältnisse einer Entnahmeschnecke an Stallmiststreuern*. Zem. technika 21 (9) : 525-533, 1975.

Der Aufsatz befaßt sich mit der Bestimmung des Leistungsbedarfes einer Entnahmeschnecke der Stallmiststreuers in Abhängigkeit von den kinematischen Streuergrößen und von der Art des zu streuenden Stallmistes. Zur Analysierung der Beziehung zwischen den erwähnten Größen wurden Methoden der Dimensionsanalyse und der mehrfachen Linearregression herangezogen.

Stallmiststreuer; Leistungsbedarf der Schnecke

---

*Adresa autora:*

Ing. Jaroslav Kupr, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

---

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 10 časopisu

**ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA**

budou uveřejněny následující články:

- I. Lanča, J. Konopásek: Další poznatky z výzkumu procesu čištění a třídění zrnin na rovinných sítích
- M. Kavka, K. Prokop, A. Bílková, T. Doucha: Stochastický simulační model sklizně píce a jeho experimentální ověření
- J. Růžička: Sledování změn ztrátového činitele v použitých motorových olejích
- B. Podstavek: Riešenie hnojných koncoviek fariem hovädzieho dobytku a ošípaných pre využívanie hnojovice na hnojenie pôdy

# OVĽADACÍ ZAŘÍZENÍ PRO POSTUPNÝ ODKLIZ TRUSU V DRUBEŽÁRNÁCH

J. Šantrůček, H. Šujanová

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

---

ŠANTRŮČEK J., ŠUJANOVÁ H. *Ovládací zařízení pro postupný odkliz trusu v drubežárnách.* Zem. technika 21 (9) : 535-542, 1975.

Ovládací zařízení ZEOT-02 je určeno pro odkliz trusu v drubežárnách v delších, několikátých denních obdobích. Tento systém je vhodný jednak pro podniky s malou kapacitou, kde odpadne každodenní vyklizení malého množství trusu, jednak ve velkochovech tam, kde se počítá s další úpravou trusu sušením, protože trus ponechaný v hale dva až tři týdny může do značné míry vyschnout. Vysokou vrstvu proschlého trusu však není možné vyhrnout najednou a je nutné ho odklízet vždy po několikametrových úsecích od konce trusného kanálu. Právě tuto funkci trusných lopat uvedené zařízení umožňuje. Ovládací zařízení ZEOT-02 je řešeno jako přenosná jednotka, která se ke klecové baterii připojuje elektricky i mechanicky. Jedna ovládací jednotka zajistí postupný odkliz trusu pro více klecových baterií, popř. pro celou farmu. Délka záběru je nastavitelná, do poloautomatického cyklu je možné kdykoliv pomoci paralelního tlačítkového ovládání zasáhnout. Zařízení je již rok v provozu a plně se osvědčilo.

ovládání; odkliz; trus; drubežárny

---

Zemědělské strojírenství zásobuje v poslední době zemědělské závody komplexními technologickými linkami, které jsou v některých případech, především v živočišné výrobě, řešeny na takové úrovni, která se téměř rovná vyčerpání možnosti mechanizace.

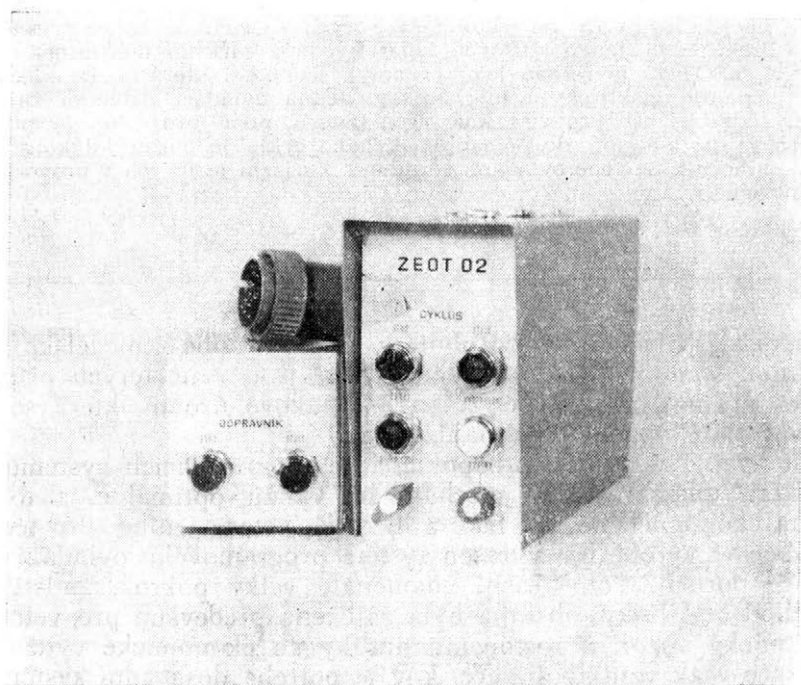
Další vývojový stupeň předpokládá řešení ovládacích systémů a zařízení, která umožní danou mechanizaci využít optimálně, a to nejen z hlediska ekonomického, ale také z hlediska veterinárního. Pro technologii v živočišné výrobě byl vyřešen systém programového ovládání včetně signalizace poruch. Toto řešení znamenalo velký pokrok, zajistilo spolehlivý chod celé linky, obsluha byla zajištěna především pro veterinární a zootechnický dozor. S rostoucími nároky na ekonomické využití dané mechanizace však vznikla situace, kdy je potřeba dosavadní systém ovládání doplnit o nové prvky. Jedná se o linku trusu, u které je možné změnou režimu vyklizení trusu ovlivnit některé provozní parametry, jako např. mikroklima v hale, snížit náklady na přepravu a sušení trusu a zajistit jeho lepší využití v agrotechnice.

Dosud se trus v drubežárnách odklízel denně, což z hlediska zvládnutí poměrně malé vrstvy trusu odklizovou lopatou nečiní potíže. Při denním odklizu však vzniká v drubežárně značně nehygienické prostředí a přitom se s takto odklizeným trusem zbytečně a namáhavě odstraňuje i značná hmotnost vody, která je součástí čerstvého trusu. Z těchto důvodů se

v poslední době přechází na odkliz trusu po delším, několikátýdenním období; mezi jednotlivými odklizeními se s trusem nehýbe, takže může vyschnout. Dosavadními zařízeními však nelze odkliz po tomto delším časovém období zvládnout, protože vrstva proschlého trusu je pak poměrně vysoká a pracovní odpor trusné lopaty takový, že znemožní vyhrnutí celé vrstvy trusu najednou.

V těchto případech proto musí odkliz probíhat po částech, postupně, po několikametrových úsecích od konce trusného kanálu. Je sice také možné odklízet trus po jednotlivých horizontálních vrstvách, ale zařízení k tomuto účelu je značně funkčně nespolehlivé a velmi poruchové.

Zařízení pro etapový odkliz trusu ZEOT-02 je samostatné poloautomatické zařízení, které umožňuje odkliz trusu v delších — několikátýdenních — intervalech z jednopodlažních i vícepodlažních klecí v drůbežárnách. Je to doplněk k programovému ovládání v drůbežárnách a jeho použití je vhodné především tam, kde se počítá s další úpravou trusu sušením.



1. Rozvodná skříňka a přenosná jednotka ovládacího zařízení ZEOT-02

Zařízení ZEOT-02 se skládá ze dvou částí (obr. 1):

1. z rozvodné skříňky, která je trvale připevněna na náhonové jednotce lopat,
2. z vlastní ovládací přenosné jednotky.

Tato koncepce byla zvolena proto, že stabilní ovládání, zabudované v hlavním rozvaděči pro každou baterii klecí, by bylo využito jen jednou za několik týdnů. Přenosná jednotka je k náhonové jednotce lopat připojena jen po dobu vyklizení příslušné linky, tzn., že jednou přenosnou ovládací jednotkou je možné postupně vyklidit trus ze všech hal celé drůbeží farmy.

Rozvodná skříňka obsahuje svorkovnici, na kterou se připojí motor náhonové jednotky a koncové vypínače, které vymezují krajní polohy lopat. Dále je do rozvodné skříňky přiveden jistěný přívod  $3 \times 380/220$  V, 10 A. Protože příčný dopravník (na vynášení trusu z haly) je ovládán tlačítkově, jsou na rozvodné skříňce ještě tlačítka pro jeho ovládání. Ta jsou propojena kabelem s hlavním rozvaděčem, na kterém je umístěn ovládací stykač příčného dopravníku. Přenosná ovládací jednotka se připojuje 12pólovým konektorem. Rozvodnou skříňkou je vybavena každá náhonová jednotka lopat.

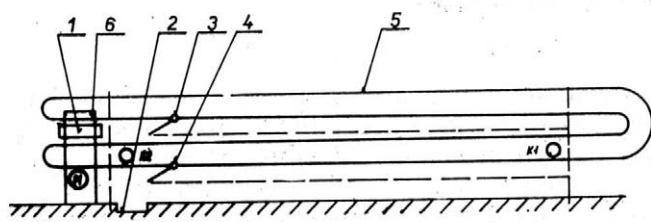
Rozvodné skříňky jsou navrženy v dvojím provedení, protože v současné době se vyrábějí baterie pro chov drůbeže se dvěma způsoby vedení tažného lana trusných lopat. Funkce lopaty je tím ovlivněna a bylo třeba zajistit, aby obě provedení byla navrhovaným ovládacím zařízením ovladatelná.

Na obr. 2 a 3 jsou schematicky znázorněny obě varianty pro dvou-podlažní klece, pro vícepodlažní klece je činnost lopat obdobná. Z obr. 2 je zřejmé, že lopaty v obou podlažích mají souhlasný chod, obě vyklízejí současně.

Funkce lopat podle obr. 3 je následující: trus je vyklizen ve dvou cyklech. Nejprve vyklízí pouze lopata, která má klidovou polohu u příčného dopravníku a druhá lopata je mechanicky aretována ve zvednuté poloze. Po vyklizení prvního podlaží se přepne ovládací zařízení, odstraní se aretace u zbývajících lopat a vyklízí se druhé podlaží. První lopata

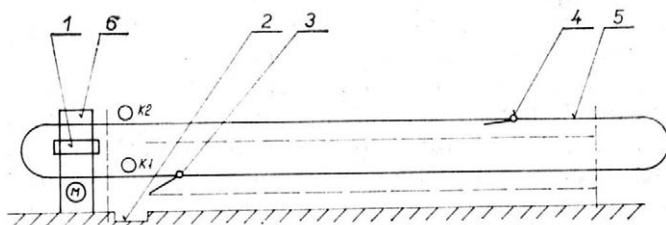
2. Dvoupodlažní klece se souběžným chodem lopat

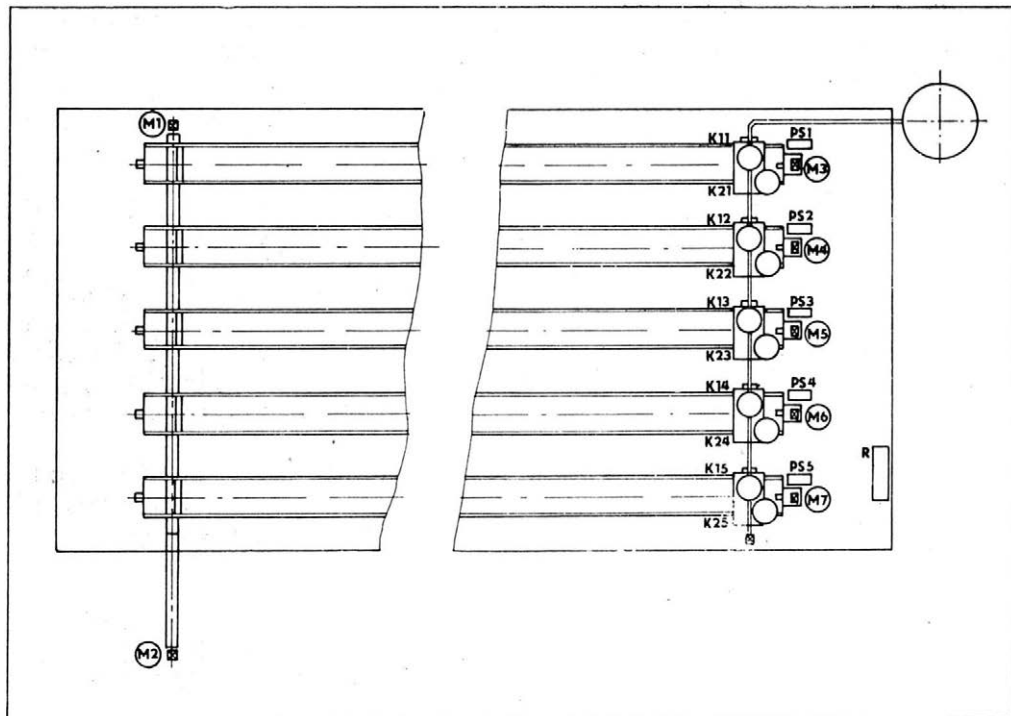
- 1 — rozvodná skříňka
- 2 — vynášecí dopravník
- 3, 4 — trusné lopaty
- 5 — lano
- 6 — náhonová jednotka lopat



3. Dvoupodlažní klece s jednou lopatou v záběru

- 1 — rozvodná skříňka
- 2 — vynášecí dopravník
- 3, 4 — trusné lopaty
- 5 — lano
- 6 — náhonová jednotka lopat





#### 4. Rozmístění ovládacích prvků v hale s pěti klecovými bateriemi

M1, M2 — motory příčného vynášecího dopravníku trusu

M3, M7 — motory náhonových jednotek shrnovacích lopat

K11-K15 — koncové vypínače — zastavují lopatu směrem k náhonové jednotce

K21-K25 — koncové vypínače — zastavují lopatu směrem k dopravníku trusu

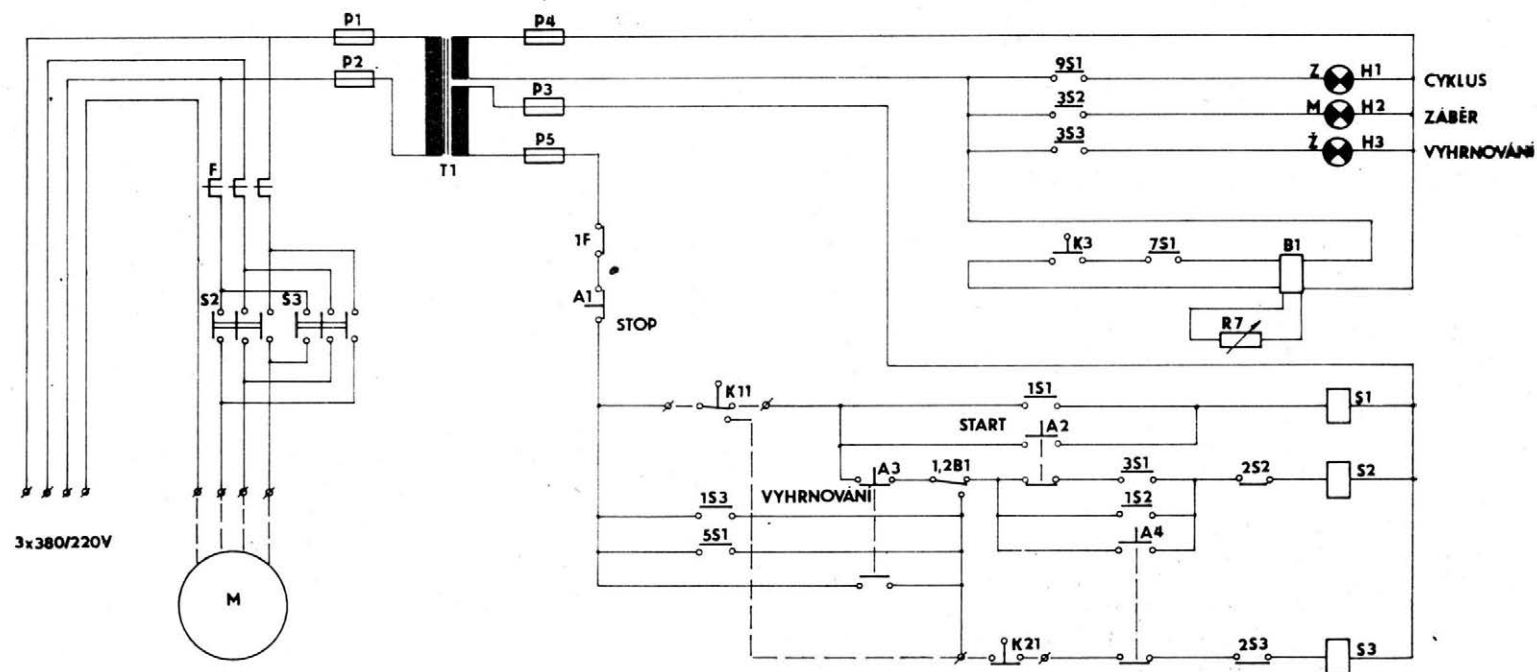
PS1, PS5 — rozvodné skřínky

R — hlavní rozvaděč

zůstává stále v pracovní poloze. Po ukončení druhého cyklu je nutné druhou lopatu opět zaaretovat, aby byla připravena pro další vyklízení. Uspořádání celého ovládacího zařízení v hale je zřejmé z obr. 4.

Přenosná jednotka, která se při vyklízení zavěsí na příslušnou rozvodnou skříňku, se připojuje jednak elektricky konektorem, jednak mechanicky ke kladce tažného lana bowdenovým připojem. Bowden je na druhém konci napojen na převod s prokluzovou spojkou a ovládacím raménkem koncového spínače, vestavěného v přenosné jednotce a zapojeného přes časové relé do ovládacího obvodu zařízení. Tím je zajištěna proměnlivá délka záběru lopaty, při každém kroku se záběr lopaty prodlužuje o čas nastavený na časové relé.

Schéma přenosné jednotky je na obr. 5. Je v ní umístěn oddělovací transformátor pro ovládací okruh, jeho pojistky na primární i sekundární straně, jističí nadproudové relé motoru, časové relé a tři stykače. Ovládací napětí stykačového obvodu je 220 V, okruhu časového relé 24 Vss. Na levém boku skřínky jsou umístěny ovládací tlačítka, ovladač pro nastavení délky záběru a mechanický ovladač na vynulování spojky.



5. Schéma zapojení přenosné jednotky ZEOT-02



Činnost ovládacího zařízení při vyklizení trusného kanálu je následující: Přenosná jednotka se zavěsí na rozvodnou skříňku a elektricky i mechanicky se připojí. Ovladač spojky je nastaven do výchozí polohy, ovladačem pro délku záběru nastavíme čas časového relé (potenciometrem R 7). Ovládacím tlačítkem na rozvodné skříňce je spuštěn příčný dopravník trusu, tlačítkem „start“ na přenosné jednotce je zapnut cyklus vyklizení. Lopata jede do záběru, přes bowden je sepnut vestavěný koncový spínač K3, na časovém relé B1 ubíhá nastavený čas. Po dané době je chod motoru reverzován a lopata vyhrnuje trus. V koncové poloze lopaty u příčného dopravníku rozepne lopata koncový spínač K2 a lopata jede opět do záběru. Jakmile dojde lopata do místa předchozího záběru, sepne bowden mikrospínač K3 a relé B1 opět po stejné době zreverzuje chod motoru. Záběr je prodloužen o délku, která je úměrná nastavením času, a lopata vyhrnuje trus. Takto je vyklizen celý kanál, při posledním kroku je přepnut koncový přepínač K1, rozpadne se automatický cyklus a po dojetí lopaty do koncové polohy u příčného dopravníku je motor náhonu vypnut. Do vyklízecího cyklu je možné kdykoliv zasáhnout paralelním tlačítkovým ovládáním.

### Technická data

|                                                            |                                      |
|------------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| Napájecí napětí                                            | 3 X 380/220 V, zkratově jištěno 10 A |
| Jmenovitý proud ovládaného motoru                          | 3,2 A                                |
| Nastavení délky záběru – časové<br>zpoždění záběru lopatky | 0,8 – 32 s                           |
| Krytí – rozvodná skříňka                                   | IP 54                                |
| přenosná jednotka                                          | IP 41                                |
| Rozměry – rozvodná skříňka                                 | 440 X 130 X 148                      |
| přenosná jednotka                                          | 440 X 240 X 148                      |
| Hmotnost – rozvodná skříňka                                | 4 kg                                 |
| přenosná jednotka                                          | 12 kg                                |

Ovládací zařízení pro etapový odklíz trusu se již rok zkouší na dvou pracovištích.

Z měření a zkoušek ve Výzkumném ústavu živočišné výroby v Uhřetěvsi vyplývají tyto závěry:

Při odklizení trusu za delší časové období je bezpodmínečně nutné zamezit odkapávání vody z průtokových nebo kapátkových napáječek do trusu. V případě, že to není zajištěno, hromadí se v trusných kanálech pod napáječkami voda, která v teplém prostředí haly podporuje kvasné a hnilobné procesy probíhající v trusu, což má za následek značné zvyšování zápachu v hale.

Odpar vody z trusu je závislý jednak na množství produkovaného trusu, jednak na mikroklimatických poměrech, tj. zejména na teplotě, vlhkosti a proudění vzduchu jak v hale, tak i v jednotlivých etážích klece.

Počáteční obsah vody v trusu je ovlivňován teplotou vzduchu, kvalitou krmné směsi a systémem napájení.

K nejvyššímu snížení vlhkosti trusu dochází během prvních týdnů odchovu. Je to způsobeno jednak nízkou produkcí trusu u malých kuřat, jednak vysokými teplotami v hale, které se pohybují v rozmezí 28 až 35 °C.

Chemickými rozborů vzorků trusu z trusných kanálů pod klecemi pro odchov kuřat ve stáří dva až šest týdnů bylo zjištěno, že u čerstvého trusu se pohybovala sušina v rozmezí 34,3 až 46,4 % při obsahu 14,37 až 19,94 % dusíkatých látek, zatímco u trusu, který byl 21 až 28 dní v trusném kanálu, se zvýšil obsah sušiny na 54,2 až 63,6 % při 15,8 až 21,2 % dusíkatých látek. Při stáří kuřat od 10 do 15 týdnů se u čerstvého trusu pohybovala sušina v rozmezí 21,70 až 32,02 % při obsahu 7,97 až 17,70 % dusíkatých látek. Po pětítýdenním skladování se pohyboval obsah sušiny v rozmezí 25,33 až 37,54 %, při obsahu 12,10 až 17,50 % dusíkatých látek.

Téměř stejné hodnoty byly zjištěny při stáří kuřat 15 až 20 týdnů.

Poněvadž se zkoušky dělaly převážně v zimních měsících při výměně vzduchu cca 0,8 m<sup>3</sup> na kilogram živé hmotnosti, je předpoklad, že v letních měsících bude odpar vody z trusu větší.

Ovládací zařízení pracovalo během celého zkouškového období spolehlivě, bez jediné poruchy.

## ZÁVĚR

Ovládací zařízení ZEOT-02, které je určeno pro odkliz trusu v drůbežárnách v delších obdobích, je řešeno jako přenosná jednotka. Ke klecové baterii se připojuje přes rozvodnou skříňku trvale upevněnou na náhonové jednotce lopat. Jedna ovládací jednotka zajistí postupný odkliz trusu pro více klecových baterií, popřípadě pro celou farmu. Tento systém vyklizení trusu je vhodný jednak pro podniky s malou kapacitou, kde šetří náklady na energii i na dopravu, jednak pro velkochovy, které jsou zařízení na další úpravu trusu sušením.

Z ekonomického hodnocení, které bylo vypracováno na základě ustanovení směrnice FMTIR č. 47 z r. 1972, vyplývá, že úspory u uživatele vyjadřuje součinitel 28,4, což lze rovněž vyjádřit jako přínos na 1,- Kčs, vynaloženou na výzkum a vývoj.

Vyřešené zařízení je v současné době předáváno do výroby; předpokládá se, že v roce 1976 bude zahájena sériová výroba.

Došlo dne 9. 7. 1975

ШАНТРУЧЕК Я., ШУЯНОВА Г. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Устройство управления для постепенной уборки помета на птицефермах. Зем. техника 21 (9) : 535-542, 1975.

Устройство управления ZEOT-02 предназначено для уборки помета на птицефермах с длительными, нескольконедельными интервалами. Эта система пригодна как для предприятий с небольшой пропускной способностью, где нет необходимости в ежедневной уборке небольшого количества помета, а также на крупных птицефермах, где предполагается дальнейшая обработка помета при помощи сушки, так как помет, оставляемый в цехе в течение двух-трех недель, может в значительной степени высохнуть. Высокий слой высохшего помета, однако, нельзя сгрести сразу, его необходимо убирать по участкам в несколько метров от конца пометного канала. Как раз управление этими лопатами осуществляет устройство. Устройство управления ZEOT-02 является переносным, которое электрически и механически подключается к батареям клеток. Одно устройство управления обеспечит постепенную уборку помета в нескольких батареях клеток, или на всей птицеферме. Длина захвата может быть

регулирована, в полуавтоматический цикл можно в любое время вмешаться при помощи параллельной системы кнопок. Устройство уже год находится в эксплуатации и полностью оправдало себя.

управление; уборка; помет; птицефермы

ŠANTRŮČEK J., ŠUJANOVÁ H. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Controlling Equipment for Gradual Dung Removal in Poultry Houses*. Zem. technika 21 (9) : 535-542, 1975.

The ZEOT-02 controlling equipment is designed to be used for dung removal in poultry houses in longer intervals (of several weeks). This system is suitable for small-capacity farms where every-day dung removal is eliminated by its use and for large poultry farms where dung is to be subjected to further processing (drying) — dung left in the house for two or three weeks may dry to a considerable degree. However, it is impossible to scrape a thick layer of poultry litter at the same time, and several-metre sections from the end of the dung canal must be removed. This function of dung shovels is enabled by the mentioned equipment. The ZEOT-02 controlling equipment is a portable unit connected to the cage battery electrically and mechanically. One controlling unit enables dung removal for several cage batteries or for the whole farm. The effective length of shovel bite is adjustable. A parallel button-control device is available to the operator to adjust the semi-automatic cycle at any moment. The equipment has been in operation for a year and has given very good results.

control; removal; dung; poultry houses

ŠANTRŮČEK J., ŠUJANOVÁ H. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Steuereinrichtung für die schrittweise Kotabräumung in Geflügelställen*. Zem. technika 21 (9) : 535-542, 1975.

Die Steuereinrichtung ZEOT-02 ist zur Kotabräumung in Geflügelställen in längeren, mehrwöchentlichen Zeitabschnitten bestimmt. Dieses System ist einerseits für Betriebe mit geringer Kapazität geeignet, wo die alltägliche Abräumung einer geringen Kotmenge entfällt, andererseits in Großbetrieben dort, wo die Kotnachbehandlung durch Trocknung vorgesehen wird, denn das in der Halle während zwei bis drei Wochen belassene Kot in starkem Masse austrocknen kann. Eine hohe Schicht des durchgetrockneten Kots kann allerdings nicht auf einmal ausgeräumt werden und man muß es jeweils in Abschnitten von mehreren Metern Länge ab Ende des Kotkanals wegräumen. Gerade diese Funktion von Kotschaufeln wird durch die erwähnte Vorrichtung ermöglicht. Die Steuereinrichtung ZEOT-02 wird als tragbare Einheit gelöst, die an die Käfigbatterie elektrisch und mechanisch angeschlossen wird. Eine Steuereinheit sichert die schrittweise Kotabräumung für mehrere Käfigbatterien, bzw. für die ganze Farm. Die Länge der Arbeitsbreite ist einstellbar, in den halbautomatischen Zyklus kann man jederzeit mittels der parallelen Druckknopfsteuerung eingreifen. Die Einrichtung ist seit einem Jahr im Einsatz und hat sich völlig bewährt.

Steuerung; Abräumung; Kot; Geflügelställe

---

#### Adresa autorů:

Ing. Jaroslav Šantrůček, ing. Hana Šujanová, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

---

# VÝSLEDKY SROVNÁVACÍCH FUNKČNĚ ENERGETICKÝCH ZKOUŠEK STROJŮ PRO SEČENÍ A ÚPRAVU PÍCNIN

I. Lanča, Z. Vraný, A. Čermák

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

LANČA I., VRANÝ Z., ČERMÁK A. *Výsledky srovnávacích funkčně energetických zkoušek strojů pro sečení a úpravu pícnin.* Zem. technika 21 (9) : 543-560, 1975.

Článek kvalitativně hodnotí výsledky porovnávání funkčně energetických zkoušek strojů pro sečení a úpravu pícnin, které se dělaly ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově v roce 1974. Ve zkouškách byly porovnávány následující stroje: rotační žací stroj RŽS-160 a rotační žací stroj ŽTR-165 z Agrostroje Pelhřimov, rotační žací stroj TS-1650 Taarup (Dánsko), žací mačkač s rotačním žacím ústrojím KM 40 TC - Fahr (NSR) a žací mačkač Haybine 460 - New Holland (USA). Porovnávací funkčně energetická měření byla provedena při sečení porostu (jetele o průměrném výnosu  $40 \text{ t ha}^{-1}$  a průměrné sušině 12,32 % a luční trávy o průměrném výnosu  $45 \text{ t ha}^{-1}$  a sušině 13,72 % s následujícími výsledky: Absolutně nejnižší energetické nároky ze všech porovnávaných strojů měl stroj firmy New Holland, ačkoliv má navíc mačkáč válce. Tato skutečnost je způsobena velmi nízkými energetickými nároky prstového žacího ústrojí (zhruba šestkrát nižšími) proti rotačnímu žacímu ústrojí. Uvedený stroj v porovnání se strojem stejného principu od firmy Fahr, vybaveným ovšem bubnovým žacím ústrojím, měl za stejných podmínek průměrně trojnásobně nižší příkon. Analýza měrné práce potřebné na zpracování 1 kilogramu píce u všech ověřovaných strojů ukázala, že hospodárnost práce roste s průchodností, tj. s pracovní rychlostí. Funkční přednosti rotačního žacího ústrojí uplatněného u stroje Fahr proti stroji New Holland, který je vybaven klasickým prstovým žacím ústrojím, se projevily jedině při sečení polehlých porostů; u stroje New Holland se často ucpávaly mačkáč válce a zanechával značně vyšší strniště.

krouticí moment; otáčky; příkon; měrná práce; průchodnost; pojezdová rychlost; výška strniště; profil řádku; rotační žací stroj; žací mačkač

Zvyšování tempa sklizně při současném prudkém růstu hektarových výnosů pícnin si vynucuje nové řešení některých funkčních prvků žacích a sklizňových strojů. Jedním z nich je i žací ústrojí.

Klasická koncepce prstového žacího ústrojí s přímovratným pohybem kosa již nevyhovuje požadavkům kladeným na kvalitu práce a pracovní rychlost příští generace žacích a sklizňových strojů, a to zejména při sečení ploch s vysokým hektarovým výnosem píce a polehlých porostů. Vzhledem ke skutečnosti, že tyto plochy počínají mít v současné době celosvětově převládající charakter, jsou v zahraničí i u nás hledána nová řešení žacího ústrojí, určeného především pro nově vyvíjené samojízdné žací a sklizňové stroje, která by byla konstrukčně jednoduchá a funkčně vyhovující i při vysokých výnosech píce a vyšších pracovních rychlostech. Jednou z cest, která vede ke splnění těchto požadavků, je použití rotačních bubnových nebo diskových pracovních prvků v konstrukci žacího ústrojí.

V posledních letech se začínají rotační žací orgány v široké míře uplatňovat v konstrukcích závěsných i samojízdných žacích mačkačů, sběracích vozů a sklízecích řezaček vyráběných předními západoevropskými a americkými výrobci.

Např. žací mačkače s rotačním ústrojím vyrábějí tyto přední světové firmy:

- západoněmecká firma FAHR vyrábí čtyřbubnový žací mačkač KM 40 TK o záběru 2,70 m;
- další západoněmecká firma WELGER vyrábí čtyřdiskový žací mačkač o záběru 1,70 m;
- americká firma HESSTON vybavuje své mačkače PT 7 D šestidiskovým žacím ústrojím o pracovním záběru 2,23 m.

Jednou z prvních firem, která začala uplatňovat rotační žací prvky v konstrukci samojízdných sběracích vozů, je italská firma FONTANESI (GAVRIAGO), která vybavuje své samojízdné sběrací vozy čtyřbubnovým žacím adaptérem o záběru 1,95 m.

Rotačních žacích ústrojí se začíná používat i jako adaptéry k závěsným nebo samojízdným sklízecím řezačkám. V tomto trendu patří priorita dánským firmám TAARUP a DRONNINGBORG. Firma TAARUP vyrábí závěsné sklízecí řezačky SE 2100 s pětiskovým žacím ústrojím o pracovním záběru 2,10 m a firma DRONNINGBORG začala v roce 1974 vybavovat své samojízdné sklízecí řezačky DANIA D-5000 šestibubnovým žacím adaptérem o záběru 3,05 m.

V souladu se světovým trendem je i v našich návrzích další generace strojů pro sečení a sklizeň píce uvažováno s rotačním žacím ústrojím. Vzhledem k tomu, že v ČSSR nebyly zatím získány zkušenosti i z provozu žacích mačkačů s rotačním žacím ústrojím a ani nebyly za stejných pracovních podmínek funkčně a energeticky porovnány bubnové a diskové žací stroje, byla v rámci úkolu „Samochodné stroje“ provedena funkčně – energetická porovnávací měření bubnových a diskových rotačních žacích strojů. Tato měření byla rozšířena o funkčně energetické porovnání žacích mačkačů NEW HOLLAND a FAHR, které oba vlastní JZD Mír se sídlem ve Fryčovicích, jež nám tyto srovnávací zkoušky umožnilo.

V JZD Mír byly tedy za přibližně totožných pracovních podmínek funkčně a energeticky porovnány následující stroje pro sečení a úpravu píce:

- rotační žací stroj RŽS-160 – výrobce Agrostroj Pelhřimov
- rotační žací stroj ŽTR-165 – výrobce Agrostroj Pelhřimov
- rotační žací stroj TS-1650 – výrobce TAARUP (Dánsko)
- žací mačkač s rotačním žacím ústrojím KM 40 TC FAHR (NSR)
- žací mačkač HAYBINE 460 – NEW HOLLAND (USA)

## HLAVNÍ TECHNICKÁ DATA ZKOUŠENÝCH STROJŮ

Přehled o hlavních technických datech porovnávaných strojů podává tab. I.

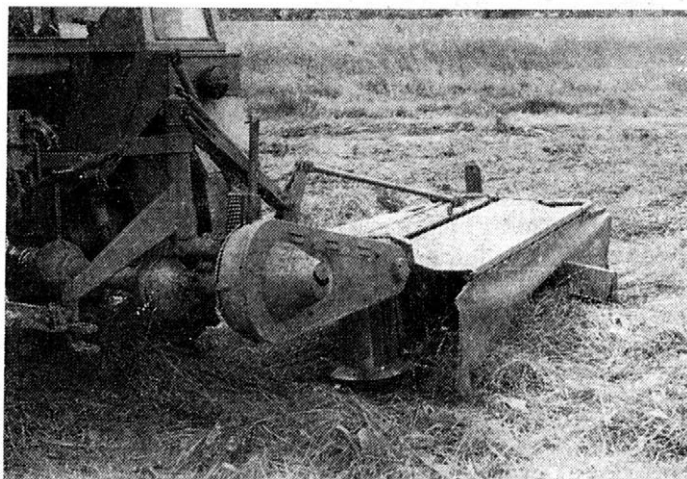
První tři stroje jsou pouze žacími stroji a jsou při práci nesené na tříbodovém závěsu traktoru. Poslední dva stroje jsou závěsné žací mačkače. Pohon všech strojů je odvozen od vývodového hřídele traktoru s 540 otáčkami za minutu a je přenášán kloubovým hřídelem.



# I. Hlavní technické parametry porovnávaných strojů pro sečení a úpravu pícnin

| Typ — model                                      | RŽS-160       | ŽTR-165 | Taarup<br>TS 1650 | Fahr<br>KM 40    | New Holland<br>Haybine 460 |
|--------------------------------------------------|---------------|---------|-------------------|------------------|----------------------------|
| Druh žacího ústrojí                              | rotační bubny |         | rotační<br>disky  | rotační<br>bubny | klasické<br>prstové        |
| Počet žacích orgánů                              | 4 bubny       | 2 bubny | 4 disky           | 4 bubny          | —                          |
| Počet nožů                                       | 4 × 2         | 2 × 3   | 4 × 2             | 4 × 2            | 36                         |
| Záběr stroje (cm)                                | 160           | 165     | 165               | 260              | 260                        |
| Otáčky žacích orgánů<br>(1 × min <sup>-1</sup> ) | 3020          | 1820    | 3000              | 1215             | klika<br>700               |
| Maximální průměr<br>žacích orgánů<br>(mm)        | 440           | 830     | 435               | 660              | rozteč<br>žabek<br>76,2 mm |
| Obvodová rychlost<br>nožů (m s <sup>-1</sup> )   | 69,5          | 79,2    | 68,3              | 42,0             | —                          |

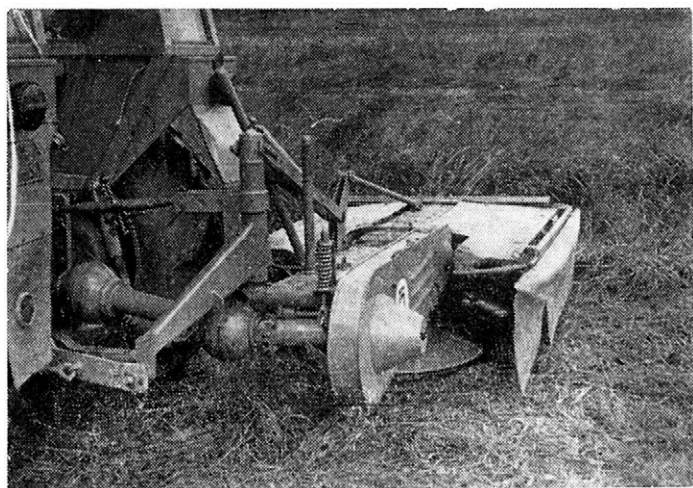
U strojů RŽS-160 a ŽTR-165 jsou převodové skříně naplněny mazacím tukem. Převodové skříně zahraničních strojů mají olejovou náplň. Jednotlivé porovnávací stroje jsou zobrazeny na obr. 1 až 5.



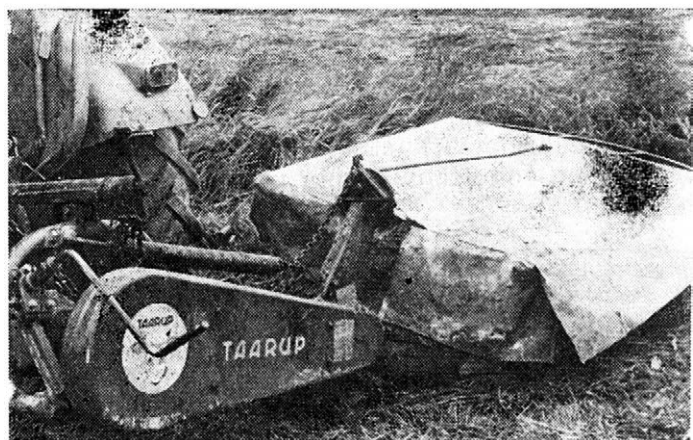
1. Rotační žací stroj  
RŽS-160 z Agrostroje  
Pelhřimov

## PRŮBĚH A VÝSLEDKY POROVNÁVACÍCH FUNKČNĚ ENERGETICKÝCH ZKOUŠEK

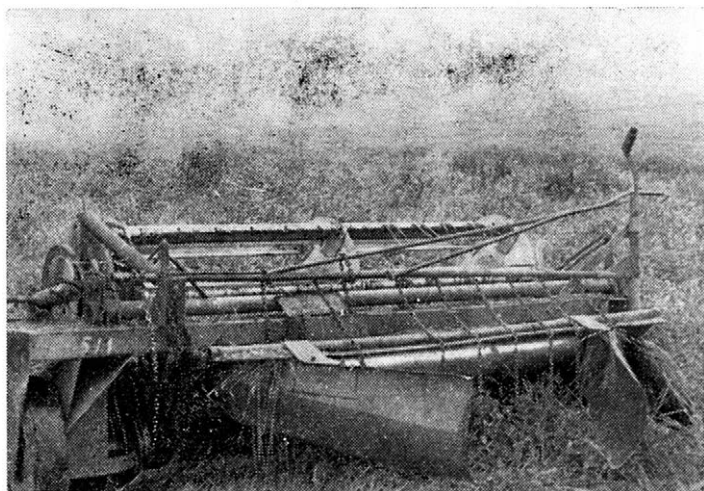
Funkčně energetická měření strojů pro sečení a úpravu pícnin byla provedena v období od 10. 6. do 14. 6. 1974 pracovníky oddělení 3202 OAV a oddělení energetických měření OZV VÚZS na pozemcích JZD Mír se sídlem ve Fryčovicích, okr. Frýdek-Místek.



2. Žací traktorová rotační lišta ŽTR-165 z Agrostroje Pelhřimov



3. Rotační žací stroj TS 1650 dánské firmy Taarup



4. Žací mačkač Haybine 460 firmy New Holland

5. Pohled na žací mač-  
kače při porovnávacích  
energetických měřeních



Kvalita práce a energetická náročnost všech pěti strojů byla porovnána při sečení jetele. Funkční a energetické parametry strojů byly měřeny při různých průchodnostech, dosahovaných změnou pracovní rychlosti, přičemž bylo dbáno, aby jmenovité otáčky vývodového hřídele, tj. 540 otáček za minutu byly při všech měřeních pokud možno konstantní a měření byla tedy uskutečněna při jmenovitých otáčkách strojů. Jen výjimečně se dělala se strojem ŽTR-165 měření i při maximálních otáčkách traktorového motoru, jímž odpovídají otáčky vývodového hřídele 640 otáček za minutu.

Jeho maximální rychlost byla zvolena u žacích strojů pracovní rychlost cca 7 až 8 km h<sup>-1</sup> (teoreticky 10 km h<sup>-1</sup> – III. převodový stupeň) a u žacích mačkačů cca 6 km h<sup>-1</sup> (teoreticky 7 km h<sup>-1</sup> – II. převodový stupeň).

Pokles skutečné pracovní rychlosti proti teoretické (jmenovité) byl způsoben rozmoklostí zkušebního pozemku. Tyto maximální pracovní rychlosti byly voleny s ohledem na rozmoklý terén a polehlost jetelového porostu. Při vyšších pojezdových rychlostech (při zařazení IV., resp. III. převodového stupně) docházelo za těchto pracovních podmínek k značnému prokluzu kol traktoru a ucpávání strojů.

Abychom získali závislost výšky sřezu a příkonu stroje na pracovní rychlosti a průchodnosti u jednotlivých strojů, měřili jsme i při nižších pracovních rychlostech, které se pohybovaly okolo 1/3 a 2/3 stanovené maximální pracovní rychlosti.

Pracovní podmínky, za nichž jsme měřili, byly:

- Průměrný obsah sušiny jetele byl cca 12 %. Nízký obsah sušiny byl způsoben povrchovou vodou, ulpělou na rostlinách (měřili jsme v údobích mezi dešťovými přeháňkami).

- Průměrný výnos píce se pohyboval u jednotlivých skupin měřících 30metrových tratí v rozmezí od 3,5 do 4,5 kg m<sup>-2</sup>, tj. 35 až 45 t ha<sup>-1</sup>. Tento výnos byl pro každou skupinu měřících tratí stanoven výpočtem z výsledků dílčích měření výnosu ručně posečených „metrovek“ (m<sup>2</sup>), odebíraných vždy z pěti různých míst každé skupiny měřících tratí.



– Pro posouzení velikosti řezné plochy jsme měřili obvod snopků píce ručně srovnaných z „metrovek“, a to tak, že jsme stáhli snopek v místě řezu ocelovým měřicím pásmem obvodovou silou 3 kp. Obvody snopků činily v průměru 590 až 630 mm.

Průchodnost se určovala nepřímo z pojezdové rychlosti a průměrné hmotnosti 1 bm řádku. Hmotnost jednoho metru řádku se zjišťovala u každé zkoušky z šesti různých míst 30metrové měřicí trati, tj. cca po pěti metrech. Z těchto dílčích měření pak byla vypočtena průměrná hmotnost 1 bm řádku, která byla u žacích strojů 5,0 až 8,0 kg m<sup>-1</sup> a u žacích mačkačů 10,75 až 12,0 kg m<sup>-1</sup>.

Vedle této hmotnosti se u každé zkoušky zjišťoval cca po 2 m skutečný záběr stroje, profil řádku píce a výška strniště.

K omezení rozptylu naměřených výsledků se měření za stejných pracovních podmínek zpravidla třikrát opakovalo.

Další funkčně energetická měření probíhala za obdobných podmínek při sečení luční trávy. Tato měření byla prováděna pouze žacími stroji. Aby bylo možné vzájemně porovnat výsledky I. a II. etapy zkoušek, byly zvoleny shodné pracovní rychlosti jako u jetele, avšak s ohledem na možnost většího rozptylu naměřených hodnot byla měření za stejných podmínek opakována pětkrát až desetkrát.

Průměrné hodnoty obsahu sušiny luční trávy byly cca 13,7 %, výnosu 40 až 50 t ha<sup>-1</sup> zelené píce, obvodu snopku 660 až 814 mm a hmotnosti 1 bm řádků 4,00 až 7,66 kg m<sup>-1</sup>. Část porostu byla podehnulá, což se projevilo zřetelně na výšce strniště a zvýšení příkonu, viz např. měření se strojem RŽS-160. Metodika odběru vzorků byla shodná se zkouškami při sečení jetele.

Abychom mohli zhodnotit velikost pasivních odporů v převodech, měřili jsme před každou sérií zkoušek a po ní příkon strojů při chodu naprázdno, a to vždy při čtyřech stupních otáček vývodového hřídele. S ohledem na značný vliv teploty a rozmísení mazací náplně (mazací tuk) u strojů RŽS-160 a ŽTR-165 předcházely měřením příkonu naprázdno před sérií zkoušek asi pětiminutové záběhy. Přesto se pasivní odpory u těchto strojů neustálily a teprve měření po pracovních jízdách vykazovalo ustálené nižší hodnoty.

## VÝSLEDKY ENERGETICKÝCH MĚŘENÍ

Hlavní veličinou při měřeních byl krouticí moment, který snímal kardanový dynamometr VÚZS s odporovými tenzometry, zařazený vždy na vývodovém hřídeli traktoru. Další veličinou byly otáčky vývodového hřídele, které ve formě impulsů poskytoval indukční snímač otáček v použitém dynamometru. Signál momentu z dynamometru po zesílení zesilovačem TDA-6 Mikrotechna spolu s otáčkami a časovými značkami registroval na UV papír smyčkový oscilograf Bell-Howell 5-138 smyčkami 7-320 (s vlastním kmitočtem na vzduchu cca 1 kHz).

Pro stanovení střední hodnoty krouticího momentu bylo použito počítací zařízení VÚZS, které integrovalo signál momentu po nastavenou dobu 20 s s takovým zesílením, aby na digitálním voltmetru, připojeném na výstup integrátoru, byla přímo čitelná střední hodnota krouticího momentu. Správnost funkce uvedeného zařízení byla občas kontrolována; byla stabilní.

Veškeré měřicí a registrační zařízení bylo instalováno do měřicího vozu VÚZS (typ Renault-Saviem TP 4 × 4, pozn. zn. AD 51-84), který při propojení kabelem sledoval vyšetřovaný žací stroj při práci.

Podle výsledků energetických měření na oscilogramech se při běžích naprázdno nejvýrazněji projevuje kmitavá složka, jejíž frekvence je dvojnásobkem otáček poháněcího hřídele ( $\sim 18$  Hz) a která vyplývá z funkce kinematicky nevyváženého chodu kloubového hřídele. Nejvíce se tento vliv projevoval u stroje Taarup při sečení jetele, kde nedopatřením při zkracování kloubového hřídele byly oba klouby navzájem poněkud přesazeny. U mačkače New Holland vyplývaly kmitavé složky z pohybu kosa (klasická lišta).

S rostoucí průchodností zpravidla relativní velikost kmitavých složek momentu vůči střední hodnotě momentu klesala, jen u ŽTR-165 byl pozorován při velkých průchodnostech vzrůst kmitavých složek momentu.

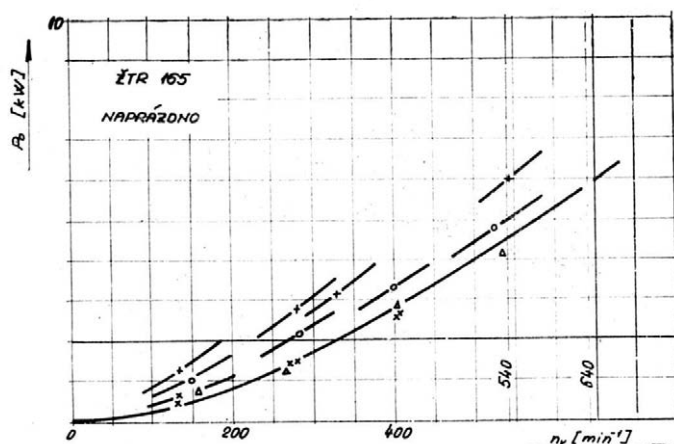
Při sečení se projevují v časovém průběhu momentu kmitočty cca 2,3 až 4 Hz (odlišně pro jednotlivé stroje), které souvisejí patrně s vlastními kmitočty soustavy traktor – žací stroj, či s pohybem zpracovávaného materiálu.

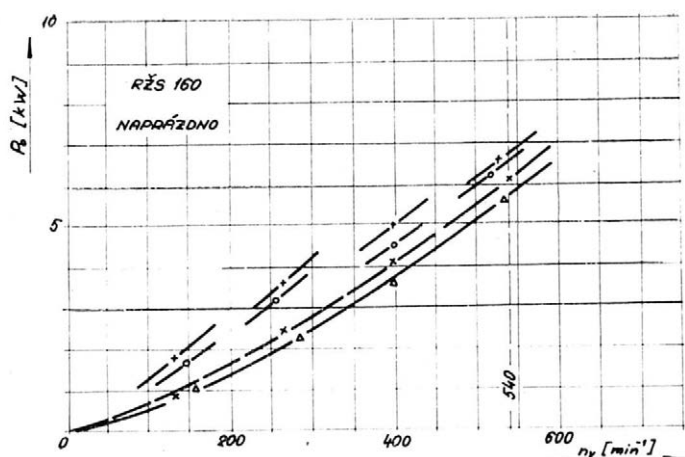
## PŘÍKONY NAPRÁZDNO

Na příkony žacích strojů při chodu naprázdno má vliv složitost, druh a množství maziva v převodech, seřízení mačkáčích válců, stupeň záběhu strojů a jejich otáčky. U strojů RŽS-160 a ŽTR-165 se projevuje výrazný vliv postupného záběhu stroje během práce, odpovídající poklesu pasivních odporů v převodové skříně se zvýšením teploty a rozmísením maziva (obr. 6 a 7). Výsledky z prvních měření nelze spojit do jedné závislosti, protože neodpovídají ustáleným podmínkám v převodech. Pro energetické úvahy nutno brát výsledky měření s nejnižšími příkony, odpovídající zcela „zahřátým“ strojům. Pro 540 otáček za minutu to jsou příkony:

- $P_o = 5,7$  kW u RŽS-160
- $P_o = 4,5$  kW u ŽTR-165 a Taarup
- $P_o = 10,0$  kW u Fahr
- $P_o = 2,7$  kW u New Holland

6. Závislosti příkonu žacího stroje ŽTR-165 naprázdno na otáčkách poháněcího hřídele při postupném zahřívání převodů během práce





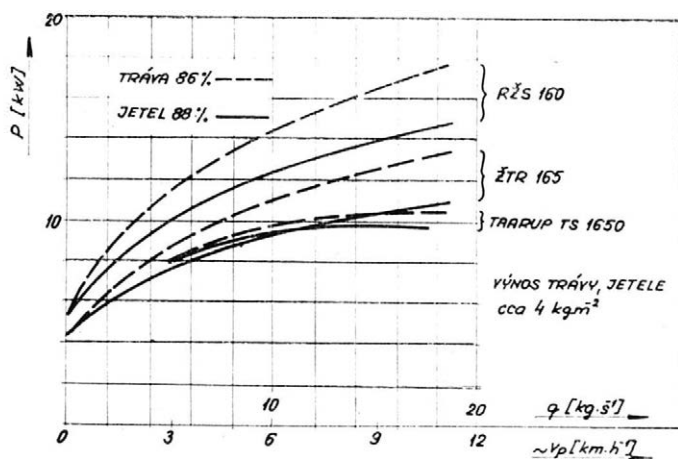
7. Závislosti příkonu na-  
prázdko žacího stroje  
RZS-160 na otáčkách po-  
háněcího hřídele při po-  
stupném zahřívání pře-  
vodů během práce

Výše uvedených hodnot se dosáhne vždy asi po 30 minutách chodu strojů při práci. Toto zjištění je důležité pro přesná energetická měření, neboť u zmíněných dvou strojů jsou hodnoty příkonů naprázdno bez záběhu až dvojnásobné. Nižší příkon u ŽTR-165 proti RZS-160 vyplývá z menšího počtu převodových částí a nižších otáček bubnů s noži. Nižší příkon New Holland proti Fahr (oba s mačkáacími válci) odpovídá použití klasické žací lišty u prvního stroje.

Konkávní tvar funkcí  $P_o = f(n_v)$  naznačuje růst pasivních odporů v měřených strojích při rostoucích otáčkách. Ten je největší u RZS-160 a ŽTR-165 a nejmenší u New Holland v souladu s velikostí převodovek, množstvím maziva a s výší otáček hřídelů v nich.

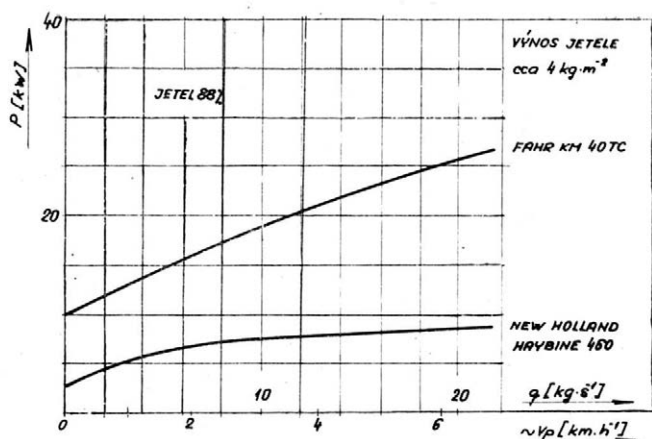
## PŘÍKONY PŘI PRÁCI

Hlavním faktorem, který ovlivňuje příkon žacích strojů při práci, je množství posečeného materiálu za jednotku času. Proto byly příkony strojů při práci  $P$  vyneseny do závislosti na průchodnosti  $q$  (obr. 8, 9).



8. Porovnání příkonů-  
vých charakteristik tří  
rotačních žacích strojů  
při sečení jetele a trávy

9. Porovnání příkonových charakteristik dvou žacích mačkáčů píce při sečení jetele



Současně je na vodorovné ose vyznačena informativně i pojezdová rychlost  $v_p$ . Ta spolu se záběrem a průchodností odpovídá průměrnému výnosu 4 kg m<sup>-2</sup> u jetele i trávy.

Z porovnání příkonů strojů RŽS-160 a ŽTR-165 vyplývá, že pro oba sečené materiály a v širším rozmezí průchodností je příkon druhého ze strojů cca o 25 % nižší. Odpovídá to jak nižšímu příkonu naprázdno, tak i patrně menšímu vlivu urychlování odříznutých stvolů, neboť u druhého stroje je zasahování relativně malého průměru bubnové části (vůči průměru přes nože) do materiálu menší. Vyšší obvodová rychlost u druhého stroje nemá vliv, neboť se tím může měnit jen příkon stroje naprázdno.

V tomto smyslu lze očekávat ještě nižší příkon u žacího stroje Taarup s talířovými pracovními orgány, kde dopravní funkce bubnů téměř odpadá. Grafy na obr. 8 to skutečně potvrzují. Při průměrném zatížení strojů ( $q = 15 \text{ kg s}^{-1}$ ) vychází z Taarup proti ŽTR-165 (při shodném příkonu naprázdno) nižší příkon:

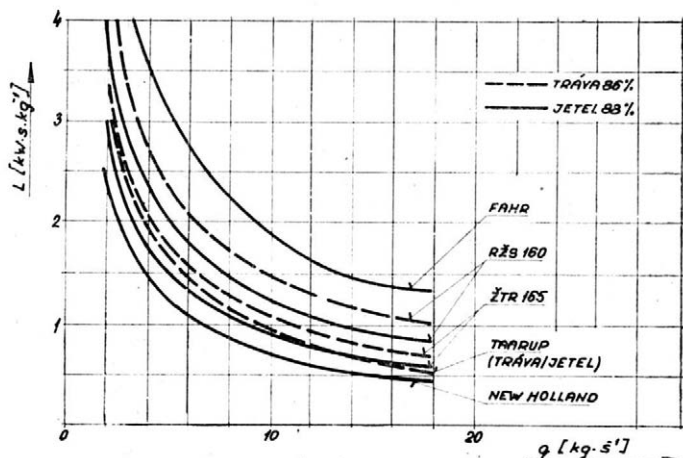
- o 27 % u trávy,
- o 5 % u jetele.

Zvláště poučné je porovnání energetických poměrů u žacích strojů s mačkáči: zatímco u stroje Fahr s rotačním žacím ústrojím roste příkon stroje od hodnoty  $P_0 = 10 \text{ kW}$  s průchodností téměř lineárně podle vztahu

$$P = 10 + 0,8 q \text{ (kW, kg s}^{-1}\text{)}$$

je vzrůst u stroje New Holland od  $P_0 = 5,7 \text{ kW}$  při nízkých průchodnostech přibližně stejný, při středních a vyšších však podstatně nižší. Posuzujeme-li celkové příkony stroje, vycházejí tyto hodnoty u New Holland v průměru třetinové, což dokumentuje energeticky úspěšné řešení tohoto typu. Přitom maximální průchodnosti obou žacích strojů s mačkáči byly téměř shodné.

Důležitým hlediskem pro posuzování hospodárnosti funkce strojů je ukazatel měrné práce, kterou potřebují stroje pro zpracování 1 kg píce. Pro různé stroje je tato práce  $L$  vynesena v závislosti na průchod-

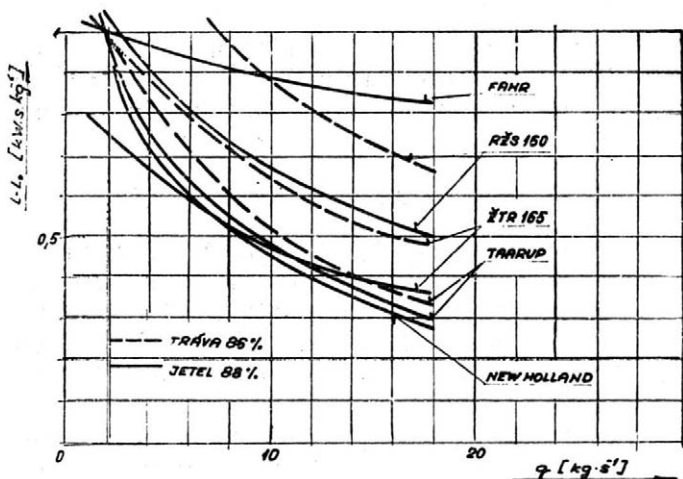


10. Závislosti měrné práce z celkového příkonu strojů pro 1 kg zpracované hmoty u různých žacích strojů (event. s mačkači) na průchodnosti jetele a trávy

nosti na obr. 10. Práce  $L$  byla vypočítávána z celkového příkonu stroje a zahrnuje i energii na krytí ztrát v převodech. Z pořadí a tvaru křivek vyplývá:

- sled k horší hospodárnosti strojů je v pořadí zdola nahoru, tj. nejvýhodnější je stroj New Holland, nehorší Fahr;
- s rostoucí průchodností klesá měrná energie na 1 kg materiálu a blíží se u většiny strojů stálým hodnotám při průchodnostech kolem  $20 \text{ kg s}^{-1}$ . Při průchodnosti  $q = 7 \text{ kg s}^{-1}$  jsou měrné práce proti zmíněným zhruba dvojnásobné a poklesem průchodnosti pak značně vzrůstají. To svědčí o ekonomické účelnosti pracovat pokud možno při co největší průchodnosti, resp. pojezdové rychlosti žacích strojů, jak to jen dovolí provozní okolnosti (výkon traktoru, ucpávání strojů, ovladatelnost apod.).

Pro analýzu a hodnocení procesu řezání, odhozu a mačkání v posuzovaných strojích je účelnější stanovit měrnou energii na zpracování 1 kg píce jen z příkonu, který se vynakládá pouze na tyto funkce, tj. bez ztrát v převodech, které přibližně odpovídají příkonu naprázdno.



11. Závislosti měrné práce (bez ztrát v převodech) pro 1 kg zpracované hmoty u různých žacích strojů na průchodnosti pro jetele a trávu

Výsledky takto získané pro jednotlivé stroje jsou opět v závislosti na průchodnosti vyjádřeny graficky na obr. 11. Odtud vychází, že pořadí hospodárnosti zůstává pro uvedené stroje stejné jako na obr. 10. Měrné práce pro jetel jsou u strojů ŽTR-165, Taarup a New Holland ve velkém rozsahu průchodností navzájem velmi blízké. To znamená, že energie pro řez prstovým ústrojím a mačkáním u New Holland odpovídá energii pro řez a odhoz rotačním žacíím ústrojím u ostatních dvou strojů.

## VÝSLEDKY FUNKČNÍCH MĚŘENÍ

Měření funkčních parametrů srovnávaných strojů pro sečení a úpravu pícnin probíhala v omezeném rozsahu souběžně s energetickými zkouškami.

Funkce srovnávaných strojů byla vzhledem k velmi deštivému počasí v průběhu zkoušek a nedostatku pracovníků hodnocena pouze z hlediska výšky strniště a profilu vytvořeného řádku píce. Měření rychlosti vysychání píce v řádcích vytvořených jednotlivými stroji musela být s ohledem na neobjektivnost a značný rozptyl naměřených hodnot předčasně ukončena a naměřené výsledky anulovány. Časté deštivé srážky v průběhu zkoušek totiž způsobovaly, že vlhkost píce na řádcích neklesala anebo se dále zvyšovala o procento vody ulpělé na rostlinách. Tato povrchová voda způsobovala také neobjektivnost a značný rozptyl naměřených hodnot, které byly závislé na množství vody setřesené z píce buď při odběru reprezentativních vzorků řádků k zjišťování sušiny při manipulaci se zkušebními mřížkami při průběžném zjišťování hmotnosti řádku píce uloženého na těchto mřížkách.

Vzhledem k malé objektivnosti takto získaných hodnot, které by mohly vést k nesprávným závěrům při posuzování funkce jednotlivých strojů, bylo tedy od měření rychlosti vysychání píce na řádcích upuštěno, ačkoliv tato rychlost je jedním z nejdůležitějších parametrů, podle něhož lze hodnotit kvalitu práce strojů pro sečení a úpravu pícnin.

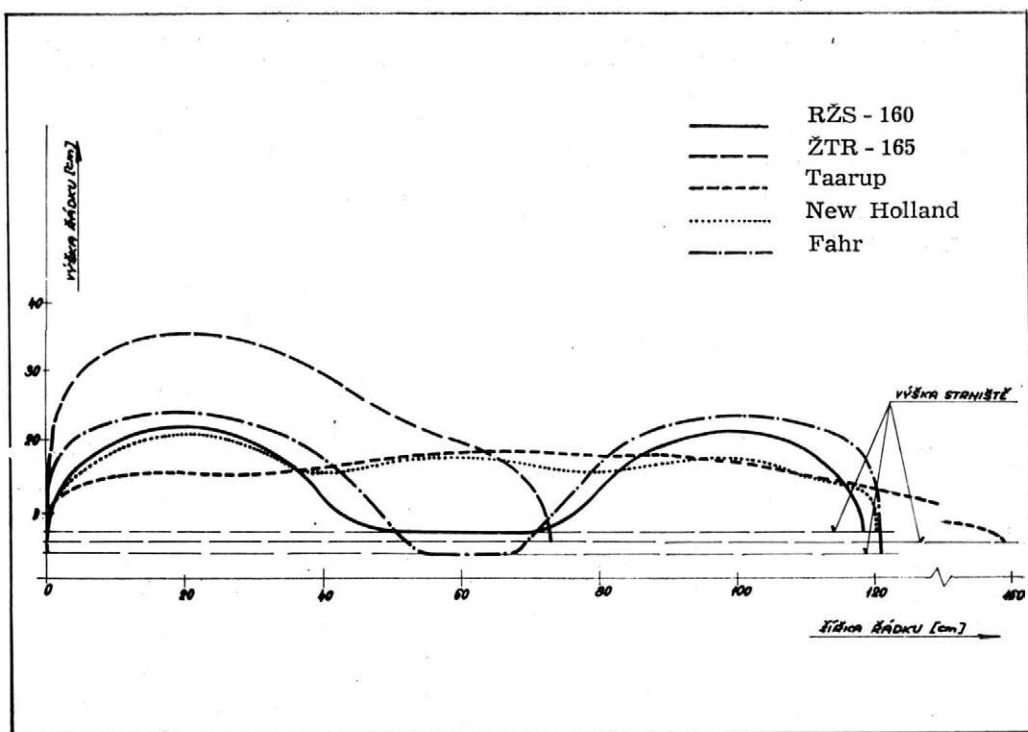
Určitou předsavu o vzájemných relacích rychlosti vysychání píce na řádcích po jednotlivých porovnávaných strojích si lze učinit ze vzájemného porovnání profilů řádků píce vytvářených těmito stroji. Profil a výška řádku – vedle povětrnostních podmínek a stupně rozrušení stvolů (v případě mačkání píce), totiž přímo ovlivňují proces vysychání píce na řádcích a tím i jeho rychlost.

## PROFIL ŘÁDKU

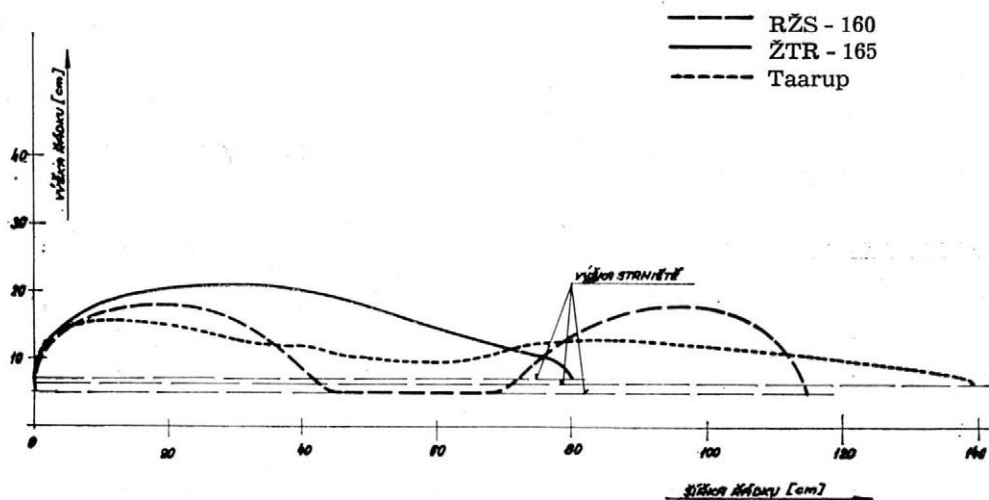
Průměrné profily řádků píce po jednotlivých porovnávaných strojích jsou zobrazeny na obr. 12 a 13. Na obr. 12 jsou profily řádků vytvářených jednotlivými stroji při sečení jetele a na obr. 13 pak při sečení luční trávy.

Z obrázků je patrné, že nejrovnoměrnější řádky vytvářejí žací mačkač New Holland a žací stroj Taarup. Také výška řádků píce po obou těchto strojích je poněkud menší než výška řádků po strojích z agrostroje Pelhřimov a Fahr a je takřka konstantní po celé šířce řádku. Touto skutečností je zaručeno rovnoměrnější a intenzivnější prosychání píce než v řádcích po strojích firmy Agrostroj Pelhřimov a Fahr. Nejméně výhodný profil má pak řádek po stroji ŽTR-165.





12. Profil řádku — jetel červený



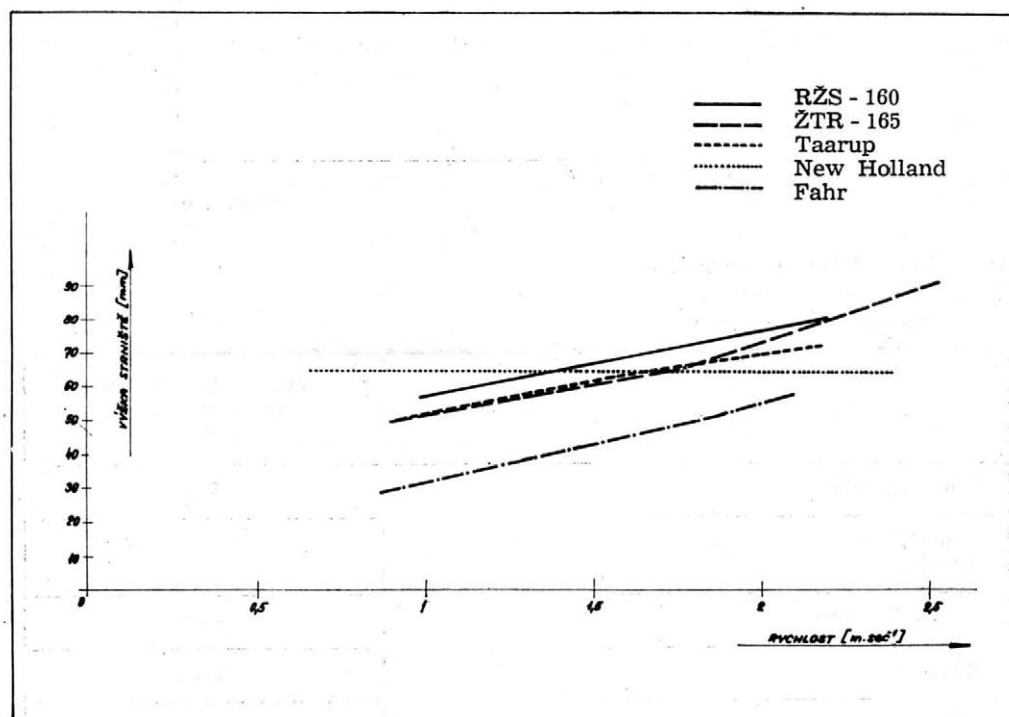
13. Profil řádku — tráva luční



## VÝŠKA STRNIŠTĚ

Dalším funkčním parametrem, z jehož hlediska byla hodnocena funkce porovnávaných strojů pro sečení a úpravu pícnin, byla výška strniště.

Výška strniště je jednak ovlivňována vlastní konstrukcí žacího ústrojí, jednak pracovní rychlostí a otupením nožů. Stupeň otupení nožů, který by mohl do určité míry zkreslit skutečné relace, byl eliminován tím, že při zkouškách byly nože naostřeny a stroje byly seřizeny na nejnižší možnou výšku sřezu.



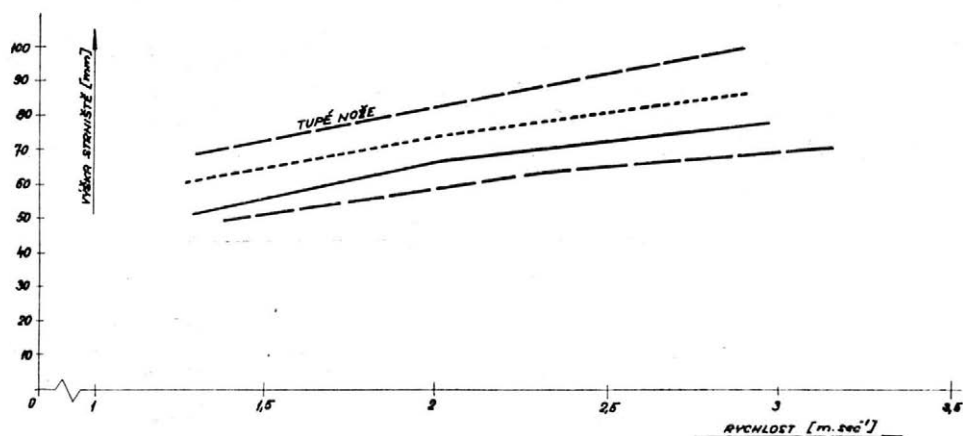
14. Výška strniště — jetel červený

Výsledky měření jsou opět graficky vyhodnoceny na obr. 14 a 15. Na obr. 14 je vyhodnocen vliv pracovní rychlosti na výšku strniště při sečení jetele. Z obrázku je patrné, že v proměřované oblasti od pracovní rychlosti cca  $1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  do  $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  roste výška strniště u rotačních žacích strojů lineárně s pracovní rychlostí. Strniště po stroji New Holland mělo v celé proměřované oblasti konstantní výšku, a to  $65,0 \text{ mm}$ . Nejvyšší strniště zanechával stroj Fahr a nejvyšší RŽS-160.

Obdobné závislosti, získané měřením strniště při sečení luční trávy, jsou vyneseny na obr. 15. Z tohoto obrázku je také patrný vliv otupení nožů na výšku strniště u stroje RŽS-160.

Při sečení tupými noži se zvýší strniště cca o  $20 \text{ mm}$  proti sečení ostrými noži.

————— RŽS - 160  
 - - - - - ŽTR - 165  
 ————— Taarup



# 15. Výška strniště — tráva luční

## II. Výška strniště po žacích strojích

| Typ stroje                 | Plodina     | Výška strniště při prac.<br>rychlosti 2 m s <sup>-1</sup><br>(mm) |
|----------------------------|-------------|-------------------------------------------------------------------|
| Fahr KM 40 TC              | jetel       | 55,0                                                              |
| New Holland<br>Haybine 460 |             | 65,0                                                              |
| Taarup TS 1650             |             | 69,0                                                              |
| ŽTR-165                    |             | 77,0                                                              |
| RŽS-160                    |             | 74,0                                                              |
| Taarup TS 1650             | tráva luční | 69,5                                                              |
| ŽTR-165                    |             | 66,0                                                              |
| RŽS-160                    |             | 58,5                                                              |

Porovnání výšky strniště po jednotlivých strojích při pracovní rychlosti 2 m s<sup>-1</sup> je uvedeno v tab. II.

Vzhledem k nepříznivému počasí, které do značné míry narušovalo plynulost zkoušek, nedostatku pracovníků a termínovanému omezení trvání zkoušek byla hodnocena kvalita práce porovnávaných žacích mačkáčů, tj. stupeň rozrušení (pomačkání) lodyh, odrol listků a vegetačních vrcholků a únik štáv pouze vizuálně. Podle tohoto hrubě informativního hodnocení lze konstatovat, že mačkání vále obou strojů lze seřadit tak,

aby stupeň pomačkání lodyh byl dostatečný a přitom ztráty odrolem a únikem šťáv byly ve vyhovujících mezích. Podrobné funkční hodnocení mačkače žacího New Holland – Haybine 460 je předmětem výzkumné zprávy (Hora, Klatovský, 1967).

Funkční rozdíl mezi žacími mačkači Fahr a New Holland, tj. mezi rotačním žacím ústrojím a klasickým prstovým ústrojím, se výrazně projevila ve prospěch stroje Fahr při sečení polehlého jetele, a to jak ve výšce strniště, tak i v ucpávání stroje. K častému ucpávání mačkače New Holland při sečení polehlého jetele docházelo tím, že přihráněčem byl vhozen k mačkáčím válcům velký chuchvalec polehnutím smotané píce.

Naopak při sečení stojatého porostu a vyšších pracovních rychlostech docházelo k častějšímu ucpání stroje Fahr, které bylo způsobeno vysokou příkonovou náročností tohoto stroje při vysokých průchodnostech, ještě znásobenou rozmoklostí terénu.

## ZÁVĚR

Ve sklizňové sezóně roku 1974 byly porovnávány na pozemcích JZD Mír Fryčovice pracovníky OAV a OZV VÚZS Praha 4 - Chodov funkčně energetické parametry následujících strojů pro sečení a úpravu pícnin:

- rotačního žacího stroje RŽS-160 Agrostroj Pelhřimov
- rotačního žacího stroje ŽTR-165 Agrostroj Pelhřimov
- rotačního žacího stroje TS-1650 Taarup (Dánsko)
- žacího mačkače s rotačním žacím ústrojím KM 40 TC – Fahr (NSR)
- žacího mačkače Haybine 460 – N. Holland (USA)

Porovnávací funkčně energetická měření byla provedena při sečení porostu (jetele o průměrném výnosu  $40 \text{ t ha}^{-1}$  a průměrné sušině 12,32 % a luční trávy o průměrném výnosu  $45 \text{ t ha}^{-1}$  a sušině 13,72 % s následujícími výsledky:

– Hlavní naměřené funkční parametry porovnávaných strojů jsou uvedeny v tab. III. Z této tabulky je zřejmé, že nejnižší strniště bylo po žacím mačkači Fahr a největší průchodnosti bylo dosaženo s žacím mačkáčem New Holland.

III. Přehled hlavních funkčních parametrů porovnávaných žacích strojů

| Stroj       | Plodina       | Pracovní rychlost                   | Průchodnost            | Výška strniště |
|-------------|---------------|-------------------------------------|------------------------|----------------|
|             |               | ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ) | ( $\text{kg s}^{-1}$ ) | (mm)           |
| Fahr        | jetel červený | 3,5–5,9                             | 11,8–18,8              | 32,0–46,3      |
| New Holland | jetel červený | 2,4–7,1                             | 7,3–22,6               | 65,0           |
| ŽTR-160     | jetel červený | 3,7–7,6                             | 6,6–15,6               | 55,0–90,0      |
| Taarup      | jetel červený | 3,6–7,6                             | 6,3–12,4               | 52,0–68,0      |
| RŽS-160     | jetel červený | 3,6–7,5                             | 7,1–12,5               | 57,5–72,0      |
| RŽS-160     | tráva luční   | 5,0–11,2                            | 9,8–14,0               | 49,0–78,0      |
| RŽS-160*)   | tráva luční   | 5,0–10,3                            | 7,3–13,1               | 70,0–98,0      |
| ŽTR-165     | tráva luční   | 4,9–10,1                            | 5,0–13,0               | 52,0–83,0      |
| Taarup      | tráva luční   | 4,9–9,8                             | 7,1–14,4               | 62,0–79,0      |

\*) tupé nože



- Z hlediska vytvořeného řádku píče se jako nejvýhodnější stroje jeví žací mačkač New Holland a rotační lišta Taarup, které vytvářely nejrovnoměrnější a nejnižší řádky.
- Funkční přednosti rotačního žacího ústrojí uplatněného u stroje Fahr proti stroji New Holland, který je vybaven klasickým prstovým žacím ústrojím, se projevily jedině při sečení polehlých porostů; stroji New Holland se často ucpávaly mačkáč válce a zanechávaly značně vyšší strniště.
- Pasivní odpory v rotačních žacích strojích jsou přes jejich relativní jednoduchost značně veliké a vyplývají z vysokých rychlostí mechanismů v mazacích náplních. Proti nim jsou v kontrastu nízké odpory v klasickém žacím ústrojí, které jsou zhruba čtyřikrát nižší než u rotačního žacího mačkače Fahr obdobné koncepce.

Těchto hodnot se však dosáhne až po záběhu, který zejména u strojů RŽS-160 a ŽTR-165 trvá cca 30 minut. Bez ohřátí i v letním období jsou příkony naprázdno u obou zmíněných strojů až dvojnásobné proti uvedeným hodnotám:

- Ze všech zkoušených rotačních žacích strojů má nejnižší energetické nároky při práci stroj fy Taarup (tab. IV).

#### IV. Příkony rotačních žacích listů

| Stroj   | Příkon při průchodnosti 14 kg s <sup>-1</sup> |         |
|---------|-----------------------------------------------|---------|
|         | tráva                                         | jetel   |
| RŽS-160 | 16,3 kW                                       | 13,7 kW |
| ŽTR-165 | 12,4 kW                                       | 10,2 kW |
| Taarup  | 10,5 kW                                       | 9,8 kW  |

- Absolutně nejnižší energetické nároky ze všech porovnávaných strojů měl stroj fy New Holland, ačkoliv má navíc mačkáč válce. Tato skutečnost je způsobena velmi nízkými energetickými nároky prstového žacího ústrojí (zhruba 6× nižšími) proti rotačnímu žacímu ústrojí. Uvedený stroj v porovnání se strojem stejného principu od fy Fahr, vybaveným ovšem bubnovým žacím ústrojím, měl za stejných podmínek průměrně trojnásobně nižší příkon.
- Analýza měrné práce potřebné na zpracování 1 kg píče u všech ověřovaných strojů ukázala, že hospodárnost práce roste s průchodností, tj. pracovní rychlostí, o čemž podává přehled tab. V.

Z tohoto přehledu je zřejmé, že z hlediska energetické hospodárnosti je opodstatněná a účelná snaha po co největších pracovních rychlostech strojů pro sečení píce.

#### Literatura

- HORA, O. — KLATOVSKÝ, P.: Výzkum žacího mačkače. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1967.
- LANČA, I.: Výsledky srovnávacích zkoušek strojů pro sečení a úpravu pícnin. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1975.
- VRANÝ, Z.: Výzkum energetických a silových poměrů rotačního žacího stroje RŽS-160. [Výzkumná zpráva č. 2819.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů.
- VRANÝ, Z.: Energetické porovnání rotačních žacích strojů. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.

Došlo dne 9. 7. 1975

| Stroj       | Průchodnost<br>kg s <sup>-1</sup> | Měrná práce                    |                                |
|-------------|-----------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
|             |                                   | tráva<br>kW s kg <sup>-1</sup> | jetel<br>kW s kg <sup>-1</sup> |
| New Holland | 4,0                               | —                              | 1,49                           |
|             | 18,0                              | —                              | 0,48                           |
| Taarup      | 4,0                               | 1,98                           | 1,98                           |
|             | 18,0                              | 0,51                           | 0,51                           |
| ŽTR-165     | 4,0                               | 0,70                           | 1,75                           |
|             | 18,0                              | 0,70                           | 0,55                           |
| RŽS-160     | 4,0                               | 2,70                           | 2,30                           |
|             | 18,0                              | 1,01                           | 0,80                           |
| Fahr        | 4,0                               | —                              | 3,50                           |
|             | 18,0                              | —                              | 1,35                           |

ЛАНЧА И., ВРАНЫ З., ЧЕРМАК А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Результаты сравнительных функционально-энергетических испытаний машин для уборки и обработки кормовых трав. *Zem. technika* 21 (9) : 543-560, 1975.

В статье дается качественная оценка результатов сравнительных функционально-энергетических испытаний машин для уборки и обработки кормовых трав, которые проводились в НИИСМ Прага-Ходов в 1974 году. Во время испытаний сравнивались следующие машины: ротационная жатка РЖС-160 А. Пелгржимов, ротационная жатка ЖТР-165 А. Пелгржимов, ротационная жатка ТС-1650 Тааруп (Дания), жатка-плющилка с ротационным жатвенным механизмом КМ 40 ТЦ — Фар (ФРГ) и жатка-плющилка Гайбайн 460-Н Голландия (США). Сравнительное функционально-энергетическое измерение производилось при косье травостоев (клевера со средним урожаем 40 т/га и средним содержанием сухого вещества 12,32 % и лугостоев со средним урожаем 45 т/га и содержанием сухого вещества 13,72 %) со следующими результатами: абсолютно самые низкие требования из всех сравниваемых машин имела машина фирмы Нью Голланд, хотя у нее сверх нормы имелись плющильные валцы. Этот факт вызван очень низкими энергетическими требованиями пальцевой жатки (в основном в шесть раз ниже) по сравнению с ротационной жаткой. Указанная машина по сравнению с машиной того же принципа фирмы Фар, оснащенной однако, барабанной жаткой, в тех же условиях имел в среднем в три раза ниже потребляемую мощность. Анализ удельного труда, необходимого для обработки 1 кг кормов, у всех испытуемых машин показал, что экономия труда возрастает с пропускной способностью, т. е. с рабочей скоростью. Функциональные преимущества ротационной жатки, применяемой у машины Фар по сравнению с машиной Нью Голланд, которая оснащена классическим пальцевым жатвенным механизмом, проявились только при уборке полегших травостоев, когда у машины Нью Голланд часто забивались плющильные валцы и оставляли высокую стерню.

крутящийся момент; обороты; потребляемая мощность; удельный труд; пропускная способность; скорость движения; высота стерни; профиль рядка; ротационная жатка; жатка-плющилка

LANČA I., VRANÝ Z., ČERMÁK A. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Results of the Comparative Functional and Energetic Test of Machines for Fodder Mowing and Processing*. *Zem. technika* 21 (9) : 543-560, 1975.

The paper presents a qualitative evaluation of the results of comparative functional and energetic tests of machines for fodder mowing and processing. The tests were performed by the Research Institute of Farm Machinery in Prague - Chodov in 1974. The following machines were compared: the RŽS-160 rotary mower A. Pelhřimov,

the ŽTR-165 rotary mower A. Pelhřimov, the TS-1650 Taarup rotary mower (Danmark), the KM 40 TC mower crusher with a rotary mowing unit — Fahr (FRG), and the Haybine 460 mower crusher — New Holland (USA). The comparative functional and energetic measurements were performed during stand mowing (clover, average yield 40 t ha<sup>-1</sup>, average dry matter content 12.32 %, and meadow grass, average yield 45 t ha<sup>-1</sup>, dry matter content 13.72 %). The following results were obtained: The absolutely lowest energy requirements among all the machines compared were found in the machine produced by the New Holland Company, although the mower crusher needed additional power for the crushing cylinders. This fact is due to the very low energy requirement of the finger-type mowing unit (approximately six times lower than in the rotary mowing unit). In comparison with the machine produced by the Fahr Company using the same principle (yet with a drum-type mowing unit), the New Holland machine had, on an average, a three times lower power demand under the same conditions. The analysis of specific work required for the processing of 1 kg of forage in all the machines in the tests showed that the economy of work increased with the throughput, i. e. with the speed of operation. The functional advantages of the rotary mowing unit used in the Fahr machine, compared with New Holland having a traditional finger-type mowing unit, were effective only in the mowing of lodged stands in which the material frequently blocked the crushing cylinders and left a high stubble.

torsional moment; revolutions; power supply; specific work; speed of operation; travelling speed; stubble height; row profile; rotary mower; mower crusher

LANČA I., VRANÝ Z., ČERMÁK A. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Ergebnisse der auf Funktion und Energie bezogenen Vergleichsprüfungen von Maschinen für die Grünfüttermahd und -aufbereitung*. Zem. technika 21 (9) : 543-560, 1975.

Der Aufsatz bewertet qualitätsgemäß die Ergebnisse der auf Funktion und Energieverhalten bezogenen Vergleichsprüfungen von Maschinen für die Grünfüttermahd und -aufbereitung, die im Forschungsinstitut für Landmaschinen Praha - Chodov im 1974 verliefen. Im Laufe der Prüfungen wurden folgende Maschinen verglichen: Rotormäher RZS-160 A Pelhřimov, Rotormäher ŽTR-165 A Pelhřimov, Rotormäher TS-1650 Taarup (Dänemark), Quetschmäher mit rotierendem Mähwerk KM 40 TC - Fahr BRD, Quetschmäher Haybine 460 - N Holland (USA). Die auf Funktions- und Energieverhalten bezogenen Messungen wurden bei der Mahd des Bestandes (Klee mit mittlerem Ertrag von 40 t.ha<sup>-1</sup> und mittlerer Trockenmasse von 12,32 % und Wiesen gras mit mittlerem Ertrag von 45 t.ha<sup>-1</sup> und Trockenmasse von 13,72 %) mit folgenden Ergebnissen vorgenommen: den absolut geringsten Energieaufwand unter allen Vergleichsmaschinen wies die Maschine der Firma New Holland auf, obgleich sie zusätzlich noch Quetschwalzen besitzt. Diese Tatsache wird durch sehr geringen Energieaufwand der Fingermähwerks (ungefähr sechsmal geringer) gegenüber dem rotierenden Mähwerk verursacht. Die erwähnte Maschine wies im Vergleich zu der Maschine des gleichen Prinzips der Firma Fahr, die allerdings mit dem Trommel-mähwerk ausgestattet war, unter den gleichen Bedingungen einen durchschnittlich dreimal kleineren Leistungsbedarf auf. Die Analyse des spezifischen Arbeitsaufwandes für die Bearbeitung von 1 kg Grünfütter bei allen überprüften Geräten ergab, daß die Arbeitswirtschaftlichkeit mit dem Durchsatz, d. h. mit der Arbeitsgeschwindigkeit wächst. Die funktionsmäßigen Vorteile des rotierenden Mähwerks bei der Fahr-Maschine im Vergleich zu der New-Holland-Maschine, die mit dem klassischen Fingermähwerk ausgestattet ist, haben sich nur bei der Trocknung von lagernden Beständen ausgewirkt, wo bei der New Holland-Maschine oft die Quetschwalzen verstopft wurden und das Stoppelfeld bedeutend höher belassen wurde.

Drehmoment; Drehzahl; Leistungsbedarf; spezifischer Arbeitsaufwand; Durchsatz; Fahrgeschwindigkeit; Stoppelhöhe; Reihenprofil; Rotormäher; Quetschmäher

#### Adresa autorů:

Ing. Ivo Lanča, ing. Zdeněk Vraný, ing. Alexandr Čermák, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov



M. Pangrác

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

---

PANGRÁC M. *Výzkum mechanismů znehodnocení zemědělské techniky vlivem prostředí.* Zem. technika 21 (9) : 561-573, 1975.

Využívání vědeckých poznatků z oblasti biologie, chemie a fyziky i značný růst mechanizace a automatizace všech prací otevírají v zemědělské výrobě nové a nové možnosti, na druhé straně však nastolují řadu problémů, které jsou principiálně nové a bude je třeba řešit. Jedním z nich je stálé zhoršování „životního prostředí“, a to nejen pro živé organismy, ale také pro techniku, která je v zemědělství provozována. V současné době řešení problematiky vlivu prostředí na zemědělskou techniku překročilo rámec empirie a vyžaduje samostatný a fundovaný technický rozvoj, jehož náplň, metody a cíle jsou v článku uvedeny.

prostředí; klimatologie; znehodnocení; technoklima; bioklima; klimatotechnologie; tropikalizace

---

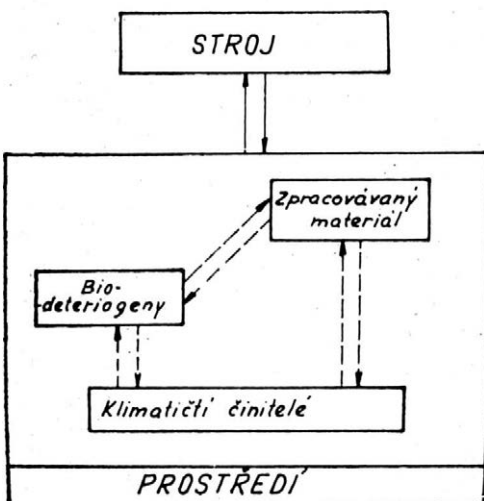
Neustálé zhoršování prostředí je původním jevem intenzifikace výroby. Je tím nepříznivě ovlivněn zdravý vývoj živých organismů i spolehlivá funkce technických zařízení potřebných pro život. Vztahy mezi živými organismy a prostředím mají samozřejmě prioritu a zabývá se jimi v širším měřítku ekologie. Vnější prostředím se v užším smyslu zabývá klimatologie, tj. věda studující klima. Vzájemnými vztahy klimatu a technických zařízení se zabývá technická klimatologie, umělými úpravami prostředí, klimatizací, pak technika prostředí. Prostředím jsou ovlivňovány funkční, výkonové a především spolehlivostní vlastnosti zařízení. Při zkoumání systému stroj – prostředí se hlavně zabýváme studiem mechanismů znehodnocení či degradace těchto vlastností a způsoby jejich eliminace. Na znehodnocení se podílí přímo či nepřímo prostřednictvím zpracovávaného materiálu řada klimatických a biologických činitelů. Ty podstatné pro typické projevy znehodnocení označujeme jako dominantní. Stanovení dominantního činitele, jeho velikosti v časovém průběhu a znalost mechanismu jeho působení je podmínkou pro formulaci modelové klimatické zkoušky. Při této zkoušce v laboratorních podmínkách napodobujeme, ale častěji urychlujeme degradační jevy, které mohou mít vratnou či nevratnou povahu. Vlastní klimatickou odolnost technických zařízení řešíme v rámci klimatotechnologie, ve speciálních případech tropikalizace. Postavení člověka v systému stroj – prostředí je natolik samostatné, že se jím zabývá ergonomie.

V častých případech je prostředí významně ovlivněno samotným strojem, který tak vytváří typické technoklima, kterému je adekvátní bioklima, jehož význam je v živočišné výrobě dostatečně znám.



Ojedinelé práce zabývající se jednotlivými problémy vlivu prostředí na techniku jsou známé již několik desetiletí. Obecné zásady technické klimatologie jako jeden z prvních formuloval Böer (1956) a dále pracoval pro potřeby elektrotechniky Rychtera s Bartákovou (1960). Korozními účinky vnějšího prostředí se u nás zabývá Bartoň (1972) a Doležel (1967), biologickým znehodnocením Wasserbauer (1973).

Pojem prostředí má v zemědělství poněkud širší význam, uvážíme-li, že provozovaná technika je nezbytnou součástí fyzických a biologických systémů, které se soustřeďují kolem půdy, rostlin a hospodářských zvířat a jejich vlastnosti se vlivem prostředí rovněž mění v širokých mezích. Mezi prostředí tudíž v odůvodněných případech zahrnujeme i zpracovávaný materiál, tj. půdu, produkty rostlinné i živočišné výroby, hnojiva, pohonné hmoty, oleje apod.



1. Schéma systému „stroj — prostředí“

Schematické znázornění zkoumaného systému je na obr. 1. Z hlediska zkušební praxe můžeme v tomto schématu „stroj“ zaměnit konstrukčním materiálem, součástí či skupinou a prostředí je rozuměno jak v makro-, tak v mikroměřítku. Důležitým problémem vlivu prostředí na zemědělskou techniku je věnována řada prací (Southwell, Jose, 1973, Filimonov aj., 1972, Donald, 1971, Golnev, 1971, Skudin, Berkovič, 1970, Wiederholt, 1973, Severnyj, 1973, Held, Hummel, 1973, Manby, 1961), u nás se jimi systematictěji zabývá Pangrác (1967, 1972, 1973) a Jára (1975) v rámci státních zakázek výzkumných úkolů.

## PROSTŘEDÍ A NOVÁ ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Význam zkoumání systému stroj — prostředí je úzce spjat s technickou úrovní provozované techniky. Příčiny, které nás nutí věnovat tomuto systému při výzkumu a vývoji nové techniky stále větší pozornost, můžeme v zásadě rozdělit na vnější a vnitřní.

Vnější příčiny jsou charakterizovány obecnými trendy intenzifikace zemědělské výroby jako další rozvoj elektrifikace, chemizace, koncentrace v rostlinné i živočišné výrobě a všeobecný nástup mechanizačních prostředků druhé generace. Uplatňuje se řada velmi složitých prvků v zemědělství dosud nepoužívaných, které se sice v jiných odvětvích běžně osvědčují, v zemědělství však, vlivem zcela specifických podmínek provozu, často selhávají. Nové zemědělské technologie všeobecně zhoršují prostředí

a vyvolávají řadu druhotných problémů ekologických, např. vodohospodářských i technicko-klimatologických. Je tomu tak např. při leteckém hnojení a ošetřování rostlin, které zvyšuje četnost havárií venkovních vysokonapěťových rozvodů elektrické energie z důvodů usazování hygroskopických a vodivých rozprašovaných látek na izolátorech rozvodných sítí.

Vnitřní příčiny souvisejí s novými směry v konstruování strojů. Prosažují se lehké a pevné konstrukce s vysokým využitím tenkostěnných profilů a nekovových materiálů, u kterých vliv prostředí je rozhodně významnější než u dřívějších jednoduchých a robustních konstrukcí. U nových samojízdných strojů stoupá výkonnost, ale také se snižuje počet dní využití v agrotechnických lhůtách. To znamená zabývat se vážně vlivy počasí na jejich funkci s cílem pozdějšího maximálně možného využití tzv. klimaticky příznivých dnů, jejichž specifikace by měla být pro každý stroj zvlášť stanovena. Současně je třeba podstatně omezit dosud běžné škody, vznikající po dobu mezisezónního garážování, která může činit až 90 % z plánované doby používání stroje. Zvláštní pozornosti z hlediska vlivu prostředí si zasluhují mechanizační prostředky vyvážené do rozvojových zemí s tropickým klimatem.

Rozhodující příčinou nutnosti zkoumání systému stroj – prostředí je nový pohled na užitou hodnotu strojů. Stále více je preferována jejich vysoká spolehlivost, která je prostředím významně ovlivňována.

# **DOMINANTNÍ ČINITELÉ PROSTŘEDÍ V ZEMĚDĚLSTVÍ A MECHANISMY JEJICH PŮSOBNÍ NA SOUČÁSTKOVOU ZÁKLADNU A POUŽÍVANÉ MATERIÁLY**

## **DOMINANTNÍ ČINITELÉ**

Dominantní činitelé a jejich velikost pro účely modelových zkoušek jsou uvedeny v tab. I.

I. Dominantní činitelé prostředí v zemědělství

| Činitel         | Jednotka                              | Velikost v rozsahu                                                                                                                             |
|-----------------|---------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Vlhkost vzduchu | $\text{g m}^{-3}$                     | 2–30                                                                                                                                           |
| Teplota vzduchu | $^{\circ}\text{C}$                    | –10 až +50                                                                                                                                     |
| Prašnost        | $\text{g m}^{-3}$                     | 0,1–4                                                                                                                                          |
| Plynné exhalace | $\text{mg m}^{-3}$                    | $\text{SO}_2$ – max. 0,01<br>$\text{NH}_3$ – max. 100<br>$\text{H}_2\text{S}$ – max. 30<br>$\text{CO}_2$ – max. 150<br>$\text{NO}_2$ – max. 15 |
| Sluneční záření | $\text{kcal cm}^{-2} \text{ a}^{-1}$  | 80–220                                                                                                                                         |
| Biodeteriogeny  | mikroorganismy<br>(bakterie a plísňe) |                                                                                                                                                |

Každý činitel zpravidla vyvolává, dosáhne-li tzv. kritické velikosti, několik degračních dějů, jejichž intenzita v krátkodobém i dlouhodobém průběhu je značně variabilní.

#### TYPICKÉ PROJEVY ZNEHODNOCENÍ

Atmosférická koroze je nejčastějším projevem znehodnocování kovových materiálů a jejich ochranných systémů. Má elektrochemický charakter a probíhá v tenkých vrstvách elektrolytu, které vznikají při určité vlhkosti a teplotě na povrchu kovů. Vlhkost potřebná k vytvoření vrstvičky elektrolytu může být tím nižší, čím více je atmosféra znečištěna plynnými exhalacemi a čím více je povrch kovu již zkorodován. Nejčastější příčinou vzniku elektrolytu jsou atmosférické vertikální srážky a zejména orosování při překročení rosného bodu na povrchu kovu při náhlých změnách teploty a konstantní absolutní vlhkosti. K tvorbě rosy přispívá i vlhkost obsažená v půdě a zpracovávaném materiálu, která kondenzuje na povrchu. Korozi tudíž chápeme jako diskontinuální proces, který probíhá pouze v periodách, ve kterých prostředí umožňuje existenci elektrolytu, tj. jestliže vlhkost a teplota jsou vyšší než 80 % RV, resp. 0 °C, a můžeme jej vyjádřit vztahy

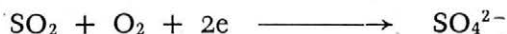
$$K = \Sigma \tau V_k$$

kde:  $K$  — koroze  
 $\tau$  — periody aktivní koroze  
 $V_k$  — střední rychlost koroze v periodách

$$a \quad V_k = f/M \cdot a_{H_2O}, S, T)$$

kde:  $V_k$  — obecně funkce specifických mechanismů pro jednotlivé kovy ( $M$ ), množství vody na povrchu ( $a_{H_2O}$ ), přísunu stimulatorů ( $S$ ) a teploty ( $T$ )

Stimulátory koroze jsou ty složky plynných exhalací a pevných látek, které se rozpouštějí ve vrstvičce elektrolytu a zvětšují jeho kyselost a vodivost, tj. jeho reakční schopnost při anodicko-katodických dějích. Pro nejčastěji používaný kov — železo a nejvýznamnější plynný stimulator — kyslík siřičitý lze specifický mechanismus opsat rovnicemi:



(podmínkou této rovnice je přítomnost vody)



(katodický děj)



(rez je komplexní sloučeninou  $\text{Fe} \begin{array}{c} \text{O} \\ \diagup \quad \diagdown \\ \text{OH} \end{array}$ )

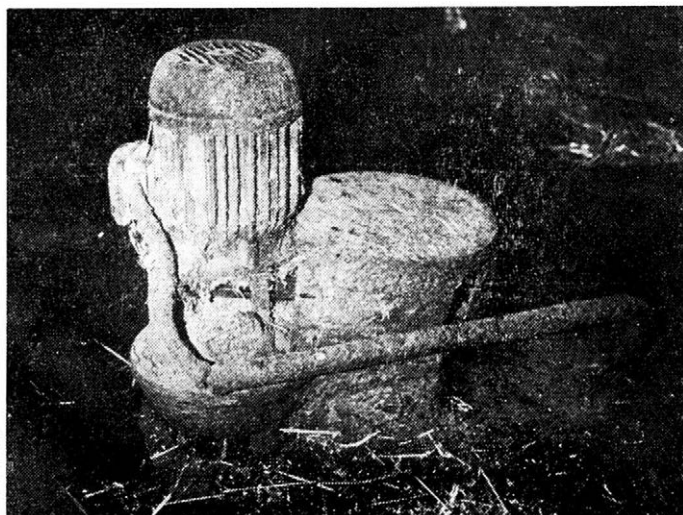
Z uvedených vztahů a rovnic vyplývají důležité závěry pro hodnocení korozní aktivity typických zemědělských prostředí a pro experimentální ověřování odolnosti konstrukčních materiálů zkouškami v přírodních a modelových podmínkách. Dlouhodobým měřením musíme nejdříve zjistit četnost a dobu aktivních period  $\tau$  a chemismus účinku typických stimulatorů (s).

Nejčastějšími degradačními projevy koroze u zemědělské techniky je

- znehodnocování nátěrových systémů,
- zvýšené opotřebení funkčních ploch,
- obtížná rozebíratelnost šroubových spojů,
- ztížená či znemožněná ovladatelnost prvků řízení, řazení a regulace,
- snížení odolnosti konstrukce při statickém i dynamickém namáhání.

Nejexponovanější je technika používaná

- při manipulaci s hnojivy,
- v živočišné výrobě (obr. 2),

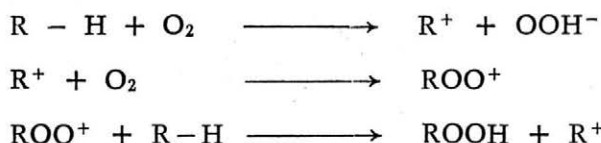


2. Elektromotor oběžného shrnovače mrvy

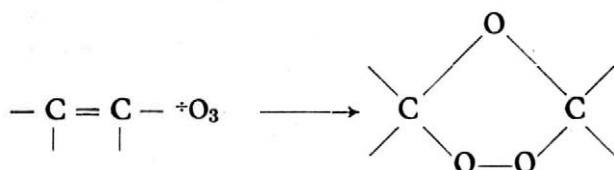
- všeobecně všechna technika s dlouhodobými mezisезónními intervaly a technika používaná v makroklimatických oblastech vlhkých tropů.

Stárnutí nekovových materiálů je souborem převážně nevratných změn vyvolaných účinky klimatických činitelů. U plastických hmot a pryží se projevuje změnami rozměrů, vzhledu a zejména poklesem původních mechanických, po případě elektrických (u izolantů) vlastností.

Z řady mechanismů degradace je nejvýznamnější oxidace vzdušným kyslíkem za spolupůsobení slunečního záření. Polymery se oxidují podle zjednodušeného schématu



Vzniklý hydroperoxid je značně reaktivní a dále iniciuje průběh reakcí. Radikálovým mechanismem se oxidují i pryže. Nízkou odolností se vyznačují polymery kaučuků s dvojnou vazbou jako např. polyisopreny a butadieny. Tato dvojná vazba usnadňuje reakci kyslíku s tzv. alfauhlíkem, tj. uhlíkem sousedícím s dvojnou vazbou. K degradaci dochází v povrchových vrstvách a difúzí  $\text{O}_2$  pokračuje dále do hloubky. Na pryže v deformovaném stavu působí velmi intenzivně ozón, který se aduje opět na dvojnou vazbu podle rovnice



a vznikají na povrchu charakteristické trhlinky, kolmé na směr namáhání. Nejúčinnější složkou slunečního záření je jeho ultrafialová část, která má největší energii potřebnou ke štěpení vazeb v polymeru.

Z dalších klimatických činitelů se často projevuje vliv teploty a vlhkosti. Teplota všeobecně urychluje oxidační reakce, vlhkost způsobuje bobtnání a rozměrové změny.

Opotřebení je typickým projevem znehodnocování zemědělské techniky v době jejího provozního nasazení. Mechanismus je převážně abrazivního charakteru, kdy vlivem tvrdých, nejčastěji křemičitých, částí dochází k mikroúběrům konstrukčních materiálů, a tím k nežádoucím změnám funkčních ploch či hran. Častým průvodním jevem je koroze. Dominantními činiteli prostředí je vlhkost, která ovlivňuje zpracováváný materiál, a prašnost, která vede k opotřebení třecích dvojic, jako jsou ložiska, pístové skupiny motorů a hydrauliky a převodové ústrojí.

Zvláště vnitřní ústrojí spalovacích motorů samojízdných strojů je značně exponované. Pracovní adaptéry těchto strojů jsou čelně neseny a při práci jsou zdrojem značné prašnosti, která tak vytváří typické technoklima při sklizních (obr. 3). Tento prach je nasáván do motoru vzadu umístěného prostřednictvím nasátého vzduchu či konstrukčními netěsnostmi a spolu s korozními zplodinami již vzpomenutých elektrochemických reakcí a produkty stárnutí maziv snižuje životnost motoru. Pro velikost opotřebení je rozhodující množství a složení prachu a tvar i velikost prachových částic. V zemědělství se zpravidla setkáváme s množstvím 0,02 až 3 g m<sup>-3</sup> anorganického i organického složení. Anorganický prach tvoří ostrohranné křemičité krystaly  $\text{SiO}_2$ , po případě částice umělých





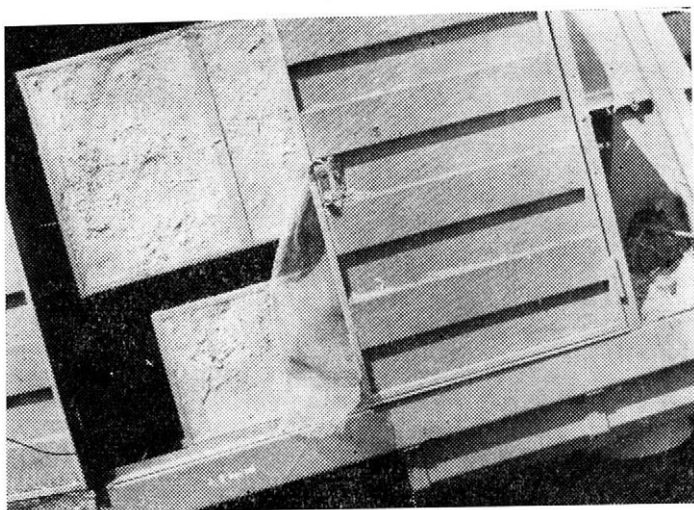
3. Sklízeče píce při sběru a řezání slámy

hnojiv apod. Obsah SiOm v prachu se pohybuje v rozmezí 30 až 95 % a je dán složením půdy na momentálním pracovišti stroje. Maximální opotřebení nastává při velikosti prachových částic v rozmezích 10 až 12, respektive 5 až 15  $\mu\text{m}$ , zatímco pro organismus obsluhujícího personálu jsou škodlivé částice o velikosti pod 5  $\mu\text{m}$ . Tyto údaje je třeba respektovat ve zkušební praxi.

**Biodeteriorace** je každá nežádoucí změna vlastností materiálu, podmíněná životní činností organismů, tj. biodeteriogenů. V zemědělství jsou napadány stavební a nekovové konstrukční materiály. Z biodeteriogenů se uplatňují především mikroorganismy jako plísňe a bakterie, v menší míře z makroorganismů hlodavci. Růst plísní je podmíněn dlouhodobějším trváním tzv. biokinetického teplotního a vlhkostního rozmezí, které činí 20 až 40 °C a 95 až 98 % RV. Tyto hodnoty nacházíme v nedostatečně klimatizovaných prostorech ustájení zvířat a při dlouhodobém garážování či skladování techniky. Zde jsou také jednotlivé jevy biodeteriorace nejčastější, mechanismy jejich účinků jsou ovšem velmi rozdílné. Řada z nich zvyšuje kyselost prostředí, a tím i korozi kovů. Na mikroflóře stájových prostorů se z bakterií nejvíce podílejí *Bacillus mesentericus*, *subtilis* a *mycoides* a plísňe ze skupin *Aspergillaceae*, *Penicillium* a *Mucoraceae*.

**Zhoršení funkce a výkonu** vlivem prostředí je rovněž typickým a velmi častým projevem znehodnocení technických zařízení. Je způsobeno buď vlivem jednotlivých činitelů na zpracovaný materiál, nebo souvisí s jiným typem znehodnocení. Vyšší vlhkost půdy např. zhoršuje zpracování a průjezdnost strojů, vlhkost rostlinných materiálů zvyšuje energetické nároky řezacích, separačních či briketovacích ústrojí.

S teplotou se mění specifická váha, a tím dopravované množství paliva do motoru a viskozita olejů v mazacích a hydraulických systémech, což vede k nedostatečnému mazání či ke zpomalování pracovních cyklů. Vysoká prašnost, zejména organických částic, zhoršuje chlazení a čištění vzduchu zanášením používaných zařízení (obr. 4). Typickým projevem zhoršení funkce elektrických zařízení vlivem vlhkosti, prachu a exhalací je zvyšování vnitřní i povrchové vodivosti izolantů a koroze kontaktů.

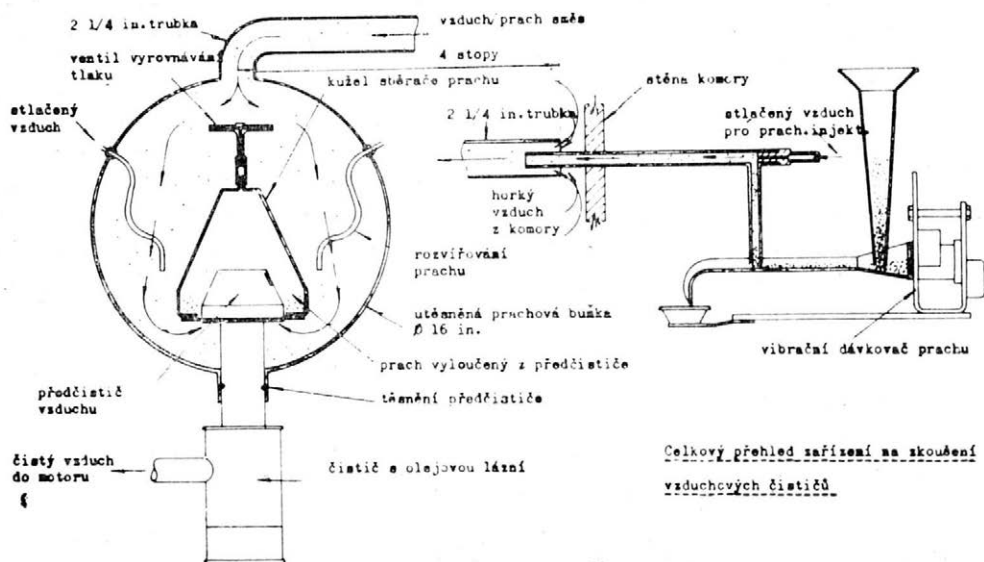


4. Zanesená žebra chla-  
dičů vody

## POUŽÍVANÉ ZKUŠEBNÍ METODY A ZAŘÍZENÍ

Při zkoumání systému „stroj – prostředí“ má zkušební činnost rozhodující význam. Velkou skupinu zkušebních metod, které jsou v současné době k dispozici, nelze blíže rozvádět. V zásadě nás zajímají metody a zařízení používané

- k měření velikosti jednotlivých činitelů prostředí,
- k modelování jednoho či několika činitelů prostředí v laboratorních podmínkách (obr. 5),
- k výzkumu mechanismů degradace,
- a k ověření účinnosti provedených ochran.



5. Celkový přehled zařízení na zkoušení vzduchových čističů

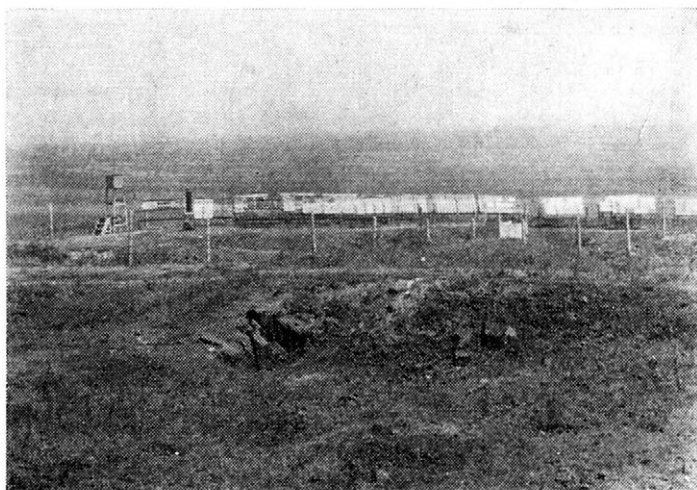


Řada zkušebních metod je i v mezinárodním měřítku normalizována, takže např. zkoušky výkonnosti traktorů za vyšších teplot či startovací zkoušky za nízkých teplot a zkoušky elektrických zařízení a jiných výrobků např. podle souboru ČSN 038820 až 28 jsou běžné.

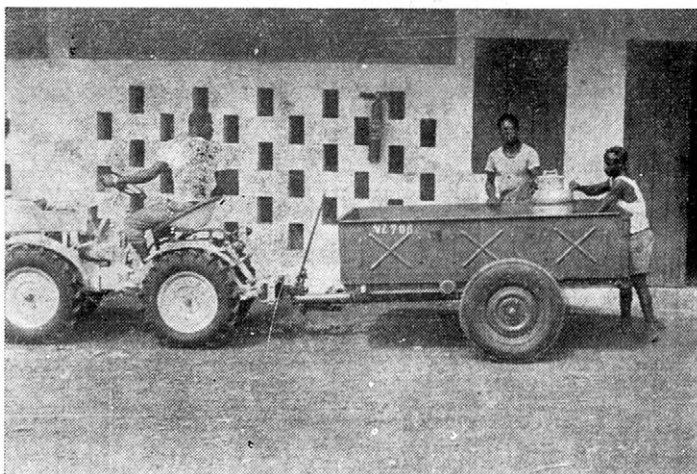
Úspěšná realizace těchto zkušebních metod je podmíněna existencí

- atmosférických stanic
- a velkokapacitních klimatických komor.

6. Přímořská stanice NIMTSM Sofia využívaná VÚZS ke korozním zkouškám



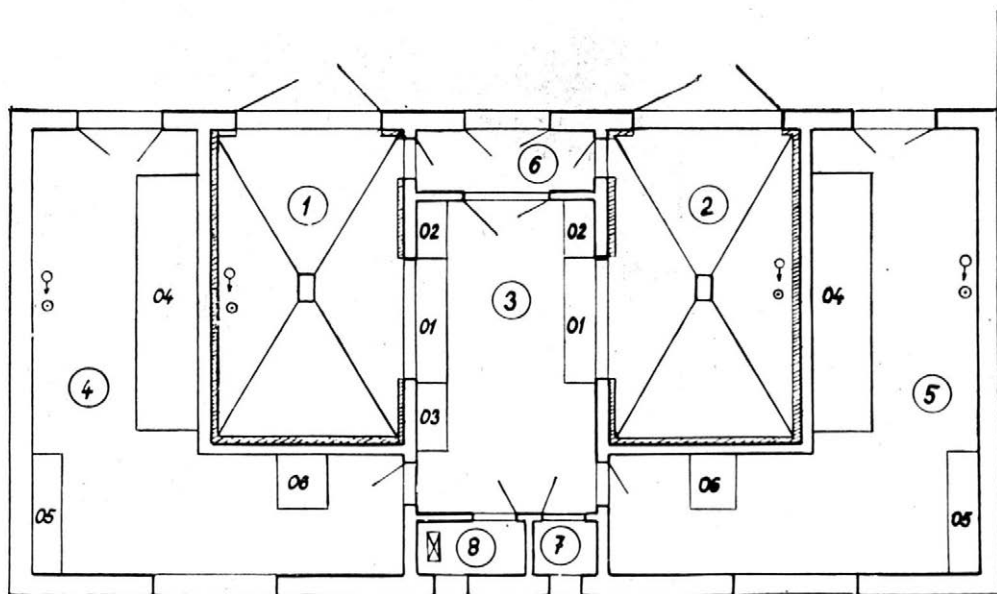
7. Tropická stanice ve východní Africe využívaná VÚZS k testování strojů



Přímořské stanice (obr. 6) slouží především k ověření odolnosti materiálů a ochran v podmínkách vyšších vlhkostí, teploty, slunečního záření a exhalací (salinity). Tropické stanice lze dále vhodně využít k testování výrobků ve skutečném provozu (obr. 7). Velkokapacitní klimatické komory umožňují modelování vybraných činitelů prostředí, přičemž vhodnou kombinací je vlhkost – teplota – exhalace (obr. 8) a teplota – prašnost.



8. Zkoušení malotraktoru v prostředí vlhkého tepla



9. Návrh univerzální klimatické komory VÚZS

## HLAVNÍ PRINCIPY OCHRANY ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY PROTI VLI- VU PROSTŘEDÍ

Potřeba chránit zemědělskou techniku proti vlivu prostředí po celou dobu životnosti je úměrná nárokům na spolehlivost a pořizovací hodnotě. Jednotlivé degradační děje jsou značně různorodé a vztahují se na používané materiály i na vlastní konstrukční uspořádání. Znalost mechanismů těchto dějů umožňuje volit účinná ochranná opatření, jejichž realizace náleží jak výrobcům, tak uživatelům (obr. 9).

Od výrobců zemědělské techniky je požadováno důkladné propracování souboru konstrukčně technologických opatření s hlavními cíli

- nízké funkční a výkonové závislosti na prostředí,
- využití odolných materiálů,
- využití systému dočasné i trvalé povrchové ochrany.

Význam těchto cílů je často rozdílný. U samojízdné sklízecí řezačky je preferován výkon motoru a správná funkce pomocných zařízení, u dojící techniky převažuje potřeba využití vysoce odolných materiálů, které v konečném významu přispívají k mikrobiologické čistotě mléka i ke zdraví dojených zvířat. U klecí a zařízení v drůbežárnách budou zase převažovat aplikace povrchových ochrany kovovými i nekovovými systémy.

Dlouhodobá účinnost výrobních opatření je podmíněna adekvátními opatřeními u uživatelů v zemědělských závodech. Jejich hlavní cíle jsou

- používání zemědělských technologií vedoucích k postupnému zlepšování prostředí,
- situování techniky v zemědělských stavbách do oddělených, popřípadě klimatizovaných prostorů,
- pravidelná údržba,
- mezisezónní vnější i vnitřní konzervace a garážování.

Je zřejmé, že konečná formulace jednotlivých opatření podle uvedených cílů je možná pouze na základě optimalizačních výpočtů, při kterých musí převažovat národohospodářské zájmy.

### Literatura

- BARTOŇ, K. aj.: Odolnost technických výrobků proti atmosférickým vlivům. Strojírenství, 1972, č. 3.
- BÖER, W.: Über Stand und Aufgaben einer technischen Meteorologie und Klimatologie. Berlin, Technica 1956.
- DOLEŽAL, B.: Atmosférické stárnutí plastických hmot. Skripta USL, Praha, 1967, 71 s.
- DONALD, J.: Consider environment when selecting electric motors. Electr. Fm., 1971, č. 11, s. 8-9.
- FILIMONOV, A. I. aj.: Metodika issledovanija vlijanija atmosferných uslovij i temperatury topliva na močnostnye i ekonomičeskie pokazateli traktorných dizelej židkostnogo ochlažděnija bez turbonaddyva. Tr. NATI, Moskva, 1972, Vyp. 220.
- GOLNEV, V. S.: O značení temperatury okružajušej sredy pri ekplenatacii traktorogo dizelja. Traktory i selmaš, 1971, č. 10, s. 3-5.
- HELD, W. — HUMMEL, D.: Korrosionsprobleme bei der Verregnung von Agrochemikalien. Agrartechnik, 1973, č. 4, s. 168-170.
- JÁRA, J. aj.: Výzkum životnosti zemědělského strojírenství v podmínkách RZ Afriky. [Výzkumná zpráva.] Praha, VŠZ-ITSZ 1975.
- MANBY, T. C. D.: Measurement of Tractor and Farm Machinery Performance under Tropical Conditions. In: International Technical Congress of Agricultural Machinery, Paris, 1961.
- PANGRÁC, M.: Klimatická odolnost a tropikalizace traktorů a zemědělských strojů. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1967.

PANGRÁC, M.: Technickoklimatická hlediska použitelnosti zemědělské techniky v rozvojových zemích. In: Sborník symposia „Výzkum zemědělství a výživy v rozvojových zemích“, Praha, ÚVTI, 1972, s. 373-383.

PANGRÁC, M.: Prüfungen von Traktoren und landwirtschaftlichen Maschinen in für mehrere zwecke bestimmten Klimaräumen. In: Sborník symposia „Modelling the Effect of Climate on Electrical and Mechanical Engineering Equipment“, Praha, EÚ ČSAV, 1973, s. 218-222.

RYCHTERA, M. — BARTÁKOVÁ, B.: Tropikalizace elektrických zařízení, Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1960.

SEVERNYJ, A. E.: Korosionno-mechaničeskije razrušenija uzlov i detalej. Mech. i el. soc. sel. choz., 1973, č. 1, s. 33-35.

SKUDIN, G. I. — BERKOVIC, M. S.: Vlijanije zapylenosti smazki na srok služby podpisnikov kačeniya v transmissijach traktorov. Traktory i selmaš., 1970, č. 10, s. 17-19.

SOUTHWELL, P. H. — JOSE, S.: Influence of atmospheric humidity on fertilizer metering by full-width machines. Trans. ASAE, 1973, č. 3, s. 443-445.

WASSERBAUER, R.: Problematika biodeteriorace průmyslových a stavebních zařízení. In: Sborník DT, Bratislava, 1973, s. 96-102.

WIEDERHOLT, W.: Korrosion und Korrosionsschutz von Geräten und Maschinen in der Landwirtschaft. Grundle. Landtechnik, 1973, č. 3, s. 70-84.

Došlo dne 9. 7. 1975

ПАНГРАЦ М. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Исследование механизмов обесценения сельскохозяйственной техники под влиянием среды. Zem. technika 21 (9) : 561-573, 1975.

Использование научных достижений в области биологии, химии и физики и значительный рост механизации и автоматизации всех работ открывают в сельскохозяйственном производстве все новые и новые возможности, с другой стороны, однако, возникает ряд принципиально новых проблем, которые необходимо решить. Одной из них является постоянное ухудшение «окружающей среды», причем, не только для живых организмов, но и для техники, которая применяется в сельском хозяйстве. В настоящее время решение проблематики влияния среды на сельскохозяйственную технику вышло за рамки практики и требует самостоятельного и фундаментального технического развития, содержание, методы и цели которого приводятся в статье.

среда; климатология; обесценение; техноклимат; биоклимат; климатотехнология; защита от воздействий тропического климата

PANGRÁC M. (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov, Czechoslovakia). Research in the Mechanisms of the Deterioration of Farm Machinery Due to the Effect of Environment. Zem. technika 21 (9) : 561-573, 1975.

The use of scientific findings in the field of biology, chemistry, and physics and the continuously increasing rate of the introduction of mechanization and automation open new prospects for agricultural production; however, on the other hand, they give rise to a whole range of problems which are new in their very essence and require solution. One of these problems is the continuous deterioration of environment not only for the living organisms but also for the machines used in agriculture. At present, the solution of the problems of the effect of environment on farm machines has exceeded the framework of empirical studies and requires independent and well-managed technical development whose subjects, methods, and objectives are mentioned in the paper.

environment; climatology; deterioration; technical climate; bioclimate; climatotechnology; tropicalization

PANGRÁC M. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov, Tschechoslowakei). Untersuchung über die Mechanismen der umweltbedingten Entwertung der Landtechnik. Zem. technika 21 (9) : 561-573, 1975.

Die Anwendung von wissenschaftlichen Erkenntnissen auf dem Gebiete der Biologie, Chemie und Physik und bedeutendes Wachstum der Mechanisierung und Automati-

sierung aller Arbeiten erschließen der landwirtschaftlichen Produktion immer neue Möglichkeiten, andererseits taucht jedoch eine Reihe von prinzipiell neuen zu lösenden Problemen auf. Eines davon stellt die ständige Verschlechterung der „Lebensumwelt“ dar, und zwar nicht nur für lebendige Organismen, sondern auch für die in der Landwirtschaft einzusetzende Technik. Gegenwärtig reichte die Lösung der Problematik der umweltbedingten Auswirkung auf die Landtechnik über den Rahmen der Empirie hinaus und macht eine unabhängige und fundierte technische Entwicklung erforderlich, deren Inhalt, Methoden und Ziele im Aufsatz aufgeführt werden.

Umwelt; Klimatologie; Entwertung; Technoklima; Bioklima; Klimatotechnologie; Tropikalisierung

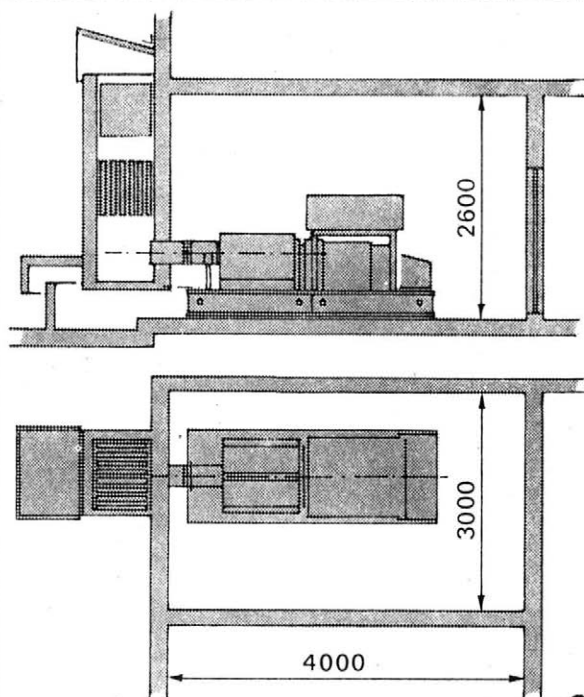
Rukopis odevzdán k tisku 18. 8. 1975 — Podepsáno k tisku 9. 1. 1976

---

*Adresa autora:*

Miroslav Pangrác, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

---

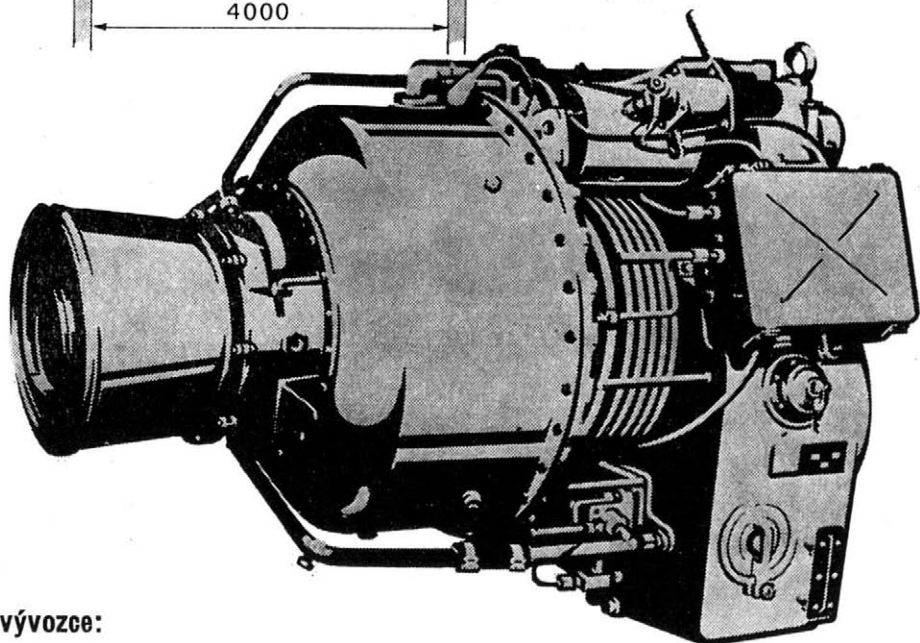


# NOUZOVÉ AGREGÁTY TURBOLET 160 kVA

Pevné a pojízdné nouzové agregáty s turbínami poháněnými plynem  
Výhody plynové turbíny 027 při náhradním síťovém provozu:

- lehká konstrukce
- jednoduchá instalace
- neznečišťuje okolí
- lze ji ihned plně zatížit

Dosud bylo dodáno do provozu 900 agregátů



vývozce:

DDR Berlin

Johannes-Dieckmann-Str. 11/13

telefon: 2240

dálnopis: 011 4861



**VEB**  
**Strömungs-**  
**maschinen**



**TechnoCommerz**  
GmbH



|                                                                                                                                |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově . . . . .                                      | 505 |
| Grečenko A.: Nové výsledky teorie rovinného pohybu kola . . . . .                                                              | 507 |
| Kupr J.: Energetické poměry odebíracího šneku rozmetadel hnoje . . . . .                                                       | 525 |
| Šantrůček J., Šujanová H.: Ovládací zařízení pro postupný odklíz trusu v drůbežárnách . . . . .                                | 535 |
| Lanča I., Vraný Z., Čermák A.: Výsledky srovnávacích funkčně energetických zkoušek strojů pro sečení a úpravu pícnin . . . . . | 543 |
| Pangrác M.: Výzkum mechanismů znehodnocení zemědělské techniky vlivem prostředí . . . . .                                      | 561 |

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                     |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Греченко А.: Новые результаты теории плоскостного движения колеса . . . . .                                                                         | 523 |
| Купр Я.: Энергетический режим разгрузочного шнека у навозоразбрасывателей . . . . .                                                                 | 532 |
| Шантрүчек Я., Шүянова Г.: Устройство управления для постепенной уборки помета на птицефермах . . . . .                                              | 541 |
| Ланча И., Враны З., Чермак А.: Результаты сравнительных функционально-энергетических испытаний машин для уборки и обработки кормовых трав . . . . . | 559 |
| Панграц М.: Исследование механизмов обесценения сельскохозяйственной техники под влиянием среды . . . . .                                           | 572 |

## CONTENT

|                                                                                                                                                 |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Grečenko A.: New Results of the Theory of the Plane Motion of the Wheel . . . . .                                                               | 524 |
| Kupr J.: Energetic Conditions in the Discharge Auger of Manure Distributors . . . . .                                                           | 533 |
| Šantrůček J., Šujanová H.: Controlling Equipment for Gradual Dung Removal in Poultry Houses . . . . .                                           | 542 |
| Lanča I., Vraný Z., Čermák A.: Results of the Comparative Functional and Energetic Tests of Machines for Fodder Mowing and Processing . . . . . | 560 |
| Pangrác M.: Research in the Mechanisms of the Deterioration of Farm Machinery Due to the Effect of Environment . . . . .                        | 572 |

## INHALT

|                                                                                                                                                                       |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Grečenko A.: Neue Ergebnisse der Theorie einer ebenen Radbewegung . . . . .                                                                                           | 524 |
| Kupr J.: Energieverhältnisse einer Entnahmeschnecke an Stallmiststreuern . . . . .                                                                                    | 533 |
| Šantrůček J., Šujanová H.: Steuereinrichtung für die schrittweise Kotabräumung in Geflügelställen . . . . .                                                           | 542 |
| Lanča I., Vraný Z., Čermák A.: Ergebnisse der auf Funktion und Energie bezogenen Vergleichsprüfungen von Maschinen für die Grünfutturmahd und -aufbereitung . . . . . | 559 |
| Pangrác M.: Untersuchung über die Mechanismen der umweltbedingten Entwertung der Landtechnik . . . . .                                                                | 572 |



---

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, Legerova ulice 22, 120 00 Praha 2.