

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH  
INFORMACÍ

# ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA AGRICULTURAL ENGINEERING

4

ROČNÍK 39 (LXVI)  
PRAHA 1993  
S ISSN 0044-3883

ČESKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD  
SLOVENSKÁ AKADEMIA PŮDOHOSPODÁRSKYCH VIED

# **ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA**

## **AGRICULTURAL ENGINEERING**

---

**VOLUME 39 (1993)**

### **REDAKČNÍ RADA - EDITORIAL BOARD**

#### **Předseda - Chairman**

Ing. Jiří F i l a , DrSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha)

#### **Členové - Members**

Doc. RNDr. ing. Jiří B l a h o v e c , DrSc. (Vysoká škola zemědělská, Praha)

Doc. ing. Karel B r z k o v s k ý , CSc. (České vysoké učení technické, Praha)

Prof. ing. Ján J e c h , CSc. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra)

Ing. Petr J e v i č , CSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha)

Ing. Zdeněk P a s t o r e k , CSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha)

Doc. ing. František P t á č e k , CSc. (Vysoká škola zemědělská, Brno)

Ing. Bohumil S t u d e n í k , CSc. (Výzkumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka)

#### **Vedoucí redaktorka - Editor-in-Chief**

MVDr. Eva M a c h e j o v á

Čtvrtletník pro publikaci původních vědeckých prací z oboru zemědělské techniky, zemědělských technologií a zpracování zemědělských produktů. Příspěvky jsou publikovány v češtině, slovenštině a angličtině. - A quarterly for publication of the original scientific works from the branches of agricultural engineering, agricultural technologies and processing the agricultural products. The articles will be published in Czech, Slovak and English.

# ELEKTROHYDRAULICKÁ REGULÁCIA ZÁVESNÝCH SYSTÉMOV MOBILNÝCH ENERGETICKÝCH PROSTRIEDKOV

E. Pisár, J. Ondřík

*Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra*

V práci uvádzame návrh elektrohydraulickej regulácie (EHR) závesných systémov - mobilných energetických prostriedkov s odoberaním signálov z miest, kde vznikajú a nepodliehajú transformácii pri vedení do akčných členov, a to cestou elektrickou. Doterajšie spôsoby snímania signálov z aktívnych orgánov pracovných strojovo nezahŕňajú celú škálu požiadaviek na presnú kontrolu mechanizmov poľnohospodárskych strojov používaných pri jednotlivých technológiách, nie sú odrazom zmien makro- a mikrorelievov, zmien fyzikálno-mechanických vlastností pôd, ktoré do značnej miery ovplyvňujú kvalitu práce. Na základe poznatkov a meraní sme vypracovali návrh EHR stavebnicového systému so širším využitím okrem mobilných prostriedkov aj na poľnohospodárskych strojoch.

regulačný hydrogenerátor; odporová regulácia; polohová regulácia; kopírujúca regulácia; riadiaca jednotka

Pri ďalšom vývoji a zdokonaľovaní mechanizmov mobilných energetických prostriedkov predpokladáme výrazné zavádzanie regulačných a automatizačných prvkov, hlavne na úseku základného spracovania pôdy, strojov pre presnú sebru, prihnojovania a hnojenia s automatickou kontrolou práce mechanizmov v optimálnom režime priamo v kabíne obsluhovateľa.

Pri stručnom rozboře vývoja regulačných systémov, patentovej dokumentácie a výroby elektrohydraulických zariadení známymi firmami musíme konštatovať, že firma BOSCH na zariadení HITCHTRONIC využíva k priamemu meraniu ťahovej sily v spodnom ťahadle nový silový snímač (elektrický prúd k ovládaniu obvodu je cca 30 W), čím sa eliminujú nedostatky hydraulického systému REXROTH (0,75 kW). Wienfried et al. (1988) uvádzajú odber signálov zo spodných ťahadiel a otáčok hnacích kolies. Obvod je riadený mikroprocesorom s možnosťou kombinovania signálov pre zabezpečenie naddvihovania náradia pri prekročení nastavených menovitých hodnôt.

Hesse (1972) vychádza z veľkosti krútiaceho momentu ako regulovanej veličiny ekvivalentnej signálu snímača zdvihu ihly. Regulačný obvod je riadený mikroprocesorom pomocou snímača zdvihu ihly a snímača otáčok hnacích kolies, z ktorých sa priebežne určuje prevodový pomer, z tohto pomeru sa vypočítava veľkosť korekčných hodnôt, eliminujúcich odchýlky hĺbkového spracovania pôdy.

Súčasná novinka, regulačný systém L.A.O. firmy HUARD, ktorý môžeme nazvať „inteligentné spojenie traktora s pluhom“, je umiestnený na náradí, kde v súčinnosti

s EHR traktora optimálne prispôsobuje činnosť náradia agrotechnickým požiadavkám (ATP).

Na základe dlhoročného výskumu v oblasti regulačných systémov a dosiahnutých výsledkov z merania sŕl v ťahadlách trojbodového závesu, merania reakcií na plazových doskách v orbových telesách, zmien stupňa utlačania pôdy a merného odporu pôdy v závislosti na fyzikálno-mechanických vlastnostiach pôdy, vyplývajú dôležité závery pre odber signálov z aktívnych orgánov pracovných strojov.

Pri riešení týchto úloh musíme brať do úvahy požiadavky vyplývajúce zo spôsobu jazdy orbových súprav mimo brázdy, z automatického riadenia odoberaného výkonu vývodovými hriadeľmi, z automatického zavesovania náradia na energetický prostriedok, a hlavne požiadavky na zabezpečenie kvality pracovných mechanizmov z hľadiska vytvárania optimálnych podmienok pre ich prácu. Tým dosiahneme zvýšenie kvality práce a splnenie ekologických požiadaviek, a to najmä neprekročenie medzných hodnôt stupňa utlačania pôdy, redukciu počtu prejazdov a pod. S ohľadom na unifikáciu sú taktiež zvýšené požiadavky kladené na stavebnicové a modulové riešenia, ktoré budú mať širšie uplatnenie nielen na traktoroch, ale aj na ostatných mobilných energetických prostriedkoch a poľnohospodárskych strojoch.

## MATERIÁL A METÓDA

Cieľom práce bolo navrhnuť stavebnicový hydraulický obvod EHR použitím regulačného hydrogenerátora s výkonovými parametrami pre trojbodový záves traktora Z-16145. Zadávacie podmienky určovali:

- navrhnuť EHR s možnosťou odberu signálov z orbového telesa (odporová regulácia), hlavných zdvíhacích ramien (polohová regulácia) a kopírujúceho kolesa (kopírujúca regulácia);
- pomocou vypracovaného matematického modelu overiť stabilitu regulačného obvodu;
- zhotoviť hydraulický obvod EHR z prevodníkov a prvkov tuzemskej výroby;
- odskúšať EHR na výkonové parametre podľa metodiky malých kontrolných skúšok (MKS);
- v laboratórnych podmienkach overiť funkčnú činnosť snímacích zariadení elektronického bloku a hydraulického obvodu použitím simulátorov (odporovej a kopírujúcej regulácie);
- v poľných podmienkach overiť výkonové parametre EHR, plnenie ekologických požiadaviek v oblasti stupňa utlačania pôdy (Metodika VÚZZP Praha 1987, ČSN 72 1026);
- overiť dodržiavanie parametrov kvality práce (ČSN 47 0124, ON 47 0169).

## VÝSLEDKY

### Návrh na riešenie regulačných systémov

Nasadzovanie súprav v rámci jednotlivých technológií musíme zabezpečovať v agrotechnických termínoch aj za sťažených vlhkostných a poveternostných



podmienok. Z týchto dôvodov sme presunuli kontrolu náradia pre sledovanie požadovaných ukazovateľov priamo do kabíny obsluhovateľa. Zvýšenú pozornosť sme venovali snímaniu viacporuchových veličín pri reguláciách odporov, kopírovania makro- a mikroreliéfov, otáčok a ďalších parametrov.

Z týchto aspektov sme na traktoroch v nadväznosti na samohybné stroje a špeciálne nákladné automobily presunuli snímacie zariadenie (odber signálov) z energetického prostriedku na poľnohospodárske náradie. V kabíne obsluhovateľa boli umiestnené regulačné, automatizačné a ovládacie prvky s možnosťou voľby nasledovných regulačných systémov:

1. Na kolesových traktoroch s riešením odporovej regulácie odoberaním signálov z náradia (pre základné spracovanie pôdy) a kopírujúcej regulácie (stroje pre sejbu a hnojenie), odporovo-kopírujúcej regulácie a polohovej regulácie;
2. na pásových traktoroch polohovú reguláciu a kopírujúcu reguláciu;
3. na samohybných strojoch a špeciálnych nákladných automobiloch kopírujúcu reguláciu, polohovú reguláciu a reguláciu otáčok, posuvov a ďalšie.

Na výkonných traktorových súpravách s vyšším počtom orbových telies by bolo potrebné uplatniť odporovú reguláciu s vedením signálov do regulátora vstrekovacieho čerpadla k regulácii dodávky paliva. V prípade, že daný výkon motora nekryje požiadavky zvýšeného odporu stroja, mali by sme signál viesť aj do prevodovky pre zmenu prevodových pomerov. Tým splníme ekologické požiadavky na prípustné medzné hodnoty stupňa utlačania pôdy. Kopírujúcu reguláciu sme využívali pri vhodných vlhkostných podmienkach so sledovaním dvoch poruchových veličín (v prednej a zadnej časti náradia). Polohová regulácia plnila spätnoväzbové prepojenie pracovných mechanizmov, ktorých vzdialenosť pri práci od povrchu pôdy bola daná ATP.

Elektrohydraulická regulácia by mala na samohybných strojoch a špeciálnych nákladných automobiloch zabezpečovať kontinuálne kopírovanie reliéfov, reguláciu otáčok mlátiacich a rezacích bubnov podľa druhu plodín a vlhkosti spracovaného materiálu, reguláciu pracovných rýchlostí v závislosti od množstva spracovanej hmoty, reguláciu otáčok rozmetacích a dávkovacích zariadení v závislosti na pracovných rýchlostiach a ďalšie. Širšia aplikácia EHR na poľnohospodárskej technike je uvedená autormi D r a b a n t et al. (1987) a N o z d r o v i c k ý et al. (1989).

K uvedeným záverom sme dospeli na základe výsledkov experimentov s regulačnou hydraulikou a výsledkov, ktoré uvádzajú C o w e l l, H e s s e (1977, 1972) a P i s á r (1975).

V prvej fáze merania sme sa zamerali na účinok geometrie trojbodového závesu na pracovnú hĺbku pri práci orbovej súpravy na vlnitom teréne s umelo vytvorenými prekážkami. Okamžitý stred otáčania trojbodového závesu sme presúvali k zadnej náprave a nižšie, ako je uchytenie na štandardných prevedeniach. Keď tento bod bol bližšie k hnacej náprave, spôsoboval nielen zvýšenie doťažovania zadných hnacích kolies, ale aj omnoho ľahšie sa prispôboval k celkovému pôdnemu profilu. Sledovali sme, ako vplýva zmena bodu okamžitého stredu otáčania na vnikanie pluhu do pôdy a na rýchlosť dosahovania rovnovážneho stavu. Zistili sme, že to závisí od dĺžky náradia a závesu. Čím kratšia je vzdialenosť prvého orbového tela od okamžitého

| Sledovaný parameter <sup>1</sup> | Funkcia <sup>2</sup>            | Index korelácie <sup>3</sup> | Regresné koeficienty <sup>4</sup> |          |       | Priebeh závislosti <sup>5</sup> |
|----------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-----------------------------------|----------|-------|---------------------------------|
|                                  |                                 |                              | $b_0$                             | $b_1$    | $b_2$ |                                 |
| $F_{XL}$ $R_x$                   | $y = b_0 \cdot b_1^x$           | 0,8062                       | 109,9                             | 1,003    | -     | priebeh 1                       |
| $F_{XL}$ $R_x$                   | $y = b_0 + b_1 x_i + b_2 x_i^2$ | 0,8128                       | 411,57                            | -2,723   | 8,478 | priebeh 3                       |
| $F_{XP}$ $R_x$                   | $y = b_0 + b_1 x^{-1}$          | 0,726                        | -37,68                            | -861,075 | -     | priebeh 2                       |
| $F_{XP}$ $R_x$                   | $y = b_0 + b_1 x + b_2 x^2$     | 0,53                         | 160,8                             | -1,605   | 3,98  | priebeh 4                       |

<sup>1</sup>parameter under study, <sup>2</sup>function, <sup>3</sup>correlation index, <sup>4</sup>regression coefficients, <sup>5</sup>pattern of dependence

stredu otáčania, tým sa zvyšuje rýchlosť vnikania náradia do pôdy, čo je dôležitý faktor pri regulačnej hydraulike. Na druhej strane dochádza k znižovaniu zdvihovej sily na priamočiarom hydromotore.

V druhej časti merania sme pozorovali vplyv reakcií pôsobiacich na plazové dosky na zmenu signálnych síl, v ťahadlách trojbodového závesu. Ich účinok bolo potrebné znížiť na minimálnu hranicu (skrátovaním dĺžky), P i s á r et al. (1975).

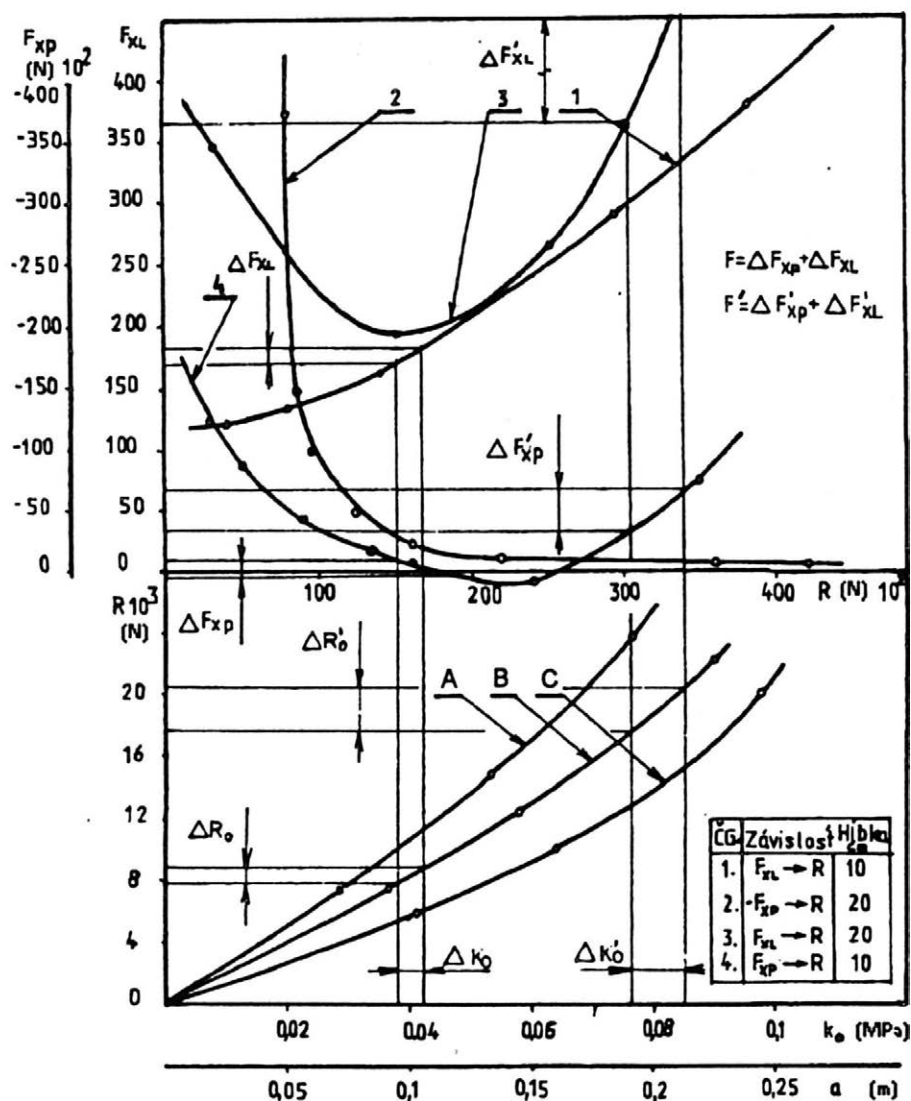
Najdôležitejším ukazovateľom pre kvalitu odberu signálov bola zmena odporu náradia  $R_x$  v závislosti od fyzikálno-mechanických vlastností pôdy pri vylúčení zvislej zložky  $R_y$  odporu  $R$ , hmotnosti náradia  $G_n$  a reakcií pôsobiacich na plazové dosky. Snímanie hnacieho momentu ako signálu pre reguláciu (F e r g u s s o n) má nevýhodu, lebo ovládací signál je ovplyvňovaný hmotnosťou energetického prostriedku a jazdou do kopca a z kopca.

Na obr. 1 a v tab. I sú uvedené výsledky merania síl v ťahadlách trojbodového závesu na zmene odporu pôdy. Ako uvádza P i s á r (1975), sila v pravom ťahadle  $F_{xp}$  prechádza z ťahu na tlak, čo nepriaznivo pôsobí na veľkosť a časové pôsobenie signálu pre reguláciu požadovaných zmien.

Napríklad pri hĺbke orby 0,20 m dochádza k regulačnému procesu pri zmene  $k'_o$  z 0,076 na 0,085. Výsledný signál  $F' = \Delta F'_{xp} + F'_{x1}$  je svojou hodnotou malý a pákový mechanizmus nezabezpečí jeho prenos do akčného člena pre naddvihnutia náradia. Podobný prípad je aj pri hĺbke orby 0,10 m.

Z týchto dôvodov sme venovali pozornosť odberu signálov z poľnohospodárskych strojov s návrhom EHR a jej odskúšanie v laboratórnych podmienkach použitím simulátorov.

Navrhované vnútorné obvody (obr. 2) musia zabezpečiť tlakovú energiu pre predný (1) a zadný (3) trojbodový záves využitím regulačného hydrogenerátora (2). Z hľadiska požiadaviek na kontinuálne snímanie parametrov je do obvodu vradený akčný člen (10), ktorý podľa veľkosti elektrického signálu z bloku (19) vychyľuje posúvač a tým prepúšťa tlakový olej do priamočiarých hydromotorov pre zdvíhanie a opačne. Predný záves je ovládaný rozvádzačom (6). Ovládanie vnútorných obvo-



1. Priebeh signálov odoberaných z ťahadiel trojbodového závesu v závislosti od merneho odporu pôdy  $K_o$  – The course of signals taken off from draw bars of three-point linkage in dependence on specific resistance of soil  $K_o$

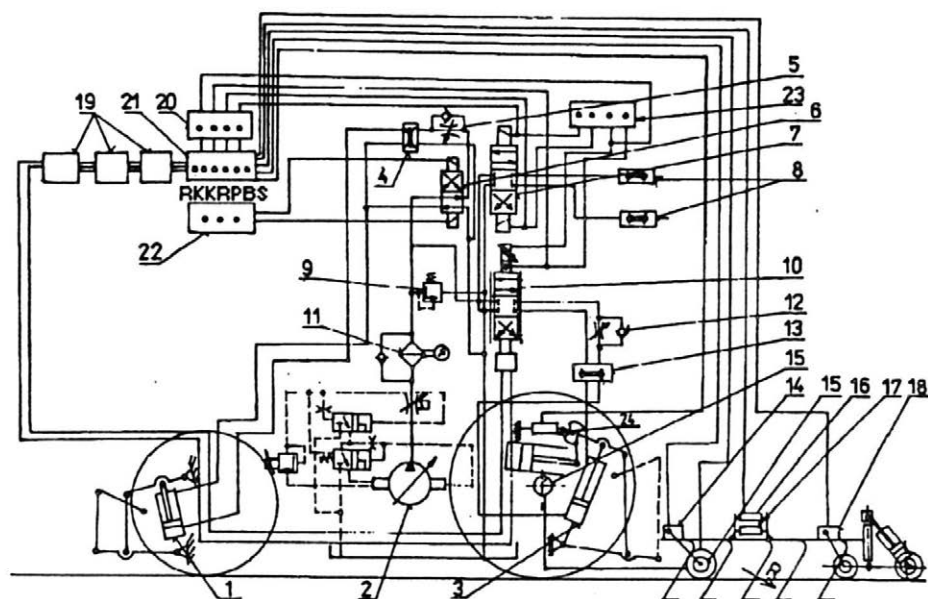
závislosť – dependence

hĺbka (cm) – depth (cm)

A - karbonátová čiernica – carbonated Chernitsa

B - hnedozem - luvisol

C - čiernozem – cambisol



2. Schéma hydraulických obvodov elektrohydraulickej regulácie (EHR) – Diagram of hydraulic circuits of electrohydraulic control (EHR)

1, 3 - závesy, 2 - regulačný hydrogenerátor, 4, 5, 8, 9, 11, 11, 12, 13 - hydraulické prvky, 6, 7 - rozvádzače, 10 - akčný člen (proporcionálny rozvádzač), 14, 18 - snímače kopírujúcej regulácie, 15 - snímače pojazdovej rýchlosti, 16, 17 - snímač odporovej regulácie s tlmičom, 19 - elektronický blok, 20, 22, 23 - ovládacie panely, 24 - snímač polohy zdvíhacích ramien; 1, 3 - linkages, 2 - regulating hydrogenerator, 4, 5, 8, 9, 11, 11, 12, 13 - hydraulic components, 6, 7 - switchboards, 10 - active member (proportional switchboard), 14, 18 - sensors of copying control, 15 - sensors of wheel speed, 16, 17 - sensor of rheostatic control with damper, 19 - electronic block, 20, 22, 23 - control panels, 24 - sensor of position of lifting arms

dov je zabezpečené panelmi (20 a 22). Vonkajší obvod je ovládaný rozvádzačom (7). Ovládanie vnútorného a vonkajšieho obvodu môžeme zabezpečiť tiež pomocou panelu (23), ktorý je umiestnený na vonkajšej časti energetického prostriedku. Regulačné obvody pre kontinuálne snímanie signálov pozostávajú zo snímačov k zabezpečeniu kopírovania povrchu (14, 18), zo snímačov odporu pôdy s tlmičom (16, 17), zo snímača pojazdovej rýchlosti (15) a snímača polohy (24), ktorý zabezpečuje polohu náradia voči traktoru.

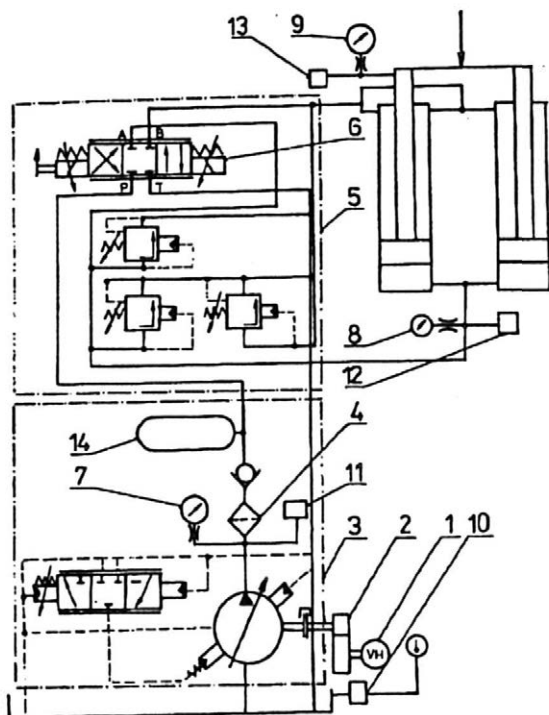
### Hydraulická schéma skúšaného obvodu EHR

Pri vypracovaní návrhu sme vychádzali z veľkosti požadovaných zdvihových síl, priemerov priamočiarych hydromotorov, požadovaných časov zdvihu a dostupných hydraulických prevodníkov a prvkov československej výroby. Na obr. 3 je uvedená schéma obvodu, kde zdrojom tlakovej energie je regulačný hydrogenerátor GAR 1-020-42 s možnosťou regulácie tlaku. Jeho výhodou bolo, že keď regulačný proces neprebíhal, pracoval v odľahčenom stave strata energie bola spôsobovaná len



### 3. Hydraulická schéma skúšaného obvodu EHR – Hydraulic diagram of tested circuit EHR

1, 2 - pohon regulačného hydrogenerátora, 3 - hydraulický blok HG, 4 - čistič, 5 - blok tlakových ventilov, 6 - proporcionálny rozvádzač, 7, 8, 9 - manometre, 10, 11, 12, 13 - snímače tlakov a teploty, 14 - akumulátor; 1, 2 - drive of regulating hydrogenerator, 3 - hydraulic block HG, 4 - cleaner, 5 - block of pressure valves, 6 - proportional switchboard, 7, 8, 9 - pressure gauges, 10, 11, 12, 13 - sensors of pressures and temperature, 14 - accumulator

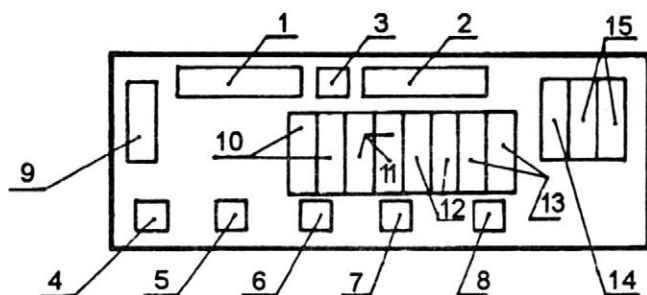


vnútorným trením) pre uľahčenie montáže a riadenie obvodu bol hydrogenerátor pripojený na záves traktora a poháňaný vývodovým hriadeľom (1) cez prevodovku (2). Na výtláčnu vetvu bol zapojený čistič (4), pred ktorým sme snímali tlakové relácie pomocou tenzometrického snímača (11) a kontrolného manometra (7). Do obvodu bol zapojený akumulátor (14) so spätným ventilom. V hydraulickom bloku (5) boli umiestnené tlakové ventily, z ktorých posledný slúžil k udržaniu tlaku v danom obvode. Obvod bol ukončený proporcionálnym ventilom (6), ktorý podľa potreby dodával prúd oleja do priamočiarych dvojčinných hydromotorov, na ktorých boli namontované tenzometrické snímače tlaku (12, 13) s kontrolnými manometrami (8, 9).

### Elektronický riadiaci systém (ERS)

Dôležitú časť elektrohydraulickej regulácie tvorí ERS s ovládaním cez mikropočítač. Tento systém sníma napätie zo snímačov a za pomoci vhodného algoritmu generuje riadiace napätie pre elektronickú časť proporcionálnych rozvádzačov. Hlavnou časťou riadiaceho systému je jednočipový mikropočítač, ktorý podľa zvoleného programu realizuje požadovaný typ regulácie. Elektronika proporcionálneho rozvádzača slúži na transformáciu riadiaceho napätia z ERS na napätie vhodné pre ovládanie proporcionálneho rozvádzača.

Riadiacim systémom sme mohli realizovať kopírujúcu, odporovú, odporovo-kopírujúcu a polohovú reguláciu s nastavovaním referenčných hodnôt potrebných pre proces samotnej regulácie.



#### 4. Ovládacie zariadenie – Control system

1 - voľba funkčného režimu, 2 - zobrazenie fyzikálnej veličiny, 3, 8 - nevyužívané tlačidlá, 4 - resetovanie, 5, 7 - pohyb náradia, 9 - voľba funkčného režimu, 10, 11, 12 - miery necitlivosti, 13 - vzorkovací interval, 14 - voľba zobrazovacej veličiny, 15 - veľkosť skoku pluhu; 1 - selection of practical regime, 2 - display of physical variable, 3, 8 - press buttons not used, 4 - resetting, 5, 7 - motion of implement, 9 - selection of practical regime, 10, 11, 12 - measures of non-sensitivity, 14 - selection of displaying variable, 15 - size of jump of plough

Jednotlivé ovládacie a zobrazovacie prvky sú znázornené na obr. 4.

Algoritmus činnosti elektronickej riadiacej jednotky v skrátenej forme je uvedený na obr. 5.

#### Matematický model EHR

Pri riešení regulačných systémov EHR je potrebné pre ich prácu v dynamických podmienkach a okrem poznania statických vlastností skúmať ukazovatele, ktoré vplyvajú na stabilitu regulačného procesu. K tomuto posúdeniu obvodu nám poslúžili aj výsledky riešenia matematického modelu.

Dynamické vlastnosti obvodu sme analyzovali fyzikálnymi procesmi prebiehajúcimi v jednotlivých prvkoch a na základe ich matematického popisu sme zostavili model celého regulačného obvodu.

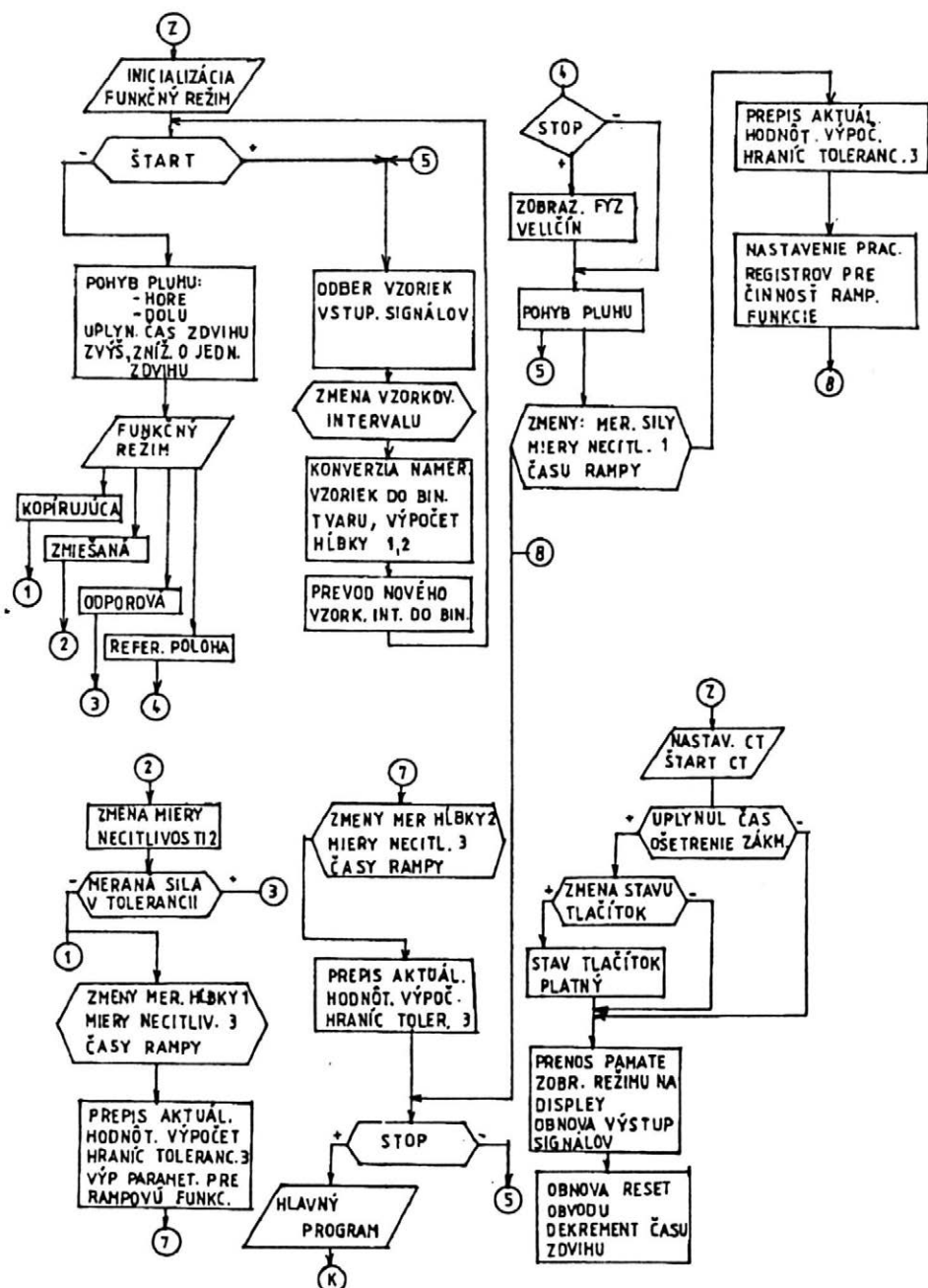
Elektronicko-hydraulický systém, kde vstupná veličina je elektrický prúd  $i$  a výstup je tlakový spád  $\Delta p_s$ , môžeme opísať diferenciálnou rovnicou (P i s á r, K n o l l, 1983):

$$T \frac{\partial p_s(s)}{\partial t} + \Delta p_s = K_1 \cdot i \quad (1)$$

kde:  $T$  - časová konštanta vyjadrujúca geometrické a hydraulické parametre systému  
 $K_1$  - konštanta vyjadrujúca zosilnenie elektrického prúdu - tlakový spád

Prenosovú funkciu rovnice (1) (použitím Laplaceovej transformácie) môžeme vyjadriť:

$$F_1(s) = \frac{\Delta p_s(s)}{i(s)} = \frac{K_1}{T \cdot s + 1} \quad (2)$$



5. Algoritmus činnosti elektronickej riadiacej jednotky – Algorithm of activity of electronic control unit

Proporcionálny rozvádzač, ktorý riadi prúd kvapaliny do priamočiareho hydromotora, môžeme opísať diferenciálnou rovnicou druhého radu:

$$m_p \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + b_p \frac{\partial z}{\partial t} + C_p z = S_p \Delta p_s \quad (3)$$

kde:  $C_p$  - tuhosť pružiny  
 $m_p$  - hmotnosť posúvača  
 $b_p$  - tlmenie posúvača  
 $z$  - dráha posúvača  
 $S_p$  - plocha posúvača

Rovnicu (3) môžeme prepísať do operátorového tvaru:

$$F_2 = \frac{z(s)}{\Delta p(s)} = \frac{k}{T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1} \quad (4)$$

$$K = \frac{m_p}{C_p}; \quad T_2^2 = \frac{m_p}{C_p}; \quad T_1 = \frac{b_p}{C_p}$$

Prúd oleja, ktorý pretečie cez rozvádzač môžeme opísať rovnicou:

$$Q = k_2 \cdot z \sqrt{p_G - p_M} \quad (5)$$

kde:  $k_2$  - konštanta charakterizujúca geometrické vlastnosti proporcionálneho rozvádzača

Po linearizácii tejto rovnice dostaneme tvar:

$$Q = k_Q \cdot z + k_p (p_G - p_M) \quad (6)$$

Lineárny hydromotor musíme opísať dvoma rovnicami - prúdovou a tlakovou:

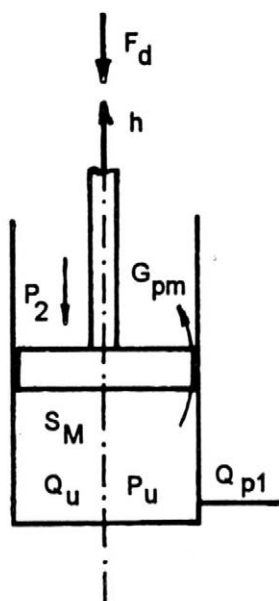
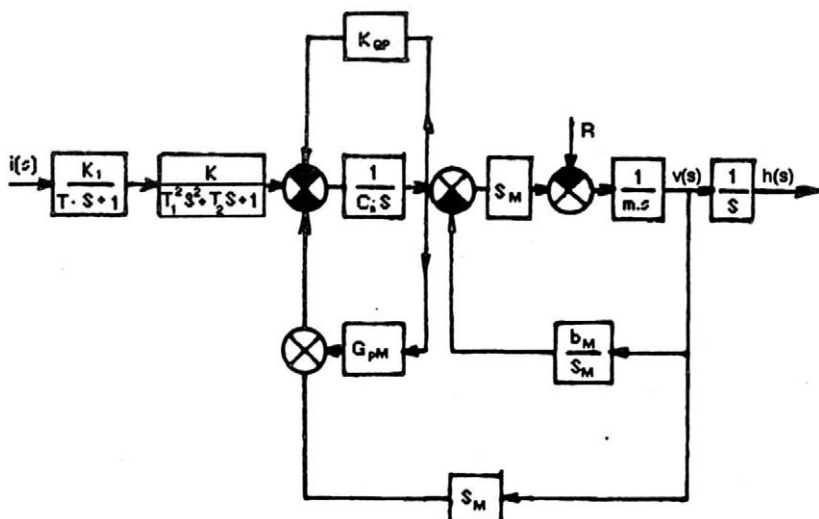
$$Q_u = Q - C_M \frac{\partial p_M}{\partial t} - G_{pM} (p_1 - p_2) \quad (7)$$

$$p_1 = p_u + L_M \frac{\partial Q_u}{\partial t} + R_M Q_u + p_2 \quad (8)$$

kde:  $Q_u$  - užitočný prúd oleja,  
 $C_M$  - hydraulická kapacita hydromotora (HM) a potrubia,  
 $G_{pM}$  - zvodová priepustnosť HM,  
 $p_u$  - užitočný tlak na piest HM,  
 $L_M$  - indukčnosť HM,  
 $R_M$  - odpor HM,  
 $S_M$  - činná plocha HM,  
 $b_M$  - tlmenie HM.

$$Q_u = S_M \frac{\partial h}{\partial t}; \quad R_M = \frac{b_M}{S_M^2}; \quad L_M = \frac{m}{S_M^2}$$

$m$  - redukovaná hmotnosť pohybujúcich sa častí na hmotu piesta.  
 $p_2 = 0$



6. Štruktúrna schéma regulačného obvodu EHR  
– Block diagram of regulating circuit EHR

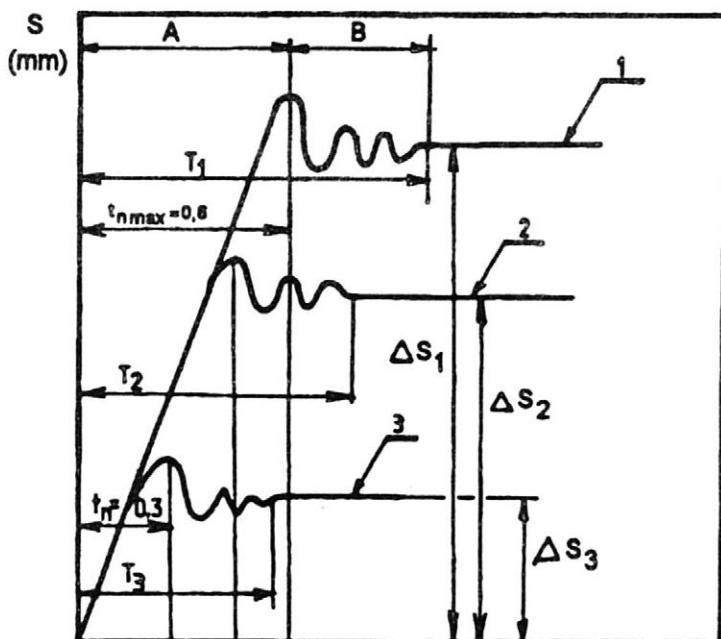
Rovnice (7), (8) v operátorovom tvare môžeme vyjadriť:

$$Q_u(s) = Q_s(s) - C_M p_M(s) - G_{pm} p_1(s) \quad (9)$$

$$p_1(s) = p_u(s) + \frac{m}{S_M^2}(s) Q_u(s) + \frac{b_M}{S_M^2} Q_u(s) \quad (10)$$

Po úprave rovníc (9), (10) a rovníc (2), (4), (6) môžeme nakresliť celkovú štruktúrnú schému regulačného obvodu (obr. 6).





7. Prechodová charakteristika EHR – Transient curve EHR

S - posuv piesta hydro-motora – shift of piston of hydraulic motor

T - čas regulácie – time of control

T<sub>1,2,3</sub> - časy prechodových javov – times of transient phenomena

S<sub>1,2,3</sub> - statická odchýlka – static deviation

Prenosovú funkciu elektrický prúd - rýchlosť piesta môžeme vyjadriť:

$$F_v(s) = \frac{v(s)}{i(s)} = \frac{K_v}{(Ts + 1)(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)(\alpha_2 s^2 + \alpha_1 s + \alpha_0)} \quad (11)$$

kde:  $\alpha_2, \alpha_1, \alpha_0$  - koeficienty prenosovej funkcie.

$$\alpha_2 = C_M^2 m^2 \quad \alpha_0 = C_M m(QpM + K_p + S_M^2)$$

$$\alpha_1 = C_M^2 m \quad K_v = k_1 \cdot K_1 \cdot S_M \cdot C_M \cdot m$$

Z rovnice (11) môžeme vyjadriť prenos prúd - dráha piesta. Potom po úprave bude prenos:

$$F_h(s) = \frac{h(s)}{i(s)} = F_v(s) \frac{1}{s} \quad (12)$$

Pri riešení matematického modelu neuvažujeme s prenosovou funkciou snímača.

V tab. II sú uvedené vzťahy pre výpočet koeficientov pri programovom riešení matematického modelu s vyjadrením času prechodových javov, statických odchýliek, stability regulačného obvodu a vzťahy pre výpočet parametrov EHR.

Na obr. 7 je znázornená prechodová charakteristika, v ktorej nás zaujíma časť A, t. j. dosiahnutie času  $t_n$  pri zmene menovitých hodnôt vplyvom poruchových veličín. Experimentálnymi meraniami sme zistili, že keď zmena hĺbky orby má byť odrazom zmeny odporu pôdy, regulačný proces svojou časovou hodnotou  $t_n = 0,4$  s zabezpečí požadovanú toleranciu hĺbky orby pri danej pojazdovej rýchlosti. Z charakteristiky vyplýva, že časová hodnota  $t_n = 0,3$  s regulačného procesu bude vyhovovať pre prácu EHR v dynamických podmienkach s volenou mierou necitlivosti od 0 % do 25 %

II. Použité vzťahy pre výpočet parametrov matematického modelu elektrohydraulickej regulácie –  
Relationships used for calculation of parameters of mathematic model

| Hydraulický obvod <sup>1</sup>        | Parameter <sup>2</sup>               | Rozmer <sup>3</sup>             | Základný vzťah <sup>4</sup>                                                      |                                                          |
|---------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| Proporcionálny rozvádzač <sup>5</sup> | priepustnosť $kQ_p$                  | $N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}$ | $kQ_p = \frac{Q_s}{p}$                                                           | $Q_s$ - prúd oleja<br>$p$ - pracovný tlak oleja          |
|                                       | súčiniteľ stability $kQ_i$           |                                 | $kQ_i = \frac{Q_s}{i}$                                                           | $i$ - ovládací prúd<br>proporcionálneho rozvádzača       |
|                                       | súčiniteľ zosilňovania $kp_x$        |                                 | $kp_x = \frac{kQ_i}{kQ_p}$                                                       |                                                          |
|                                       | odpor proti pohybu $R_s$             | $Nm^{-5} \cdot s$               | $R_s = \frac{b_s}{s^2}$                                                          | $b_s = \frac{F}{U}$<br>súčiniteľ tlmenia                 |
| Hydromotor <sup>6</sup>               | odpor proti pohybu $R_{SM}$          | $Nm^{-5} \cdot s$               | $R_{SM} = \frac{b_v}{s^2}$                                                       |                                                          |
|                                       | priepustnosť $G_M$                   | $N^{-1} s^{-n} m^{(3n+2)}$      | $G_M = R_{SM} - 1$                                                               |                                                          |
|                                       | časová konštanta $T_M$               | s                               | $T_M = \frac{L_M \cdot C_M}{1 + R_{SM} \cdot G_p}$                               |                                                          |
|                                       | odpor proti zrýchleniu $L_M$         | $Nm^{-5} s^2$                   | $L_M = \frac{m}{s^2}$                                                            |                                                          |
|                                       | hydraulická kapacita $C_M$           | $N^{-1} m^5$                    | $C_M = \frac{C_x}{S_k}$                                                          |                                                          |
| Časové konštanty EHR <sup>7</sup>     | časové konštanty $T_{1M}$ , $T_{2M}$ | s                               | $T_{1M} = \frac{L_M}{R_{SM}} = \frac{J_M}{b_M}$<br>$T_{2M} = \frac{C_M}{C_{RM}}$ |                                                          |
|                                       | súčiniteľ pomerného tlmenia $a_M$    |                                 | $a_M = \frac{L_M C_{RM} + R_{SM} C_M}{L_G C_G (1 + G_{RG} R_{SM})}$              |                                                          |
|                                       | odpor proti zrýchleniu $L_G$         | $Nm^{-5} s^2$                   | $L_G = \frac{J_G}{K_G^2}$                                                        |                                                          |
|                                       | hydraulická kapacita $C_G$           | $N^{-1} m^5$                    | $C_G = \frac{V_{tG}}{F_k}$                                                       | $F_k = 750 \cdot 10^{-6}$<br>$V_{tG} = 29 \cdot 10^{-6}$ |
|                                       | moment zotrvania                     | $kg \cdot m^2$                  | $J = \frac{mr^2}{12}$                                                            | $i_F = 2,64$<br>$V_v = 0,0426 m \cdot s^{-1}$            |

| Hydraulický obvod <sup>1</sup>    | Parameter <sup>2</sup> | Rozmer <sup>3</sup> | Základný vzťah <sup>4</sup> |                                                   |
|-----------------------------------|------------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------------------------------------|
| Časové konštanty EHR <sup>7</sup> | čas regulácie          | s                   | $t_n = \frac{H}{v}$         | požadovaný čas regulácie<br>$t_n = 0,4 \text{ s}$ |
|                                   | hmotnosť náradia       | kg                  | $m_c = 6270$                | $b_s = 0,1$                                       |

<sup>1</sup>hydraulic circuit, <sup>2</sup>parameter, <sup>3</sup>dimension, <sup>4</sup>basic relationship, <sup>5</sup>proportional switchboard, <sup>6</sup>hydraulic motor, <sup>7</sup>time constants EHR

### III. Výsledky funkčných skúšok hydrauliky s EHR – Results of practical tests of hydraulics with EHR

| Traktor <sup>1</sup> | Teplota oleja <sup>2</sup><br>°C | Zaťažujúca sila <sup>3</sup> $F_k$<br>kN | Skúška maximálneho zdvihu ramien pri reguláciách <sup>4</sup> p/zdvih |                           |                           |                           | Čas zdvihu trojbodového závesu <sup>5</sup> s |     |     | Tesnosť hydraulického obvodu <sup>6</sup> |
|----------------------|----------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------|-----|-----|-------------------------------------------|
|                      |                                  |                                          | R                                                                     | P                         | K                         | RK                        | R                                             | P   | K   |                                           |
| Z-16145 s EHR        | 54,5                             | 40,0                                     | $\frac{10}{\text{max}}$                                               | $\frac{10,5}{\text{max}}$ | $\frac{11,0}{\text{max}}$ | $\frac{10,5}{\text{max}}$ | 2,5                                           | 2,4 | 2,5 | žiadny pokles <sup>7</sup>                |

R - odporová regulácia – rheostatic control

P - polohová regulácia – position control

K - kopírujúca regulácia – copying control

RK - odporovo-kopírujúca regulácia – rheostatic-copying control

<sup>1</sup>tractor, <sup>2</sup>oil temperature, <sup>3</sup>loading force, <sup>4</sup>test for maximum stroke of arms during regulation, <sup>5</sup>time of stroke of three-point linkage, <sup>6</sup>closeness of hydraulic circuit, <sup>7</sup>no decrease

s 1% krokom. Ustálený stav je reprezentovaný časťou A a B, čomu zodpovedajú statické odchýlky  $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3$ . Veľkosť týchto odchýliek pri porovnaní k menovitým hodnotám nám predstavuje kritérium kvality regulácie. Tieto úlohy si vyžadujú ďalšie sledovanie v poľných podmienkach. Najčastejšou požiadavkou je, aby doba prechodového javu  $T_1, T_2, T_3$  a maximálnej statickej odchýlky, t. j. poruchy, neprevyšovali danú toleranciu.

### Skúšky hydraulického obvodu EHR

Po navrhnutí a zhotovení obvodu EHR sme urobili malé kontrolné skúšky (MKS) so zameraním na funkčnú činnosť jednotlivých regulačných systémov EHR, výkonné parametre a tesnosť obvodu, kde sme použitím diagnostického zariadenia MK-8-015 sledovali:

- maximálny zdvih zdvihadých ramien pri požadovanom zaťažení spodných ťahadiel a menovitých otáčkach motora pri zaradení kopírujúcej, polohovej, odporovej a odporovo-kopírujúcej regulácie;
- čas zdvihu pri každej regulácii;
- tesnosť hydraulického obvodu.

Z výsledkov meraní (tab. III) vyplýva, že hydraulický obvod s EHR spĺňal požiadavky, ktoré sú vymedzené technickými podmienkami na hydraulické mechanizmy.

## ZÁVER

Pomocou analýzy výsledkov dosiahnutých jednotlivými autormi a výsledkov, ktoré sme získali meraniami, sme vypracovali návrh riešenia elektrohydraulickej regulácie pri mobilných energetických prostriedkoch s odberom signálov z poľnohospodárskeho náradia.

Na základe rozboru prevodníkov a hydraulických prvkov po stránke energetickej nadväznosti sme zostavili matematický model na jeho simuláciu v dynamických podmienkach, i keď sme prijali určité zjednodušujúce predpoklady, a prenos je treba skúmať v okolí ustáleného stavu v odchýlkovom tvare.

Ak poznáme charakteristiky jednotlivých prvkov regulačného odvodu, môžu sa dynamické vlastnosti jednotlivých prvkov i celej sústavy simulovať na analógových alebo číslicových počítačoch.

Uvedený prenos platí pre prípad zdvŕhania pluhu v oblasti požiadaviek regulácie. Z odvodených rovníc (11 a 12) môžeme určiť frekvenčnú amplitúdovú charakteristiku.

Zhotovený regulačný obvod bol podrobený výkonovým skúškam. Výsledky tab. III potvrdzujú, že regulačný obvod spĺňal technické požiadavky vytýčené metódou skúšok.

## Literatúra

- COWELL, P. A. - MILNE, M. J.: An implement control system using pure draught force sensing and modified linkage geometry J. agric. Engng. Res., 22, 1977, s. 353-371.
- DRABANT, Š. et al.: Využitie hydrauliky na poľnohospodárskych strojoch - súčasnosť a perspektívy. Štúdia ZTS Dubnica n/Váhom, VUHYM 1987.
- HESSE, M.: Signalverarbeitung in Pflugregelsystemen. Grundl. Landtechn., 1972, č. 2.
- NOZDROVICKÝ, L. et al.: Elektronizácia, komplexná automatizácia a robotizácia v poľnohospodárstve. Zvolen, Štúdia VVU 1989.
- PISÁR, E. et al.: Vypracovanie požiadaviek na spôsoby uchytenia náradia na energetický prostriedok z hľadiska flotačných vlastností pneumatík a optimálneho doťažovania hnacích kolies, VÚČ.ZT-0-7-2-4, Nitra, 1975.
- PISÁR, E. - KNOLL, J.: Problémy použitia elektrohydraulickej regulácie pri hydraulických zariadeniach mobilných energetických prostriedkov. Acta technol. agric. univ. agric., Nitra, XXIV, 1983.
- WIENDFRIED et al.: Patent DE 3604218 Al. SRN, 1988.

ČSN 47 0124. Zemědělské a lesnické stroje. Jednotná metodika zkoušek a hodnocení. Praha, 1983.  
ON 47 0169. Zemědělské stroje. Hloubka zpracování půdy. Praha, 1988.  
ČSN 72 1026. Laboratorní stanovení smykové pevnosti zemin vrtulkovou zkouškou. Praha, 1972.  
Metodika VÚ ZZP. Praha, 1987, č. 2.

Došlo 6. 5. 1993

PISÁR, E. - ONDŽÍK, J. (University of Agriculture, Nitra):

**Electrohydraulic control of mounted systems of mobile power units.**

Zeměd. Techn. 39, 1993 (4): 213-228.

The study presents the proposed design of electrohydraulic control (EHR) of mounted systems of mobile power units with sensing of two disturbance variables and take-off of the signals from farm implements not being under transformation in conduction into operational members through electricity.

The study was aimed at designing the unit-built hydraulic circuit EHR using the regulating hydrogenerator with power parameters for three-point suspension of the tractor Z-16145. Based on the available hydraulic converters and components we built up the unit-built hydraulic circuit and tested it in the laboratory conditions through simulators of rheostatic and copying regulation. An important part of EHR is played by electronic microcomputer-aided control system. This system reads voltage from sensors and generates control voltage for electronic part of proportional switchboards. A major part of the control system is single-chip microcomputer performing the required type of regulation after selected program. The control system can be used to carry out copying, rheostatic, rheostatic-copying and position controls with adjusting of reference values for the process of the control itself. Fig. 5 gives algorithm of activity of the electronic control unit in a shortened form.

To assess parameters of hydraulic circuit we constructed the mathematic model and transient curve (Fig. 7) has been drawn up to the program. Results of practical tests are in Tab. III.

regulating hydrogenerator; rheostatic control; position control; copying control; management unit (control unit)

---

*Kontaktná adresa:*

Doc. Ing. Eduard P i s á r , CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Tr. A. Hlinku 2,  
949 01 Nitra

---

# MERANIE KRÚTIACICH MOMENTOV TRAKTOROVÝCH NÁVESOV S POHÁŇANOU NÁPRAVOU

E. Grohmann, M. Pecz

*Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, š. p. Rovinka*

Práca sa zaoberá riešením problematiky traktorových návesov s poháňanou nápravou a meraním krútiacich momentov a frekvencie otáčania rotačných častí pohonu nápravy. Zo skúšok vyplýva, že systém pohonu od kolesového traktora Z 7245 H na nápravu traktorového návesu je z hľadiska prenosu krútiacich momentov a frekvencie otáčania dimenzovaný optimálne.

doprava; traktor; vývodový hriadeľ; traktorový náves; poháňaná náprava; meranie; krútiaci moment

V Slovenskej a Českej republike je niekoľko výrobcov traktorových návesov a prívesov. Napriek pomerne širokému sortimentu vyrábaných traktorových návesov a prívesov však títo výrobcovia traktorové návesy s poháňanými nápravami nevyrábajú.

V západnej Európe však existuje mnoho firiem, ktoré traktorové návesy s poháňanými nápravami vyrábajú. V roku 1992 sa na Medzinárodnej poľnohospodárskej výstave EIMA v Bologni v Taliansku prezentovali s traktorovými návesmi s poháňanými nápravami napr. firmy Randazzo, Durante, Lochmann, Schwarz, Termacch, Bernardi, Rimorchi, Roli Efrem & C. a pod. Pohon nápravy riešia tieto firmy od vývodového hriadeľa traktora cez jednostupňovú (prípadne dvojstupňovú) prevodovku, spojovací kľbový hriadeľ a diferenciál nápravy.

Principiálne podobný spôsob pohonu nápravy návesu bol riešený koncom 50. rokov vo VÚZT Praha-Řepy (S t r o u h a l, 1959).

V Rakúsku bolo vyvinuté riešenie (S i e g, 1988), ktoré vychádza z požiadavky samostatného pohonu technologických prvkov a samostatného pohonu pojazďových kolies návesu. Pre splnenie tejto požiadavky bol na kolesovom traktore Steyr vyriešený prídavný vývodový hriadeľ pre pohon nápravy návesu. Pohon nápravy návesu bol riešený bez možnosti zmeny prevodového pomeru.

Traktorové návesy vybavené poháňanými nápravami zlepšujú jazdné vlastnosti na svahovitom teréne, zvyšujú svahovú dostupnosť, zlepšujú priechodnosť obtiažne priechodným terénom, vplyvajú na zníženie poškodzovania povrchu pôdy, vplyvajú na zníženie preklzu a zlepšujú využitie ťahovej sily.

## MATERIÁL A METÓDY

Pri funkčných skúškach traktorových návesných súprav s poháňanými nápravami návesov sme pracovali s týmito overovanými strojmi (upravené podľa VÚPT Rovinka):



- upravený traktor Z-7245 H s prídavným vývodovým hriadeľom;
- upravený návesný podvozok DPR-216 s poháňanou nápravou (s nadstavbou - rozmetadlo maštalného hnoja RUR-3, užitočná hmotnosť 3 t);
- upravený zberací náves SP 3-121 s poháňanou nápravou (užitočná hmotnosť 2 t, ložný objem 17 m<sup>3</sup>).

### Koncepcia pohonu nápravy traktorových návesov

Pri konštrukčnom riešení pohonu nápravy traktorových návesov sme vychádzali zo spracovanej štúdie (G r o h m a n n , 1990), zo súčasných zahraničných trendov vývoja traktorových návesov, z teoretických poznatkov (S t r o u h a l , 1959; S e m e t k o et al., 1981) a z praktických poznatkov riešenia pohonu nápravy návesu vo VÚZT Praha-Řepy. Na základe doterajších poznatkov sme spracovali projekt funkčného modelu podvozku s poháňanou nápravou (P e c z , 1991, 1992).

Pri výpočtoch sme vychádzali z teoretickej bilancie výkonov traktorovej návesnej súpravy (S e m e t k o et al., 1981), pričom pre výkonovú bilanciu traktora platí:

$$P_e = P_t + P_{vh} + P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_w + P_a \quad (1)$$

kde:  $P_e$  - inštalovaný efektívny výkon motora (W)

$P_t$  - ťahový výkon (užitočný) (W)

$P_{vh}$  - výkon na vývodovom hriadeľi (užitočný) (W)

$P_m$  - výkon stratený v prevodoch (W)

$P_\delta$  - výkon stratený preklzom kolies (W)

$P_v$  - výkon stratený valením kolies (W)

$P_s$  - výkon stratený stúpením (W)

$P_w$  - výkon stratený odporom vzduchu (W)

$P$  - výkon stratený zrýchlením (W)

Pre zjednodušenú výkonovú bilanciu traktora pre prácu rovnomernou rýchlosťou ( $P_w = 0$ ,  $P_a = 0$ ) platí vzťah:

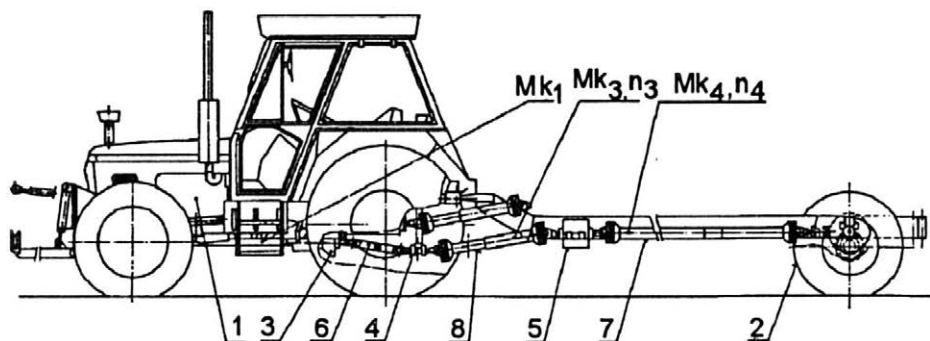
$$P_e = P_t + P_{vh} + P_m + P_\delta + P_v + P_s \quad (2)$$

Vzhľadom na obmedzený rozsah a zameranie článku ďalší postup a samotné výpočty neuvádzame.

Pri návrhu konštrukčného riešenia sme vychádzali z týchto základných požiadaviek:

- pohon nápravy návesu od traktora musí byť nezávislý na pohone technologických častí návesu,
- frekvencia otáčania rotačných častí pohonu nápravy návesu musí byť synchronizovaná pre všetky prevodové stupne traktorovej prevodovky,
- pohon nápravy musí byť odvodený z prevodovky pohonu traktora cez prídavný vývodový hriadeľ,
- pohon nápravy návesu musí byť chránený proti preťaženiu.

Konštrukčné riešenie prídavného vývodového hriadeľa traktora Z-7245 H odvodeného od pohonu prednej nápravy bolo prekonzultované v konštrukcii VÚT Zetor Brno a realizované vo VÚPT Rovinka nasledovnými úpravami (obr. 1):



1. Traktorová návesná súprava - upravený traktor s prídavným vývodovým hriadeľom a traktorový návesný podvozok s poháňanou nápravou – Tractor trailer aggregate - adjusted tractor with additional output shaft and tractor trailer undercarriage with driven axle

1 - traktor Z 7245 Horal; 2 - poháňaná náprava P V3S s kolesami; 3 - upravený zostupný prevod, 4 - ložiskové teleso s prídavným vývodovým hriadeľom, 5 - elektromagnetická spojka ELS 63-55/110, 6 - kľbový hriadeľ, 7 - kľbový hriadeľ BKH 305, 8 - kľbový hriadeľ BKH 303

$Mk_1$  a  $Mk_3$  - merané krútiace momenty,  $n_3$  a  $n_4$  - merané frekvencie otáčania;

1 - tractor Z 7245 Horal; 2 - driven axle P V3S with wheels; 3 - adjusted descending gear, 4 - bearing body with additional output shaft, 5 - electromagnetic coupling ELS 63-55/110, 6 - propeller shaft, 7 - propeller shaft BKN 305, 8 - propeller shaft BKM 303

$Mk_1$  and  $Mk_3$  - measured torques,  $n_3$  and  $n_4$  - measured frequencies of rotation

- úprava skrine a hriadeľa zostupného prevodu (3);
- montáž kľbového hriadeľa (6);
- montáž ložiskového telesa (4) s prídavným vývodovým hriadeľom;
- montáž prídavnej elektrickej inštalácie na ovládanie elektromagnetickej spojky.

Traktorový návesný podvozok DPR-216 (výrobca Agrostroj Pelhřimov) bol pre pohon nápravy upravený nasledovne (obr. 1):

- úprava rámu podvozku;
- výmena pôvodnej nápravy za hnaciu nápravu (2) P-V3S - s upraveným rozchodom;
- montáž kompletnej elektromagnetickej spojky (5) typ ELS 63-55/110;
- montáž spojovacieho kľbového hriadeľa BKH 303 (8) a kľbového hriadeľa BKH 305 (7) pre pohon nápravy;
- montáž elektroinštalácie na ovládanie elektromagnetickej spojky.

Na traktorovom zberacom návесе SP 3-121 (výrobca STS Nové Mesto nad Váhom) boli pre pohon nápravy prevedené nasledujúce úpravy (obr. 2):

- výmena pôvodnej nápravy za hnaciu nápravu (13) P-V3S, s upraveným rozchodom;
- montáž kompletnej elektromagnetickej spojky (11) typ ELS 63-55/110 a hardy spojky;
- montáž reťazových prevodov (7 a 10);

- montáž ložiskových telies s hriadeľmi (6 a 8);
- montáž spojovacieho kĺbového hriadeľa BKH 303 (5) a bočného kĺbového hriadeľa BKH 303 (9) pre pohon nápravy;
- montáž elektroinštalácie na ovládanie elektromagnetickej spojky.

### Metodika energetických skúšok

Pri skúškach sme sa zamerali na zisťovanie krútiacich momentov a frekvencie otáčania rotačných častí pohonu nápravy traktorového návesu z hľadiska súčinnosti jednotlivých hriadeľov, dimenzovania a jazdných vlastností na svahovitom teréne. V danej etape riešenia úlohy nebol meraný ťahový výkon traktora, preklz kolies jednotlivých náprav a neboli sledované parazitné výkony v daných podmienkach. Pri meraní bol použitý ucelený merací reťazec zostavený zo snímačov a meracích zosilňovačov firmy HBM, ktorý bol pre záznam nameraných priebehov krútiacich momentov a frekvencie otáčania doplnený meracím magnetofónom firmy KMT.

Pre snímanie priebehu krútiaceho momentu boli na jednotlivé kĺbové hriadele nalepené tenzometrické pásky zapojené do Wheatstonovho mostíka, ktorý bol pripojený na telemetrický vysielač MT 2555 A (dosah 400 mm, napájanie 9V). Z prijímača EV 25 10 A bol signál privedený na merací zosilňovač MD 60 a po spracovaní bol privedený na napäťový vstup meracieho magnetofónu Comp 16 (KMT).

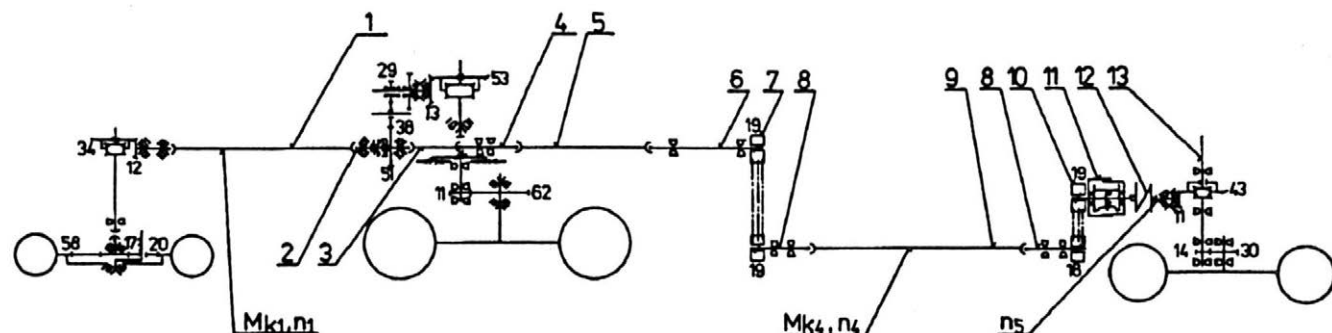
Frekvencia otáčania bola snímaná optickým snímačom OA 1, z ktorého impulzný signál cez zosilňovač impulzov DV 2556 bol privedený na merací zosilňovač N 60. Napätie proporcionálne úmerné frekvencii otáčania bolo privedené na vstup meracieho magnetofónu Comp 16.

Pri skúškach súpravy traktorového návesného podvozku s poháňanou nápravou návesu boli súčasne merané nasledovné krútiace momenty a frekvencie otáčania (obr. 1):

- $Mk_1$  - krútiaci moment na kĺbovom hriadeľi pohonu prednej nápravy traktora;
- $Mk_3$  - krútiaci moment na kĺbovom hriadeľi BKH 303 (pred elektromagnetickou spojkou);
- $Mk_4$  - krútiaci moment na kĺbovom hriadeľi BKH 305 (za elektromagnetickou spojkou);
- $n_3$  - frekvencia otáčania kĺbového hriadeľa BKH 303 (pred elektromagnetickou spojkou);
- $n_4$  - frekvencia otáčania kĺbového hriadeľa BKH 305 (za elektromagnetickou spojkou).

Pri skúškach súpravy traktor so zbieracím návesom s poháňanou nápravou boli súčasne merané nasledovné krútiace momenty a frekvencie otáčania (obr. 2):

- $Mk_1$  - krútiaci moment na kĺbovom hriadeľi pohonu prednej nápravy traktora;
- $Mk_4$  - krútiaci moment na bočnom kĺbovom hriadeľi BKH 303;
- $n_1$  - frekvencia otáčania kĺbového hriadeľa pohonu prednej nápravy traktora ( $n_1 = n_4$ );
- $n_5$  - frekvencia otáčania na výstupnom hriadeľi elektromagnetickej spojky.



2. Kinematická schéma pohonu náprav traktora Z-7245 H a zberacieho návěsu SP 3-121 s pohánanou nápravou – Kinematic diagram of drive of tractor drive Z-7245 and gathering trailer SP 3-121 with driven axle

1 - kľbový hriadel pre pohon prednej nápravy traktora, 2 - upravený hriadel zostupného prevodu, 3 - kľbový hriadel, 4 - prídavný vývodový hriadel, 5 - spojovací kľbový hriadel BKH 303, 6 - pripojovací hriadel pohonu nápravy, 7 - reťazový prevod ( $z_1 = 19, z_2 = 19$ ), 8 - bočný predlohoý hriadel, 9 - bočný kľbový hriadel BKH 303, 10 - reťazový prevod ( $z_3 = 18, z_4 = 19$ ), 11 - elektromagnetická spojka ELS 63-55/110, 12 - Hardy spojka, 13 - pohánaná náprava s diferenciálom a koncovým prevodom (náprava P-V3S),  $Mk_1$  a  $Mk_4$  - merané krútiace momenty,  $n_1, n_4$  a  $n_5$  - merané frekvencie otáčania;

1 - propeller shaft for drive of front axle of tractor, 2 - adjusted shaft of descending gear, 3 - propeller shaft, 4 - additional output shaft, 5 - connecting propeller shaft BKH 303, 6 - attaching shaft of axle drive, 7 - chain gear ( $z_1 = 19, z_2 = 19$ ), 8 - side countershaft, 9 - side propeller shaft BKH 303, 10 - chain gear ( $z_3 = 18, z_4 = 19$ ), 11 - electromagnetic coupling ELS 63-55/110, 12 - Hardy coupling, 13 - driven axle with differential and terminal gear (axle P-V3S),  $Mk_1$  and  $Mk_4$  - measured torques,  $n_1, n_4$  and  $n_5$  - measured frequencies of rotation

Merania sme vykonali na svahovitom teréne na vytýčenom úseku 30 m v nasledovných pracovných režimoch pohonu:

- A. Zapnutý pohon nápravy návesu (zapnutá elektromagnetická spojka) na rovine a na svahu (smer jazdy proti spádnicí hore a smer jazdy po spádnicí dole);
- B. Vypnutý pohon nápravy návesu (vypnutá elektromagnetická spojka) na rovine a na svahu (smer jazdy proti spádnicí hore a smer jazdy po spádnicí dole).

Pracovné podmienky sú uvedené v tab. I. Vyhodnotenie priebehov krútiacich momentov a frekvencií otáčania bolo vykonané na PC Pulzar pri aplikácii známych ciachovacích konštánt. Výsledné hodnoty vypočítaných aritmetických priemerov krútiacich momentov a frekvencií otáčania boli spracované do tabuliek.

## VÝSLEDKY

Pri skúškach sme sa sústredili hlavne na meranie priebehu krútiacich momentov a frekvencií otáčania v jednotlivých rotačných uzloch pohonu nápravy traktorových návesov (obr. 1 a 2), na priechodnosť terénom, optimalizovanie prevodového pomeru a na funkčnosť jednotlivých konštrukčných prvkov pohonu.

Výsledky technických skúšok sú spracované v tab. II pre obidve traktorové návesné súpravy s poháňanými nápravami návesov.

Výsledky merania krútiacich momentov a frekvencií hriadeľov sú v číselných hodnotách (aritmetické priemery) uvedené v tab. III a pre traktorové návesné súpravy s poháňanými nápravami v tab. IV a V. Grafické priebehy nameraných krútiacich

### I. Pracovné podmienky počas skúšok – Labour conditions during tests

| Parameter                                             | Traktor a návesný podvozok s poháňanou nápravou <sup>1</sup> | Traktor a zbierací náves s poháňanou nápravou <sup>2</sup> |
|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|
| Miesto skúšok <sup>3</sup>                            | Dunajská Lužná                                               | PD Ľubina                                                  |
| Termín skúšok <sup>4</sup>                            | 26. 2. - 4. 3. 1992                                          | 25. 6. - 30. 6. 1992                                       |
| Pracovná rýchlosť                                     |                                                              |                                                            |
| - proti spádnicí hore <sup>5</sup>                    | 6,35 km.h <sup>-1</sup>                                      | 6,35 km.h <sup>-1</sup>                                    |
| - po spádnicí dole <sup>6</sup>                       | 6,35 km.h <sup>-1</sup>                                      | 7,45 km.h <sup>-1</sup>                                    |
| Svahovitost' terénu <sup>7</sup>                      | 6°                                                           | 14° 30' ± 1°                                               |
| Druh naloženého materiálu <sup>8</sup>                | maštalný hnoj <sup>9</sup>                                   | seno <sup>10</sup>                                         |
| Hmotnosť naloženého materiálu na návese <sup>11</sup> | 4230 kg                                                      | 270 kg<br>870 kg                                           |

<sup>1</sup>tractor and trailing undercarriage with driven axle, <sup>2</sup>tractor and gathering trailer with driven axle, <sup>3</sup>place of tests, <sup>4</sup>date of tests, <sup>5</sup>speed of operation upslope, <sup>6</sup>speed of operation downslope, <sup>7</sup>gradients of slope, <sup>8</sup>kind of loaded material, <sup>9</sup>manure, <sup>10</sup>hay, <sup>11</sup>weight of loaded material on trial

II. Technické parametre traktorových návesných súprav s poháňanou nápravou návesu – Specifications of tractor trailer aggregates with driven axle of trailer

| Parameter                                                                      | Súprava: traktor + náves                           |                                                 |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
|                                                                                | Návesný podvozok s poháňanou nápravou <sup>1</sup> | Zberací náves s poháňanou nápravou <sup>2</sup> |
| Typ traktora <sup>3</sup>                                                      | Z-7245 H                                           | Z-7245 H                                        |
| Typ návesu <sup>4</sup>                                                        | RM2-063<br>RUR-3                                   | SP3-121                                         |
| Typ podvozku <sup>5</sup>                                                      | DPR-216                                            | -                                               |
| Typ nápravy <sup>6</sup>                                                       | P-V3S                                              | P-V3S                                           |
| Spínanie a ochrana proti preťaženiu pohonu nápravy <sup>7</sup> ( $M_{kmax}$ ) | elektromagnetická spojka (630 Nm)                  | elektromagnetická spojka (630 Nm)               |
| Typ elektromagnetickej spojky <sup>8</sup>                                     | ELS 63-55/110                                      | ELS 63-55/110                                   |
| Hmotnosť súpravy bez zaťaženia <sup>9</sup><br>so zaťažením <sup>10</sup>      | 5 700 kg<br>9 930 kg                               | 6 400 kg<br>6 670 kg<br>7 240 kg                |
| Hmotnosť traktora <sup>11</sup>                                                | 4 210 kg                                           | 4 220 kg                                        |
| Hmotnosť prednej nápravy traktora <sup>12</sup>                                | 1 970 kg                                           | 1 980 kg                                        |
| Hmotnosť zadnej nápravy traktora <sup>13</sup>                                 | 2 240 kg                                           | 2 240 kg                                        |
| Hmotnosť návesu bez zaťaženia <sup>14</sup><br>so zaťažením <sup>15</sup>      | 1 490 kg<br>5 720 kg                               | 2 180 kg<br>2 450 kg<br>3 020 kg                |
| Pneumatiky prednej nápravy traktora <sup>16</sup>                              | 9,5/9 - 24                                         | 9,5/9 - 24                                      |
| Pneumatiky zadnej nápravy traktora <sup>17</sup>                               | 18,4/15 - 26                                       | 18,4/15 - 26                                    |
| Pneumatiky nápravy návesu <sup>18</sup>                                        | 12,5/80 - 18                                       | 12,5/80 - 18                                    |
| Tlak v pneumatikách <sup>19</sup> predná náprava traktora                      | 210 kPa                                            | 210 kPa                                         |
| Tlak v pneumatikách <sup>19</sup> zadná náprava traktora                       | 150 kPa                                            | 150 kPa                                         |
| Tlak v pneumatikách <sup>19</sup> náprava návesu                               | 300 kPa                                            | 200 kPa                                         |
| Prevodové pomery <sup>20</sup> na prednú nápravu traktora                      | 17,0                                               | 17,0                                            |
| Prevodové pomery <sup>20</sup> na zadnú nápravu traktora                       | 22,979                                             | 22,979                                          |
| Prevodové pomery <sup>20</sup> reťazový prevod <sup>21</sup>                   | -                                                  | 1,055                                           |
| Prevodové pomery <sup>20</sup> náprava návesu <sup>22</sup>                    | 8,377                                              | 8,377                                           |

<sup>1</sup>trailing undercarriage with driven axle, <sup>2</sup>gathering trailer with driven axle, <sup>3</sup>type of tractor, <sup>4</sup>type of trailer, <sup>5</sup>type of undercarriage, <sup>6</sup>type of axle, <sup>7</sup>switching and protection against over-loading of axle drive, <sup>8</sup>type of electromagnetic coupling, <sup>9</sup>weight of aggregate without loading, <sup>10</sup>weight of aggregate with loading, <sup>11</sup>weight of tractor, <sup>12</sup>weight of front axle of tractor, <sup>13</sup>weight of rear axle of tractor, <sup>14</sup>weight of trailer without loading, <sup>15</sup>weight of trailer with loading, <sup>16</sup>tyres of front axle of tractor, <sup>17</sup>tyres of rear axle of tractor, <sup>18</sup>tyres of trailer axle, <sup>19</sup>pressure in tyres, <sup>20</sup>gear ratios, <sup>21</sup>chain gear, <sup>22</sup>axle of trailer



momentov a frekvencií otáčania hriadeľov sú znázornené na obr. 3 a 4 v závislosti na hmotnosti súprav.

## DISKUSIA

S t r o u h a l (1959) na základe výskumných prác vo VÚZT Praha-Řepy uvádza nasledovné prednosti poháňaných náprav návesov:

III. Výsledky meraní krútiacich momentov a frekvencií otáčania pohonu nápravy u traktorového návesu s poháňanou nápravou – Results of torque measurements and rotation frequencies of axle drive in tractor trailer with driven axle

| Číslo merania <sup>1</sup> | Pohon nápravy návesu <sup>2</sup> | Svahovitost <sup>3</sup> (°) | Smer jazdy <sup>4</sup> (-) | Krútiaci moment <sup>5</sup> (Nm) |          |          | Frekvencia otáčania <sup>6</sup> (min <sup>-1</sup> ) |       | Poznámka <sup>7</sup> |
|----------------------------|-----------------------------------|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|----------|----------|-------------------------------------------------------|-------|-----------------------|
|                            |                                   |                              |                             | $M_{k1}$                          | $M_{k3}$ | $M_{k4}$ | $n_3$                                                 | $n_4$ |                       |
| 1                          | V                                 | O                            | R                           | 14,3                              | -        | -        | 322                                                   | 322   |                       |
| 2                          | V                                 | O                            | R                           | 12,5                              | -        | -        | 319                                                   | 317   |                       |
| 3                          | V                                 | O                            | R                           | 28,2                              | -        | -        | 318                                                   | 313   |                       |
| 4                          | Z                                 | O                            | R                           | -0,1                              | 1,9      | 5,1      | 286                                                   | 273   |                       |
| 5                          | Z                                 | O                            | R                           | 2,9                               | 1,4      | -3,4     | 320                                                   | 318   |                       |
| 6                          | V                                 | 6                            | H                           | 86,0                              | -        | -        | 299                                                   | 257   |                       |
| 7                          | V                                 | 6                            | D                           | -187,0                            | -        | -        | 323                                                   | 323   |                       |
| 8                          | V                                 | 6                            | H                           | 88,0                              | -        | -        | 305                                                   | 272   |                       |
| 9                          | V                                 | 6                            | D                           | -187,0                            | -        | -        | 319                                                   | 319   |                       |
| 10                         | Z                                 | 6                            | H                           | 55,6                              | 18,9     | 12,0     | 306                                                   | 265   |                       |
| 11                         | Z                                 | 6                            | D                           | -223,0                            | -67,7    | -66,7    | 320                                                   | 319   |                       |
| 12                         | Z                                 | 6                            | H                           | 85,6                              | 23,0     | 13,9     | 292                                                   | 264   |                       |
| 13                         | Z                                 | 6                            | H                           | 64,2                              | 14,6     | 10,4     | 302                                                   | 278   |                       |
| 14                         | Z                                 | 6                            | D                           | -213,8                            | -62,3    | -57,3    | 316                                                   | 315   |                       |
| 15                         | Z                                 | 6                            | D                           | -202,1                            | -71,4    | -64,3    | 314                                                   | 314   | ZUD                   |
| 16                         | Z                                 | 6                            | H                           | 74,9                              | 14,3     | 12,7     | 310                                                   | 265   | ZUD                   |

<sup>1</sup>number of measurement, <sup>2</sup>drive of trailer axle, <sup>3</sup>gradients of slope, <sup>4</sup>travel direction, <sup>5</sup>torque, <sup>6</sup>rotation frequency, <sup>7</sup>note

Z - zapnutý – switched-on

V - vypnutý – switched-off

R - rovina – plane

D - dole po spádnicí – downslope

H - hore po spádnicí – upslope

ZUD- zapnutá uzávierka diferenciálu – switched-on differential cap

IV. Výsledky meraní krútiacich momentov a frekvencií otáčania pohonu nápravy u traktorového zberacieho návesu s poháňanou nápravou (prevodový pomer reťazového prevodu 1 : 1) – Results of torque measurements and rotation frequencies of axle drive in tractor gathering trailer with driven axle (gear ratio of chain gear 1 : 1)

| Číslo merania <sup>1</sup> | Hmotnosť súpravy <sup>2</sup> (kg) | Pohon nápravy návesu <sup>3</sup> (-) | Smer jazdy na svahu <sup>4</sup> (-) | Krútiaci moment <sup>5</sup> (Nm) |          | Frekvencia otáčania <sup>6</sup> (min <sup>-1</sup> ) |       | Poznámka <sup>7</sup> |
|----------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|----------|-------------------------------------------------------|-------|-----------------------|
|                            |                                    |                                       |                                      | $M_{k1}$                          | $M_{k4}$ | $n_1 = n_4$                                           | $n_5$ |                       |
| 1                          | 6 400                              | V                                     | H                                    | 152,2                             | 35,0     | 262                                                   | 243   | prázdny náves         |
| 2                          | 6 400                              | V                                     | D                                    | -310,8                            | 30,1     | 332                                                   | 327   |                       |
| 3                          | 6 400                              | V                                     | H                                    | 203,8                             | 39,3     | 279                                                   | 274   |                       |
| 4                          | 6 400                              | V                                     | D                                    | -326,0                            | 40,5     | 300                                                   | 285   |                       |
| 5                          | 6 400                              | Z                                     | H                                    | 55,5                              | 576,0    | -                                                     | 331   |                       |
| 6                          | 6 400                              | Z                                     | D                                    | -428,1                            | 190,3    | -                                                     | 328   |                       |
| 7                          | 6 400                              | Z                                     | H                                    | 56,1                              | 571,3    | -                                                     | 280   |                       |
| 8                          | 6 400                              | Z                                     | D                                    | -422,3                            | 203,0    | -                                                     | 327   |                       |
| 9                          | 6 670                              | V                                     | H                                    | 195,5                             | 41,8     | 328                                                   | 270   | hmotnosť sena 270 kg  |
| 10                         | 6 670                              | V                                     | D                                    | -283,0                            | 27,5     | 330                                                   | 329   |                       |
| 11                         | 6 670                              | V                                     | H                                    | 206,0                             | 41,3     | 272                                                   | 265   |                       |
| 12                         | 6 670                              | V                                     | D                                    | -295,8                            | 24,1     | 331                                                   | 325   |                       |
| 13                         | 6 670                              | Z                                     | H                                    | 88,9                              | 522,7    | 261                                                   | 260   |                       |
| 14                         | 6 670                              | Z                                     | D                                    | -328,5                            | 111,4    | 328                                                   | 328   |                       |
| 15                         | 6 670                              | Z                                     | H                                    | 95,3                              | 493,6    | 309                                                   | 304   |                       |
| 16                         | 6 670                              | Z                                     | D                                    | -323,6                            | 99,8     | 323                                                   | 323   |                       |
| 17                         | 7 230                              | V                                     | H                                    | 236,7                             | -5,3     | 316                                                   | 261   | hmotnosť sena 870 kg  |
| 18                         | 7 230                              | V                                     | D                                    | -272,2                            | -10,7    | 364                                                   | 359   |                       |
| 19                         | 7 230                              | V                                     | H                                    | 247,1                             | -6,7     | 320                                                   | 258   |                       |
| 20                         | 7 230                              | V                                     | D                                    | -273,6                            | -10,2    | 341                                                   | 324   |                       |
| 21                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 193,1                             | 487,2    | 325                                                   | 321   |                       |
| 22                         | 7 230                              | Z                                     | D                                    | 287,2                             | 23,5     | 392                                                   | 292   |                       |
| 23                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 194,1                             | 476,6    | 319                                                   | 315   |                       |
| 24                         | 7 230                              | Z                                     | D                                    | -283,4                            | 21,0     | 389                                                   | 389   |                       |
| 25                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 87,8                              | 504,1    | 269                                                   | 268   | S, I.                 |
| 26                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 79,0                              | 543,0    | 131                                                   | 131   | S, III. R             |

<sup>1</sup> number of measurement, <sup>2</sup> weight of aggregate, <sup>3</sup> drive of trailer axle, <sup>4</sup> travel direction on slope, <sup>5</sup> torque, <sup>6</sup> rotation frequency, <sup>7</sup> note

Z - zapnutý – switched-on

V - vypnutý – switched-off

R - rovina – plane

D - dole po spádnicí – downslope

H - hore po spádnicí – upslope

S - svahovitost' 20° – gradients of slope 20°

I. - I. prevodový stupeň – gear speed

III. R - III. redukovaný prevod – reduced gear

V. Výsledky meraní krútiacich momentov a frekvencií otáčania pohonu nápravy u traktorového zberacieho návesu s poháňanou nápravou (prevodový pomer reťazového prevodu 1 : 1,055) – Results of torque measurements and rotation frequencies of axle drive in tractor gathering trailer with driven axle (gear ratio of chain gear 1 : 1.055)

| Číslo merania <sup>1</sup> | Hmotnosť súpravy <sup>2</sup> (kg) | Pohon nápravy návesu <sup>3</sup> (-) | Smer jazdy na svahu <sup>4</sup> (-) | Krútiaci moment <sup>5</sup> (Nm) |          | Frekvencia otáčania <sup>6</sup> (min <sup>-1</sup> ) |       | Poznámka <sup>7</sup> |
|----------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------|----------|-------------------------------------------------------|-------|-----------------------|
|                            |                                    |                                       |                                      | $M_{k1}$                          | $M_{k4}$ | $n_1 = n_4$                                           | $n_5$ |                       |
| 1                          | 6 670                              | V                                     | H                                    | 171,9                             | 88,0     | 326                                                   | 309   |                       |
| 2                          | 6 670                              | V                                     | D                                    | -327,0                            | 34,0     | 328                                                   | 344   |                       |
| 3                          | 6 670                              | V                                     | H                                    | 135,3                             | 86,0     | 272                                                   | 267   |                       |
| 4                          | 6 670                              | V                                     | D                                    | -311,5                            | 36,3     | 320                                                   | 311   |                       |
| 5                          | 6 670                              | Z                                     | H                                    | 128,8                             | 341,7    | 318                                                   | 280   |                       |
| 6                          | 6 670                              | Z                                     | D                                    | -242,4                            | -98,7    | 339                                                   | 340   |                       |
| 7                          | 6 670                              | Z                                     | H                                    | 126,1                             | 361,3    | 323                                                   | 300   |                       |
| 8                          | 6 670                              | Z                                     | D                                    | -243,7                            | -92,0    | 342                                                   | 347   |                       |
| 9                          | 7 230                              | V                                     | H                                    | 201,9                             | 41,9     | 330                                                   | 290   |                       |
| 10                         | 7 230                              | V                                     | D                                    | -293,7                            | -14,4    | 388                                                   | 400   |                       |
| 11                         | 7 230                              | V                                     | H                                    | 219,9                             | 38,9     | 326                                                   | 272   |                       |
| 12                         | 7 230                              | V                                     | D                                    | -287,3                            | -13,5    | 387                                                   | 402   |                       |
| 13                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 170,0                             | 352,9    | 315                                                   | 283   |                       |
| 14                         | 7 230                              | Z                                     | D                                    | -193,5                            | -195,4   | 388                                                   | 379   |                       |
| 15                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | 193,5                             | 351,6    | 305                                                   | 282   |                       |
| 16                         | 7 230                              | Z                                     | H                                    | -185,0                            | -195,7   | 388                                                   | 368   |                       |

For 1 - 6 see Tab. IV

- zlepšuje sa využitie výkonu motora traktora (až na dvojnásobok) v sťažených klimatických a terénnych podmienkach;
- umožňuje zvýšenie celkovej ťahovej sily o 100 - 300 % a tým jazdenie cez ťažko priechodný terén a zvyšuje svahovú dostupnosť;
- je najúčinnnejším prostriedkom ku zvýšeniu výkonnosti poľnohospodárskych dopravných prostriedkov.

Podľa doterajších výsledkov sme vo VÚPT Rovinka konštatovali tieto prednosti poháňaných náprav traktorových návesov:

- zlepšuje sa priechodnosť súpravy v ťažko priechodnom teréne,
- zvyšuje sa svahová dostupnosť súpravy a bezpečnosť jazdy smerom hore proti spádnicí a dole po spádnicí,
- znižujú sa negatívne vplyvy pôsobenia kolies traktorových návesných súprav po povrchu pôdy (rastlinný porast) vplyvom nekontrolovateľného preklzu,

- zlepšuje sa využitie efektívneho výkonu traktora.

Z analýzy výsledkov zo skúšok funkčných modelov traktorových návesných súprav s poháňanou nápravou návesu vyplývajú nasledovné poznatky:

### **Kolesový traktor**

Prídavný vývodový hriadeľ pre pohon nápravy návesu je vyriešený pre kolesové traktory unifikovaného radu I. Je technicky možné a vhodné ho riešiť aj pre traktory unifikovaného radu II. a IV.

### **Traktorový návesný podvozok s poháňanou nápravou (s vymeniteľnými nadstavbami)**

Vyplynula potreba meniť prevodový pomer podľa použitého typu traktory, typov pneumatík (podľa statického polomeru kolesa). Ukázala sa vhodnosť koncepcie pohonu nápravy od zostupného prevodu pohonu prednej nápravy traktora cez zariadenú elektromagnetickú spojku.

### **Traktorový zberací náves s poháňanou nápravou**

Konštrukčné riešenie pohonu nápravy s reťazovým prevodom s možnosťou zmeny prevodového pomeru výmenou reťazových kolies sa ukázalo ako optimálne, vo vzťahu aj k použiteľnosti k ostatným typom traktorov. Voľba prevodového pomeru u reťazového prevodu 1 : 1 spôsobovala mierne tlačenie traktora návesom pri jazde smerom hore aj dole po spádnicí (tento stav je nevýhodný) a u prevodového pomeru 1 : 1,055 traktorový náves mierne tlačil traktor pri jazde smerom hore a brzdil pri jazde smerom dole po spádnicí (tento stav je výhodný). Poznatky vyplývajú z nameraných krútiacich momentov a frekvencií otáčania hriadeľov (tab. V a, b; obr. 3 a 4).

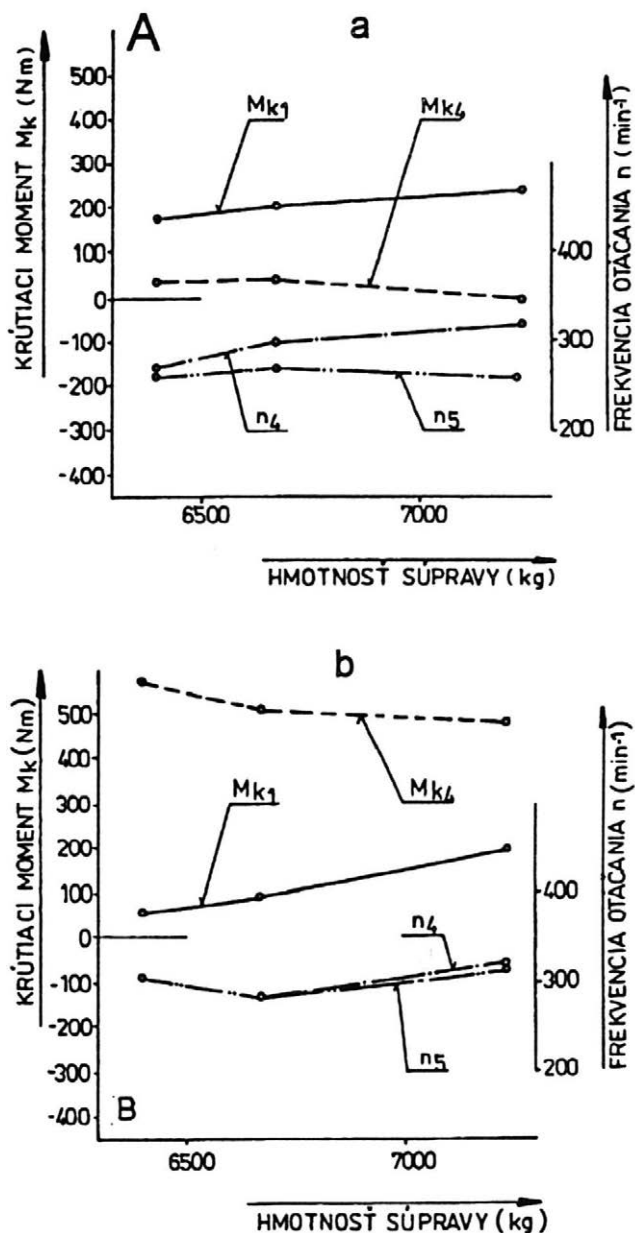
Pri skúškach s prevodovým pomerom 1 : 1,055 reťazového prevodu pri jazde po spádnicí smerom hore a vypnutej spojke (vypnutom pohone nápravy) bola frekvencia otáčania na vstupe a výstupe elektromagnetickej spojky rozdielna v rozsahu 0 až 3,75 % a krútiaci moment prenášaný nápravou návesu bol v rozsahu -14,4 až +36,3 Nm a pri zapnutej spojke (zapnutý pohon nápravy) bol krútiaci moment v rozsahu -195,7 až -92,0 Nm (mínusové hodnoty znamenajú brzdný účinok).

Maximálne krútiace momenty v rozsahu 476,6 až 576 Nm namerané pri zapnutom pohone nápravy návesu pri jazde smerom hore proti spádnicí ukázali, že systém pohonu je z hľadiska namáhania dimenzovaný primerane.

### **ZÁVER**

Z výsledkov meraní a konštrukčných možností vyrábaných traktorov UR I vyplýva, že navrhnuté konštrukčné riešenie pohonu nápravy návesu u traktorových návesných súprav sa ukázalo ako optimálne. Počas skúšok pracoval pohon nápravy bez porúch.

Traktorové návesné súpravy s poháňanou nápravou návesu sú vhodné hlavne na svahovité pozemky (cca do 16°), pričom znižujú negatívne vplyvy pôsobenia ne-

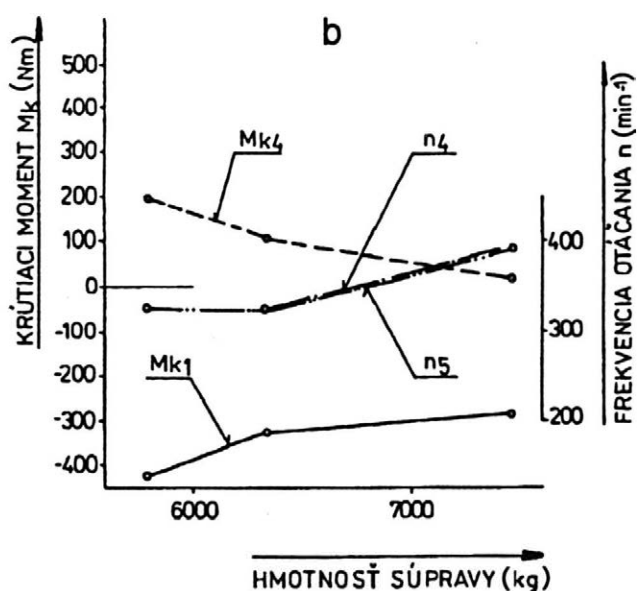
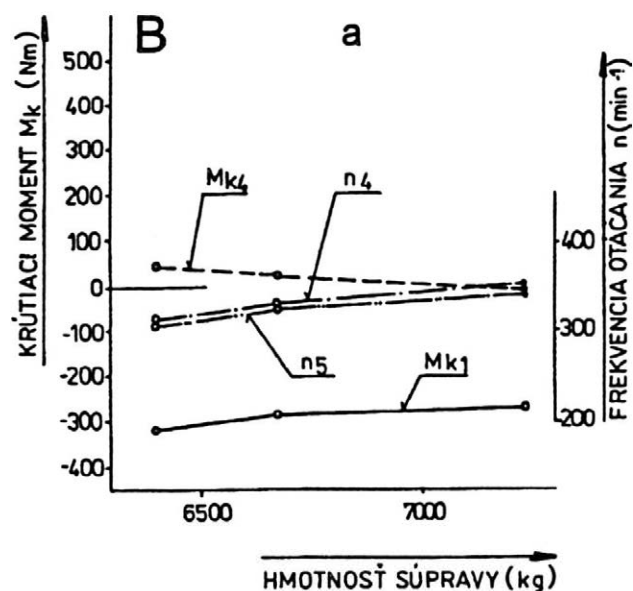


3. Pribeh krútiacich momentov a frekvencia otáčania hriadeľov pohonu nápravy zberacieho návesu  
 Pattern of torques and rotation frequency of shafts of axle drive of gathering trailer when going

a - pohon nápravy návesu vypnutý – switched-off - drive of trailer axle

b - pohon nápravy návesu zapnutý – switched-on drive of trailer axle

hmotnosť súpravy – aggregate weight

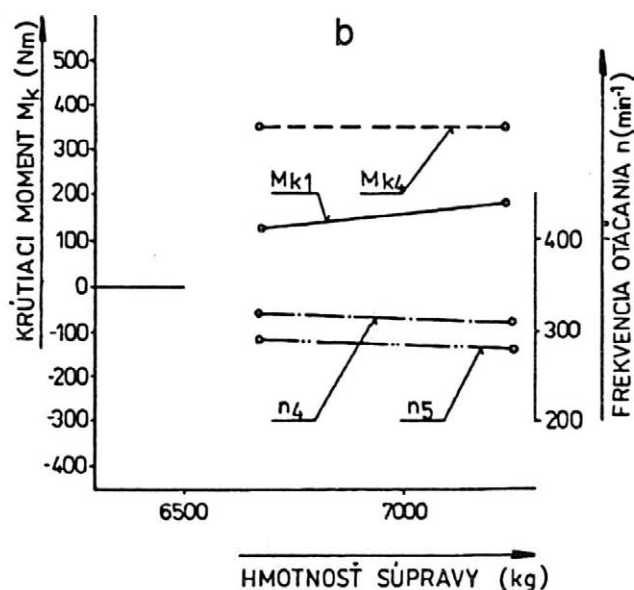
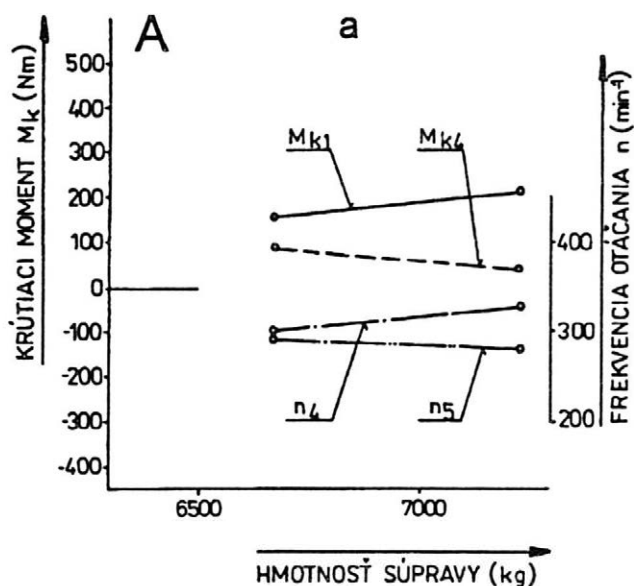


pri jazde po spádnicí smerom hore (A) a dole (B) [prevodový pomer reťazového prevodu 1 : 1] – upslope (A) and downslope (B) [gear ratio of chain gear 1 : 1]

$n$  - frekvencia otáčania – rotation frequency

$M_k$  - krútiaci moment – torque

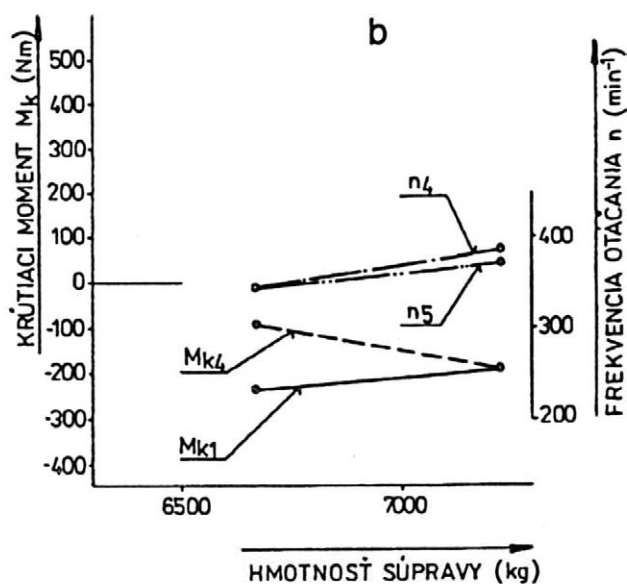
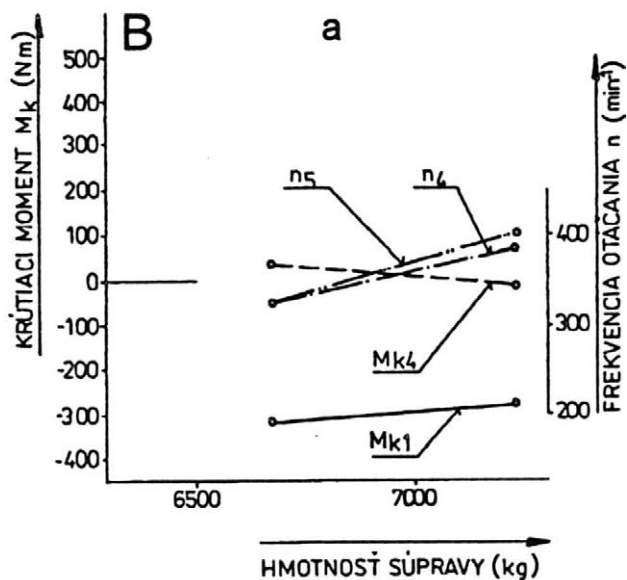




4. Priebeh krútiacich momentov a frekvencia otáčania hriadeľov pohonu nápravy zberacieho návesu  
 – Pattern of torques and rotation frequency of shafts of axle drive of gathering trailer when going

a - pohon nápravy návesu vypnutý – switched-off drive of trailer axle

b - pohon nápravy návesu zapnutý – switched-on drive of trailer axle



pri jazde po spádnicí smerom hore (A) a dole (B) [prevodový pomer reťazového prevodu 1 : 1,055]  
 upslope (A) and downslope (B) [gear ratio of chain gear 1 : 1.055]

kontrolovateľného preklzu kolies na povrch pôdy, zvyšujú svahovú dostupnosť a bezpečnosť jazdy, zlepšujú priechodnosť v nepriaznivých pôdno-klimatických podmienkach a zlepšujú využitie efektívneho výkonu motora traktora.

## L i t e r a t ú r a

GROHMANN, L.: Štúdiá k problematike traktorových prívesov a návesov. [Študijná správa S-1018.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980.

PECZ, M.: Podvozok s poháňanou nápravou - projekt funkčného modelu. [Správa S-1077.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1991.

PECZ, M. - GROHMANN, L.: Výskum a vývoj traktorových návesných súprav s poháňanými nápravami. [Priebežná výskumná správa S-1127.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1992.

SEMETKO, J. - SIEG, R.: Traktory a automobily 3. Bratislava, Príroda, 1981.

SEMETKO, J. et al.: Der Traktor und die Triebachse. Prakt. Landtechn., 41, 1988, s. 282-283.

STROUHAL, E.: Výzkum zvýšení výkonnosti dopravních prostředků v zemědělství. Hnané nápravy zeměděln. přívěsů a návěsů. [Závěrečná zpráva.] Praha-Řepy, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1959.

Došlo 7. 4. 1993

GROHMANN, L. - PECZ, M. (Research Institute of Agricultural Engineering, Rovinka):

### **Measuring of torques of tractor-mounted implements with driven axle.**

Zeměd. Techn., 39, 1993 (4): 229-244.

At the Research Institute of Agricultural Engineering at Rovinka practical models we have been solving and testing the usable models of tractor mounted implements with driven axle - universal undercarriage and picker-trailer with driven axle. The drive of axle of these trailers was derived from descending gear for drive of front axle of wheel tractor Z-7425 H (47.5 kW) through rear additional output shaft and on the trailer through the propeller shafts, chain drives and electromagnetic coupling. Chain drives by replacement of chain wheels allow to change the gear ratio according to the used type of tractor and tyres. Electromagnetic coupling is intended for switching-on and switching-off of axle drive and serves as a protective component against over-loading. Maximum transfer of torque is 630 Nm (without slip).

Maximum torques ranging from 476.6 to 576 Nm in gear ratio of chain drive 1 : 1 and 341.7 to 352.9 Nm in gear ratio 1 : 1.055 when drive of the axle of harvesting trailer is switched on (weight of aggregate was ranging from 6 400 to 7 230 kg) and when the tractor is going upslope (14° 30'). Brake effect was manifested during negative torsional moments - 92 to 195.7 Nm at switched-on drive of axle gathering trailer when going downslope (gradients of slope 14° 30', gear ratio of chain gear 1 : 1.055, weight of aggregate 6 400 to 7 200 kg). It follows from the tests that the system of drive of the axle is optimally dimensioned in view of the transfer of torques and frequency of rotation.

transportation; tractor; power take-off shaft; tractor trailer; driven axle; measurement; torque

*Kontaktná adresa:*

Ing. Ľubomír G r o h m a n n , Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, 900 41 Rovinka

# KINEMATICKÁ ANALÝZA DOPRAVNÍKOVÉHO OBRACEČE A SHRNOVAČE PÍCE

P. Sedlák<sup>1</sup>, E. Malenovský<sup>2</sup>, M. Seknička<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Vysoká škola zemědělská, Brno

<sup>2</sup>Vysoké učení technické, fakulta strojní, Brno

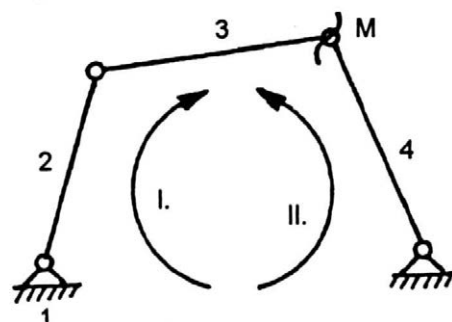
V článku je uvedena metodika řešení kinematiky uzavřených řetězců a provedena aplikace na dopravníkový obraceč a shrnovač píce. V řadě případů technické praxe se kromě otevřených kinematických řetězců vyskytují i řetězce uzavřené, ve kterých je zpravidla jeden člen hnací, ostatní jsou hnané. Pro řešení kinematických veličin (polohy, rychlosti a zrychlení) s využitím výpočetní techniky je vhodná maticová metoda. Řešení je téměř ve všech případech možné pouze s využitím metod numerické matematiky. V článku je popsána jedna z možných numerických metod a je provedena aplikace na řešení kinematiky dopravníkového obraceče a shrnovače píce.

uzavřené kinematické řetězce; numerické řešení; kinematické veličiny; algoritmus výpočtu

## Kinematická analýza uzavřených kinematických řetězců

Podstatou uzavřených kinematických řetězců je, že svou strukturou vytvářejí smyčku. Na obr. 1 je schematicky znázorněn uzavřený kinematický řetězec s 1. stupněm volnosti (dále v textu označován UKR), ve kterém jsou všechny vazby rotační. Tyto řetězce jsou vždy rovinné, přičemž pohyb celého mechanismu je dán pohybem jednoho členu - hnacího, pohyb ostatních členů je závislý.

Podstatou řešení kinematických závislostí je pomyslné rozdělení v určitém místě a vyjádření kinematických veličin (polohy, rychlosti a zrychlení) dvěma směry (na obr. 1 označeno I., II.). Stanovení polohy jednotlivých členů pak spočívá v řešení soustavy dvou složkových rovnic, které jsou ve většině případů transcendentní. Pro



1. Schéma UKR s 1. stupněm volnosti – Scheme of closed kinematic chain with first degree of freedom

I, II - kinematické veličiny – kinematic variables  
1 - těleso, 2 - řídicí hnací člen, 3, 4 - hnané členy,  
M - sledovaný bod; 1 - body, 2 - control driving element, 3, 4 - driven elements, M - studied point

řešení tohoto problému byla zvolena optimalizační metoda oprav (vhodná je rovněž metoda největšího gradientu).

Obě metody mají společný výpočetní základ, spočívající ve stanovení vektoru oprav, který je tvořen diferencemi možných změn závislých proměnných veličin. U mechanismu na obr. 1 je řídicí člen 2, hnané jsou pak 3 a 4, z čehož plynou závislé kinematické pohyby tělesa 3 vzhledem k tělesu 1 (přesme 31, resp. 32, nebo 34 a 41). Pro všechny možné případy změn závislých kinematických veličin obdržíme čtyři vektory oprav:

$$Q_1 = \begin{pmatrix} +\Delta q_{32} \\ +\Delta q_{41} \end{pmatrix} \quad Q_2 = \begin{pmatrix} +\Delta q_{32} \\ -\Delta q_{41} \end{pmatrix}$$

$$Q_3 = \begin{pmatrix} -\Delta q_{32} \\ +\Delta q_{41} \end{pmatrix} \quad Q_4 = \begin{pmatrix} -\Delta q_{32} \\ -\Delta q_{41} \end{pmatrix}$$

Pro tyto vektory jsou možné čtyři polohy (rychlosti, případně zrychlení) pro bod rozdělení UKR. Další postup výpočtu je u obou metod odlišný.

#### METODA OPRAV

Výpočet kinematických veličin dále probíhá podle toho vektoru oprav, u kterého jsou kinematické veličiny bodu M z obou směrů nejbližší, a to do té doby, než se začnou body M I a M II od sebe vzdalovat. V tomto okamžiku se provede opět výpočet poloh podle daných vektorů oprav a celý cyklus výpočtu probíhá iteračním procesem do té doby, než vzdálenost bodů M I a M II nedosáhne předem dané hodnoty, kterou je dána přesnost výpočtu.

#### METODA NEJVĚTŠÍHO SPÁDU

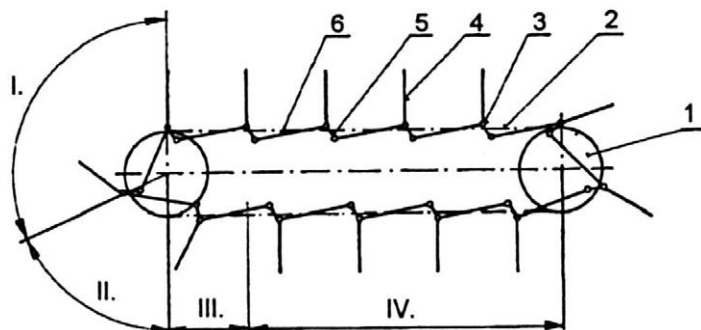
Podstata metody spočívá v tom, že se v každém výpočetním kroku provádí výpočet čtyř poloh (rychlostí a zrychlení) podle vektorů oprav, přičemž poloha, ve které jsou kinematické veličiny bodů M I a M II sobě nejbližší, je výchozí pro následný výpočetní krok.

Z porovnání rychlosti výpočtu obou uvedených metod se ukazuje jako rychlejší metoda oprav, a to vzhledem k menšímu počtu rozhodovacích podmínek ve výpočtu. Podle uvedených algoritmů byl na katedře mechaniky VUT FS Brno sestaven výpočtový program s názvem UKRK.

#### VÝSLEDKY

##### Aplikace na dopravníkový obraceč a shrnovač píce.

Na obr. 2 je schematicky zobrazen dopravníkový obraceč a shrnovač píce OS-1. Pracovní ústrojí tohoto stroje je tvořeno dvěma páry řemenic (1), mezi kterými jsou



## 2. Fáze pohybu dopravníkového obraceče a shrnovače píce – Phase of the motion of conveyor hay rake

1 - dva páry řemenic, 2 - klínový řemen, 3 - čepy, 4 - pružné prsty (hrabice), 5 - krátké raménko čepu, 6 - táhlo spojující raménko s následujícím čepem; I - two pairs of pulleys, 2 - vee belt, 3 - pins, 4 - flexible fingers (rake), 5 - short arm of pin, 6 - draw bar connecting arm with subsequent pin  
I, II, III, IV - čtyři fáze pohybu – four phases of motion

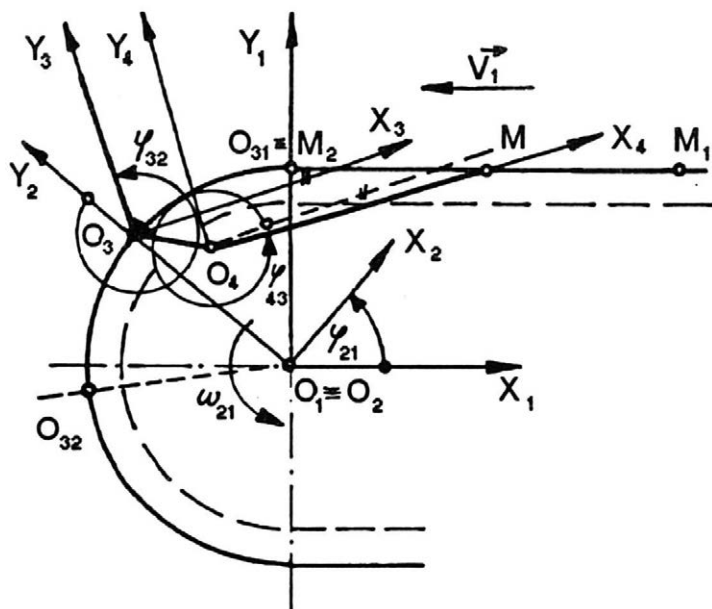
napnuty dva klínové řemeny (2). Na řemenech jsou v ložiskách upevněny čepy (3), na nichž jsou uchyceny pružné prsty - hrabice (4). Každý čep je opatřen krátkým raménkem (5), jehož konec je pomocí táhla (6) spojen s následujícím čepem. Tímto vzájemným spojením čepů je umožněno řízení pohybu prstů při jejich přechodu přes řemenici, t.j. při vstupu a při výstupu z pokosu. Celý cyklus se skládá ze dvou osově symetrických částí, přičemž každá část pohybu má čtyři fáze (obr. 2).

### I. fáze - sklápění prstů

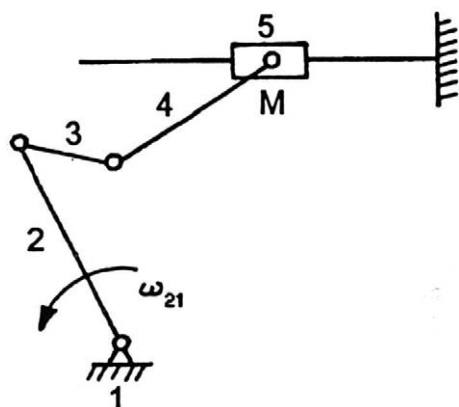
Na obr. 3 jsou znázorněny souřadnicové systémy pro řešení v maticovém tvaru. Tento pohyb lze nahradit pohybem mechanismu uvedeného na obr. 4, který má dva stupně volnosti. Těleso 2 se otáčí konstantní úhlovou rychlostí  $\omega_{21} = 35,55 \text{ rad/s}$  a těleso 5 koná translační pohyb konstantní rychlostí  $v_o = 7,55 \text{ m/s}$ . Výpočtem podle programu UKRK byly stanoveny kinematické veličiny pohybu jednotlivých těles, zejména tělesa 3 vzhledem k tělesu 2 ( $\phi_{32}$ ,  $\omega_{32}$  a  $\alpha_{32}$ ). Počátek této fáze pohybu je dán polohou bodu  $O_3$  v bodě  $M_2$  ( $M \equiv M_1$ ) a v konečné poloze je bod  $M$  v bodě  $M_2$ . V této poloze je  $\phi_{21} = 114,59^\circ$  a poloha bodu  $M$  se mění v rozsahu 0,000 až 0,425 m.

### II. fáze - rotační pohyb

Během této fáze pohybu se poloha těles 4, 3 a 2 vzhledem k sobě nemění, ale jako celek se otáčí konstantní úhlovou rychlostí  $\omega_{21} = 35,55 \text{ rad/s}$ . Tato fáze se děje v rozsahu úhlu  $\phi_{21} = 114,59^\circ - 180,00^\circ$  a podle obr. 5 končí tehdy, když bod  $O_3$  dosáhne bodu  $M_2$ .



3. Souřadnicové systémy  
pro řešení I. fáze pohybu  
– Systems of coordinates  
for solution of first phase  
of motion



4. Náhradní mechanismus pro I. fázi pohybu –  
Substitute mechanism for first phase of motion

### III. fáze - vyklápění prstů

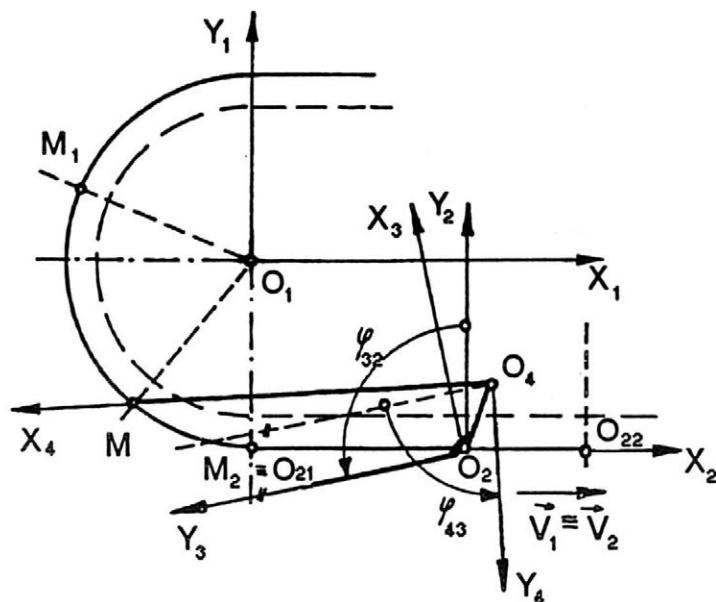
Tato fáze (obr. 5) je dána pohybem bodu M po kružnici v rozsahu  $M_1 - M_2$  a pohybem bodu  $O_2$  po přímce v rozsahu  $O_{21} - O_{22}$ . Řešením této fáze je stanovení kinematických veličin relativního pohybu 42, tedy

$$\begin{aligned}\phi_{42} &= \phi_{43} + \phi_{32} \\ \omega_{42} &= \omega_{43} + \omega_{32} \\ \alpha_{42} &= \alpha_{43} + \alpha_{32}\end{aligned}$$

Poloha bodu M se mění v rozsahu 0,000 až 0,425 m.



5. Souřadnicové systémy pro řešení III. fáze pohybu – Systems of coordinates for solution of third phase of motion



#### IV. fáze - translační pohyb

Během této fáze se tělesa 4, 3 a 2 vzhledem k sobě nepohybují a jako celek konají translační pohyb rychlostí  $v_0 = 7,554$  m/s. Tato fáze pohybu se děje v rozsahu 0,000 až 1,575 m. Začíná tehdy, když je bod  $O_2$  v bodě  $O_{22}$ , a končí, když bod  $O_2$  začne nabíhat na druhou řemenici (obr. 5).

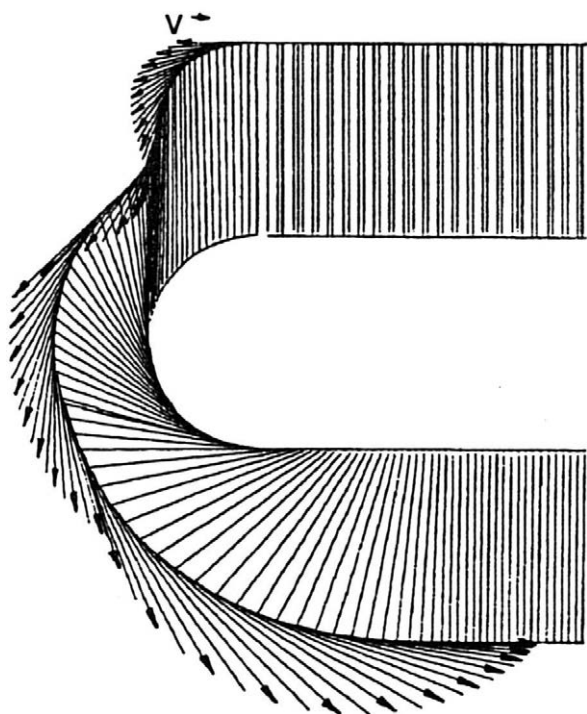
#### Celkové řešení

Výsledkem analýzy jednotlivých fází pohybu jsou kinematické veličiny pohybu těles 32 z I. fáze pohybu ( $\phi_{32}$ ,  $\omega_{32}$ ,  $\alpha_{32}$ ) a 42 z III. fáze pohybu ( $\phi_{42}$ ,  $\omega_{42}$ ,  $\alpha_{42}$ ).

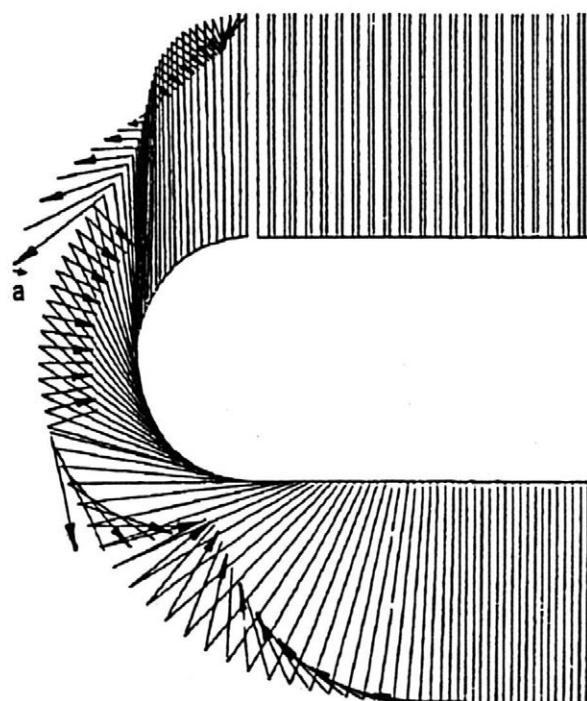
Cílem celkového řešení bylo stanovení polohy, rychlosti a zrychlení koncového bodu prstu hrabice obraceče a shrnovače a v konečném důsledku určení jeho silového působení na píci uloženou na povrchu pozemku. K této analýze byl využit program UKRK sestavený pro analýzu otevřených kinematických řetězců. Na obr. 6 je znázorněna rychlost v jednotlivých polohách koncového bodu prstu, na obr. 7 jeho zrychlení.

#### ZÁVĚR

Rychlost a zrychlení pracovních prstů strojů na ošetřování pokosu má značný vliv na kvalitu a možnost vzniku ztrát při sklizni pícnin. Uvedené řešení kinematických poměrů dopravního obraceče a shrnovače píce OS-1 slouží jako teoretický a metodický podklad k porovnání kinematických parametrů s jinými typy strojů na ošetření pokosu.



6. Rychlost koncového bodu prstu  
dopravníkového obraceče a shrnovače  
píce – Velocity of end point of finger  
of conveyer hay rake



7. Zrychlení koncového bodu prstu  
dopravníkového obraceče a shrnovače  
píce – Acceleration of end point of  
finger of conveyer hay rake

Z výsledků (obr. 6 a 7) je patrné, že prst dopravníkového obrabeče a shrnovače vniká do pokosu v oblasti jeho maximální rychlosti a při prvním styku s ošetřovaným materiálem způsobí ráz. Zvýšení rychlosti toku píce na rychlost prstu a změna rychlosti unášeného materiálu má za následek silové působení, což se projevuje ve zvýšeném odrolu.

Vektor rychlosti prstu je odkloněn od roviny povrchu pozemku. Rychlost můžeme tedy rozložit na složku vodorovnou (rovnoběžnou s povrchem pole) a svislou (kolmou na povrch pole). Při zásahu prstu do pokosu je píce unášena po povrchu pozemku rychlostí rovnající se vodorovné složce rychlosti prstu a současně je přitlačována k povrchu pozemku rychlostí rovnající se kolmé složce vektoru rychlosti prstu.

To všechno spolu s dlouhou dráhou unášení píce prstem po povrchu pozemku vede k nebezpečí vzniku ztrát odrolem. Proto není vhodné dopravníkový obrabeč a shrnovač používat pro ošetřování pokosů jetelovin, náchylných na vznik těchto ztrát. Jeho použití je výhodné k ošetření travních porostů, kdy nebezpečí nadměrných ztrát odrolem nehrozí.

Došlo 3. 5. 1993

SEDLÁK, P. - MALENOVSKÝ, E. - SEKNIČKA, M. (University of Agriculture, Brno; Technical University, Brno):

#### **Kinematic analysis of conveyer hay rake.**

Zeměd. Techn., 39, 1993 (4): 245-251.

The study deals with the methodology of solution of kinematics of closed kinematic chains using numeric methods. The method of the greatest slope applied in the solution of kinematics conveyer hay rake is presented in the paper. The move of the finger is divided into four phases, out of which third and fourth ones are most important in view of the quality of machine work. It is apparent from results of solution that fingers of conveyer hay rake penetrate the swath in the area of maximum speed when the greatest power on swath can be observed. This together with a long path of entraining of forage on the surface of the plot leads to the danger of occurring high losses due to shattering of hay. For this reason the machine is suitable solely for treatment of grasslands.

closing of kinematic chain; numeric solution; kinematic variables; conveyer hay rake; raking mechanism; finger

---

#### **Kontaktní adresa:**

Ing. Pavel Sedláček, CSc., Vysoká škola zemědělská Brno, Zemědělská 1, 613 00 Brno

---



**VÝHODNÝ LEASING  
STROJŮ A ZAŘÍZENÍ  
NEJEN PRO ZAČÍNÁJÍCÍ  
PODNIKATELE**

## **ADEKO a. s. Vám nabízí**

- ☐ kapitálovou účast v jiných podnikatelských subjektech
- ☐ společné podnikání
- ☐ poradenskou, konzultační a zprostředkovatelskou činnost v oboru ekologie
- ☐ investorskou a investiční činnost
- ☐ řešení odbytových potíží výrobcům a obchodním organizacím formou leasingového financování

**ADEKO a. s.  
Slezská 7  
120 56 Praha 2**

**tel.: 258 342  
fax: 207 229**



# VPLYV KINEMATICKÝCH A KONŠTRUKČNÝCH PARAMETROV MLÁŤACIEHO MECHANIZMU OBILNÉHO KOMBAJNU NA VÝMLAT FAZULE.

J. Poničan, J. Paulen

*Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra*

Kinematické a konštrukčné parametre mláťacieho mechanizmu obilného kombajnu v značnej miere ovplyvňujú kvalitu výmlatu fazule. V práci je rozobraný vplyv obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna (7,85 - 11,77 m/s) a mláťacej medzery (25/13 a 28/15 mm) na poškodzovanie semien fazule a jej podkošovú separáciu. Merania sa uskutočnili na modeli mláťacieho mechanizmu v laboratórnych podmienkach pri vlhkosti semien 13,2 - 13,8 % a priechodnosti mláťacieho bubna 1,66 kg/s. K meraniu boli použité odrody fazule Gesta, Helia a Ultima. Z nameraných a vyhodnotených výsledkov vyplýva nevhodnosť používania neupraveného mláťacieho mechanizmu obilného kombajnu pre výmlat fazule z dôvodov vysokého poškodzovania semien (17,3 - 44,3 %).

fazuľa; mláťací bubon; mláťací kôš; poškodzovanie; separácia

Mechanizovaný zber fazule určenej na osivo je jednou z najzložitejších operácií v priebehu jej pestovania a výroby. Z publikovaných výsledkov vedecko-výskumných a odborných prác vyplýva, že problematika mechanizovaného zberu osivovej fazule spočíva na riešení týchto problémov:

- urobiť zber tak, aby straty zrna nezobratím boli čo najnižšie;
- pri zbere zabezpečiť minimálne poškodenie semien úpravou alebo adaptáciou mláťacieho mechanizmu;
- znížiť zastúpenie mechanických prímies vo vymlátenom zrne.

Z riešenia tejto problematiky sa ako najdôležitejšie javí zníženie poškodenia pri výmlate, ktoré často dosahuje 6 až 50 % (P o n i č a n , 1985; B l a g o j e v i č , R a d o j č i č , 1983; J e c h a t a l . , 1985). Nevhodnosť používania obilných kombajnov s neupravenými mláťacími mechanizmami sa výrazne prejavuje najmä pri výmlate fazule, kde okrem poškodzovania semien dochádza aj k deleniu semien v smere klíčnych lístkov.

Poškodzovanie semien fazule sa negatívne prejavuje na efektívnosti jej pestovania najmä vtedy, ak je určená pre osivárske účely. V tomto prípade sa poškodenie semien neprejavuje len ako priama strata, ale následne sa môže znížiť jej biologická a technologická hodnota (B a j k i n , 1985; P o n i č a n , 1992).

Proces výmlatu strukovín v mláťacom mechanizme obilného kombajnu je ovplyvňovaný nielen biologickými vlastnosťami mláteného materiálu, ale aj kinema-

tickými parametrami tohto mechanizmu. Nízka odolnosť semien fazule proti poškodzovaniu, nevhodnosť konštrukčného riešenia a nesprávne zladenie kinematických parametrov mláčiaceho mechanizmu nás núti hľadať také riešenia či už v oblasti konštrukcie, alebo technologickom procese výmlatu, ktoré výrazne zníži poškodzovanie semien fazule (P o n i č a n , P i l l a r , 1991).

Cieľom práce bolo v laboratórnych podmienkach na modeli mláčiaceho mechanizmu obilného kombajnu E-512 zistiť hodnoty charakterizujúce výmlat fazule, a to poškodzovanie semien a ich separáciu cez otvory mláčiaceho koša v závislosti na obvodovej rýchlosti mláčiaceho bubna a zmene veľkosti mláčiacej medzery.

## MATERIÁL A METÓDA

Merania vplyvu obvodovej rýchlosti mláčiaceho bubna a veľkosti mláčiacej medzery na kvalitu výmlatu boli robené v laboratórnych podmienkach na modeli mláčiaceho mechanizmu obilného kombajnu E-512 (obr. 1), pri frekvencii otáčania mláčiaceho bubna 4,16 - 6,25 1/s odstupňovane po 0,41 1/s, čo zodpovedá obvodovej rýchlosti 7,85 - 11,77 m/s.

Mláčiaca medzera na vstupe a výstupe bola nastavená na hodnotu 23/15 a 25/18 mm, vlhkosť semien pri výmlate sa pohybovala 13,2 - 13,8 % a hmotnostný tok mláčiaceho mechanizmu bol 1,66 kg/s.

K výmlatu bol použitý materiál osivovej fazule odrôd Helia, Gesta a Ultima. Fazuľa k výmlatu bola na poli ručne vytrhaná, uložená na riadky a po zaschnutí prevezená do laboratória.

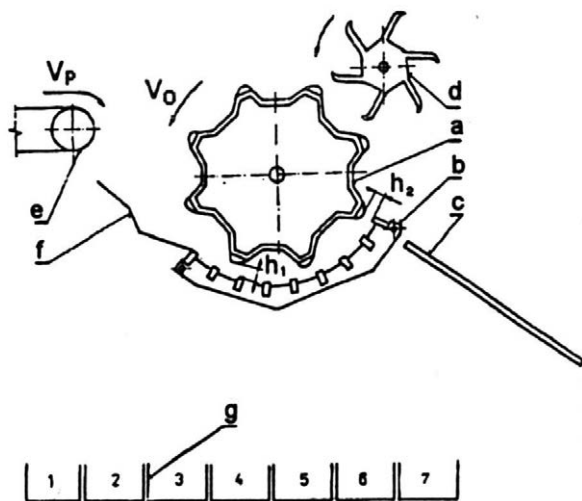
Mláčací mechanizmus bol uložený v plechovej skrini, ktorá bola pôvodná z kombajnu E-512, čím sa zabezpečilo pôvodné konštrukčné uloženie mláčiaceho bubna a jeho nastavovanie. Mláčací bubon bol poháňaný od elektromotora s možnosťou nastavovania otáčiek a ich registrácie. V spodnej časti funkčného modelu boli uložené plechové krabice (obr. 1 - g), do ktorých bol zachytávaný podkošový prepad. Ku koncu mláčiaceho koša bol pripojený šikmý plech, ktorý zachytával hmotu prechádzajúcu v smere na vytriasadlá. V tomto priestore bolo uložené plátene vrece, ktoré túto hmotu zachytilo. Hmota bola ďalej laboratórne spracovávaná. Dávkovanie hmoty do mláčiaceho mechanizmu sa robilo pomocou dopravného pásu (obr. 1 - l) a násypky (obr. 1 - f).

### Postup pri meraní :

- pri konštantnej rýchlosti vkladacieho dopravníka sa rastlinná hmota uložila v dávke, ktorá zabezpečovala stanovený hmotnostný prietok (kg/s);
- po nastavení konštrukčných a kinematických hodnôt podľa zvolených parametrov sa mláčací a dávkovací mechanizmus spustil do činnosti;
- prepad zrna pod košom, ktorý charakterizujeme ako podkošovú separáciu, bol zachytávaný do zberačov (obr. 1 - g), slama so zvyškom zrna bola zachytávaná za mláčacím mechanizmom do vreca;
- po výmlate bol prepad z jednotlivých zberačov odvážený a spolu so zrnom vychádzajúcim z mláčiaceho mechanizmu zvážený. Táto hmotnosť bola považovaná za 100 % ;

1. Schéma modelového zariadenia mlátiaceho mechanizmu – Scheme of model device of threshing mechanism

a - mlátiaci bubon, b - mlátiaci koš, c - spádová doska, d - odhadzovací bubon, e - vkladací dopravník, f - násypka, g - zberač; a - threshing drum, b - threshing basket, c - gravity slab, d - throwing-off drum, e - inserting conveyer, f - feeding hopper, g - collector



- vyhodnotenie sa uskutočnilo po rozobraní a zvážení jednotlivých frakcií bolo prevedené v záchytných zberačoch;
- separačná schopnosť a poškodenie semien bolo hodnotené hmotnostne podľa miesta prepadu pod košom.

## VÝSLEDKY

### Závislosť poškodzovania semien fazule pre odrody Gesta, Helia a Ultima

Stanovenie poškodenia semien pri výmlate bolo uskutočnené pri rôznych obvodových rýchlostiach mlátiaceho mechanizmu (7,85 - 11,77 m/s) a mlátiacej medzere 23/15 a 25/18 mm. Namerané hodnoty poškodenia semien fazule v % sú uvedené v tab. I.

Priebeh poškodenia semien fazule pre jednotlivé odrody je na obr. 2. Závislosť poškodenia semien na obvodovej rýchlosti sme vyjadrili empirickým vzťahom :

$$p = a + bx \quad (\%)$$

Štatistické hodnoty experimentálnych závislostí sú uvedené v tab. II. Z nameraných a štatisticky vyhodnotených hodnôt vyplýva, že so stúpajúcou obvodovou rýchlosťou mlátiaceho bubna (7,85 - 11,77 m/s) poškodzovanie semien fazule narastá. Podobný je tiež rozdiel v poškodení podľa jednotlivých odrôd a v závislosti na veľkosti zvolenej pracovnej medzery medzi bubnom a košom.

Ak porovnávame vplyv obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna na poškodenie semien fazule, zistíme, že poškodenie sa pohybuje v rozmedzí 17,3 až 44,3 %. V rámci zvolených pracovných medzier sa javí výhodnejšie pracovná medzera 25/18 mm, kedy je poškodenie semien 17,4 až 44,3 %. Práve pri tomto porovnaní sa prejavuje nevýhodnosť vyšších obvodových rýchlostí mlátiaceho bubna, kde už pri obvodovej rýchlosti okolo 10 m/s sa poškodenie pohybuje v hodnotách okolo 20 %.



I. Poškodenie semien fazule (%) pre odrody Gesta, Ultima, Helia – Damage to bean seeds (%) for cultivars Gesta, Ultima, Helia

| Obvodová rýchlosť<br>mláťacieho bubna <sup>1</sup><br>(m/s) | Mláčacia medzera <sup>2</sup> |       |       |         |       |       |
|-------------------------------------------------------------|-------------------------------|-------|-------|---------|-------|-------|
|                                                             | 23/15 mm                      |       |       | 25/18mm |       |       |
|                                                             | Ultima                        | Gesta | Helia | Ultima  | Gesta | Helia |
| 7,85                                                        | 17,4                          | 18,2  | 28,2  | 17,3    | 22,1  | 24,4  |
| 8,63                                                        | 19,2                          | 22,2  | 32,4  | 20,3    | 19,9  | 24,7  |
| 9,42                                                        | 22,9                          | 23,2  | 36,1  | 23,2    | 21,5  | 24,8  |
| 10,20                                                       | 25,7                          | 25,2  | 38,2  | 23,2    | 22,1  | 26,1  |
| 10,99                                                       | 25,4                          | 32,2  | 41,8  | 24,1    | 22,7  | 28,3  |
| 11,77                                                       | 37,1                          | 35,9  | 44,3  | 28,5    | 23,7  | 32,6  |

<sup>1</sup>peripheral velocity of threshing drum, <sup>2</sup>threshing gap

II. Štatistické hodnoty experimentálnych závislostí – Statistical values of experimental dependences

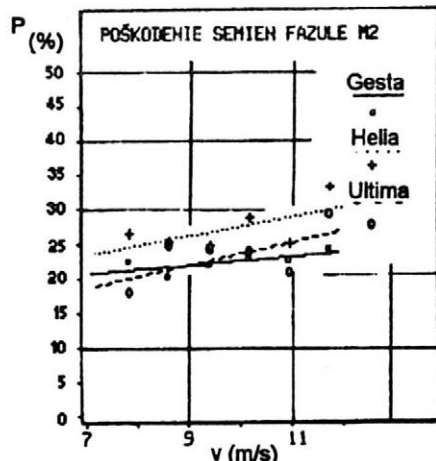
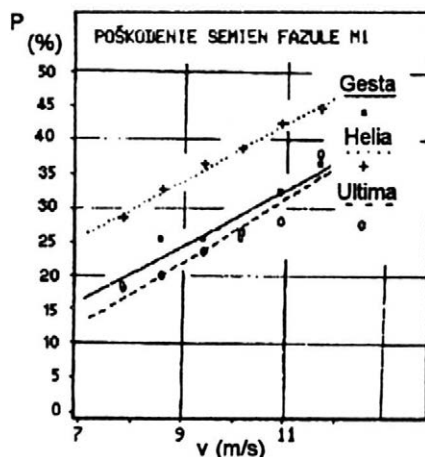
| Mláčacia<br>medzera <sup>1</sup> | Odrody <sup>2</sup> | Koeficienty <sup>3</sup> |          |                      |
|----------------------------------|---------------------|--------------------------|----------|----------------------|
|                                  |                     | <i>a</i>                 | <i>b</i> | <i>v<sub>k</sub></i> |
| M1 23/15 mm                      | Ultima              | -20,10                   | 4,58     | 0,95                 |
|                                  | Gesta               | -12,13                   | 3,98     | 0,94                 |
|                                  | Helia               | -2,26                    | 3,98     | 0,99                 |
| M2 25/18 mm                      | Ultima              | 7,19                     | 1,58     | 0,61                 |
|                                  | Gesta               | 16,35                    | 0,57     | 0,66                 |
|                                  | Helia               | 13,93                    | 1,31     | 0,60                 |

<sup>1</sup>threshing gap, <sup>2</sup>cultivars, <sup>3</sup>coefficients

Pri zhodnotení zvolených odrôd Gesta, Helia, Ultima môžeme konštatovať, že poškodenie semien fazule je rozdielne. Zo zvolených odrôd je najodolnejšia Ultima, pri ktorej je poškodenie 17,3 až 28,5 %, naproti tomu odroda Helia vykazuje poškodenie vo zvolenom porovnateľnom rozsahu kinematických parametrov 24,4 až 36,2 %.

Separčná schopnosť prepadu zrna otvormi mláťacieho koša

Porovnanie výsledkov poškodzovania semien fazule a ich separácie pod mláťacím košom je možné do určitej miery považovať za kritéria kvality výmlatu, prípadne hodnotenie konštrukčného riešenia mláťacieho mechanizmu. Namerané hodnoty separácie zrna pod košom (%) sú uvedené v tab. III.



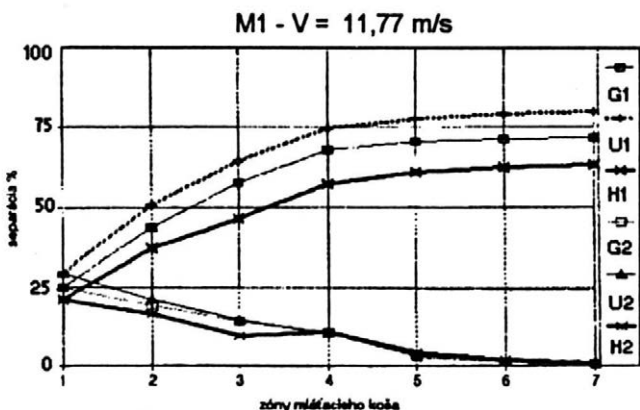
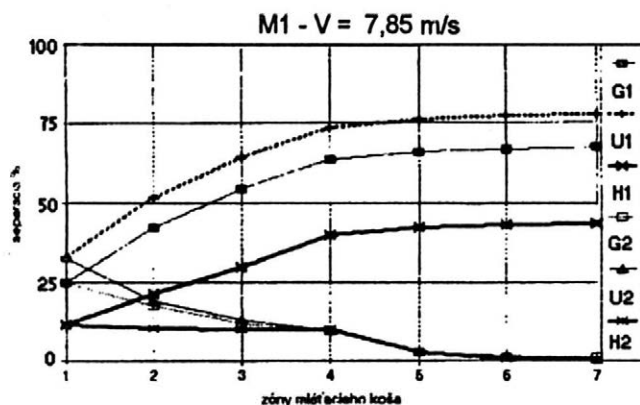
2. Poškodenie semien fazule (%) v závislosti na obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna (m/s) – Damage to bean seeds (%) in dependence on peripheral velocity of threshing drum (m/s)  
M - mlátiaca medzera – threshing gap

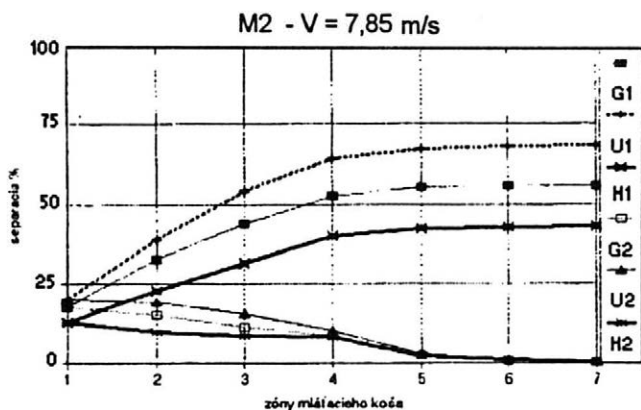
3. Podkošová separácia zrna fazule (%) v závislosti na dĺžke koša a v jednotlivých miestach odberu (1 - 7) pre mlátiacu medzeru M1 - 25/13 mm – Under-basket separation of bean grain (%) in dependence on basket length and in different points of sampling (1 - 7) for threshing gap M1 - 25/13 mm

G, U, H - odrody (Gesta, Ultima, Helia) – cultivars (Gesta, Ultima, Helia)

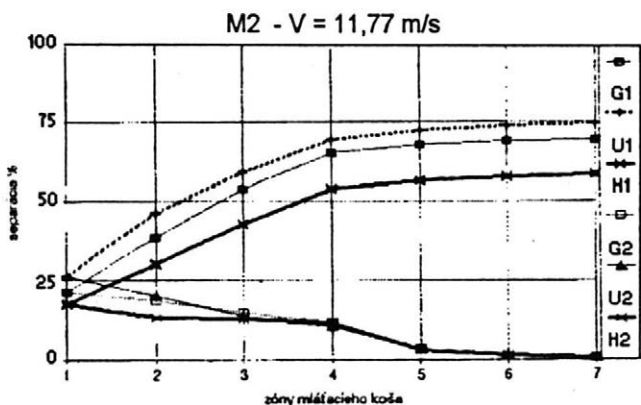
1 - celková separácia – total separation

2 - separácia v jednotlivých zónach prepadu – separation in different zones of minus mesh





4. Podkošová separácia zrna fazule (%) v závislosti na dĺžke koša a v jednotlivých miestach odberu (1 - 7) pre mlátiacu medzeru M2 - 28/15 mm – Under-basket separation of bean grain (%) in dependence on basket length and in different points of sampling (1 - 7) for threshing gap M2 - 28/15 mm



Na obr. 3 a 4 je znázornený priebeh separácie zrna pod košom v závislosti na zmene obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna 7,85 až 11,77 m/s a mlátiacej medzery M1 (23/15 mm), M2 (25/18 mm). Z nameraných hodnôt vyplýva, že separačná schopnosť mlátiaceho mechanizmu s dĺžkou koša narastá a prepád v jednotlivých zónach pod košom klesá. Od štvrtej zóny prepád zrna pod košom je pre jednotlivé odrody zhodný.

Najvyššiu separačnú schopnosť vykazuje odroda Ultima (79,9 %) a najnižšiu odroda Helia (43,2 %). Táto skutočnosť má veľký význam z pohľadu zaťažovania vytriasadiel a jej následnej separácii na tomto pracovnom mechanizme, čo môže spôsobovať zvýšenie poškodzovania semien. Z hľadiska priebehu separácie je dôležité, aby v prvých zónach mlátiaceho koša prepadlo čo najviac zrna. Z nameraných a vyhodnotených závislostí separácie semien fazule cez otvory mlátiaceho koša vyplýva, že najintenzívnejšia separácia v prvých zónach koša je pri odrode Ultima, kde prepadlo 52,2 % pri medzere M1 a obvodovej rýchlosti 7,85 až 11,77 m/s.

Pri mlátiacej medzere 25/13 mm sa separácia zvyšuje pri jednotlivých odrodách v závislosti na obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna (7,85 - 11,77 m/s) od 2,2 do

### III. Separácia zrna pod mlátiacím košom ( %) – Grain separation under threshing basket (%)

| <sup>1</sup><br>Odroda | Mlátiacia<br>medzera <sup>2</sup><br>(mm) | Obvodová<br>rýchlosť <sup>3</sup><br>(m/s) | Separácia zrna po dĺžke koša <sup>4</sup> (%) |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------|-----------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|                        |                                           |                                            | zóna <sup>5</sup>                             | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| Helia                  | 23/15<br>(M1)                             | 7,85                                       | A                                             | 11,1 | 10,1 | 9,8  | 9,6  | 2,5  | 0,9  | 0,2  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 11,1 | 21,2 | 31,0 | 40,6 | 42,1 | 43,0 | 43,2 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 20,7 | 16,3 | 10,5 | 9,4  | 4,1  | 1,6  | 0,6  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 20,7 | 37,0 | 47,5 | 56,9 | 61,0 | 62,6 | 62,8 |
|                        | 25/18<br>(M2)                             | 7,85                                       | A                                             | 12,8 | 9,7  | 9,0  | 8,2  | 2,1  | 0,7  | 0,2  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 12,8 | 22,5 | 31,5 | 39,7 | 41,8 | 42,5 | 42,7 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 17,1 | 12,8 | 12,4 | 11,1 | 3,0  | 1,2  | 0,6  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 17,1 | 29,9 | 42,3 | 53,4 | 56,4 | 57,6 | 58,2 |
| Ultima                 | 23/15<br>(M1)                             | 7,85                                       | A                                             | 32,8 | 18,8 | 12,8 | 9,2  | 2,5  | 1,2  | 0,4  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 32,8 | 51,6 | 64,4 | 73,6 | 76,1 | 77,3 | 77,7 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 29,3 | 21,0 | 14,2 | 10,2 | 3,2  | 1,4  | 0,7  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 29,3 | 50,3 | 64,5 | 74,6 | 77,8 | 79,2 | 79,9 |
|                        | 25/18<br>(M2)                             | 7,85                                       | A                                             | 19,6 | 19,0 | 15,5 | 10,3 | 3,0  | 0,8  | 0,4  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 19,6 | 38,6 | 54,1 | 64,4 | 67,4 | 68,2 | 68,4 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 25,8 | 20,0 | 13,2 | 10,3 | 3,3  | 1,6  | 0,6  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 25,8 | 45,8 | 59,0 | 69,3 | 72,6 | 74,2 | 74,8 |
| Gesta                  | 25/13<br>(M1)                             | 7,85                                       | A                                             | 24,8 | 17,2 | 11,7 | 9,3  | 2,4  | 0,8  | 0,7  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 24,8 | 42,0 | 54,2 | 63,5 | 65,9 | 66,7 | 67,4 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 24,8 | 18,7 | 13,9 | 10,5 | 2,5  | 0,9  | 0,4  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 24,8 | 43,5 | 57,4 | 67,9 | 70,4 | 71,3 | 71,7 |
|                        | 25/18<br>(M2)                             | 7,85                                       | A                                             | 17,2 | 15,1 | 11,1 | 8,9  | 2,5  | 0,5  | 0,2  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 17,2 | 32,3 | 43,4 | 52,3 | 54,8 | 55,3 | 55,5 |
|                        |                                           | 11,77                                      | A                                             | 20,7 | 18,4 | 14,5 | 11,3 | 3,1  | 0,8  | 0,5  |
|                        |                                           |                                            | B                                             | 20,7 | 38,1 | 53,6 | 64,9 | 68,0 | 68,8 | 69,3 |

<sup>1</sup>cultivar, <sup>2</sup>threshing gap, <sup>3</sup>peripheral velocity, <sup>4</sup>grain separation along the length of basket, <sup>5</sup>zone

A - separácia v jednotlivých zónach – separation in different zones

B - celková separácia – total separation

7,9 % a pri medzere 25/18 mm v rozmedzí 6,6 až 15,5 %. So zväčšením pracovnej medzery separácia pri všetkých odrodách klesla, a to pri obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna 7,85 m/s od 11,9 do 17 % a pri obvodovej rýchlosti 11,77 m/s od 2,4 do 5,2 %.

## ZÁVER

Konštrukčné prevedenie pracovných mechanizmov zberových strojov a vlastnosti zberaného produktu v značnej miere ovplyvňujú celkovú kvalitu zberaného produktu. Z tohoto pohľadu je potrebné zosúladiť kinematické parametre pracovných mechanizmov s biologickými vlastnosťami zberaných plodín.

Z experimentálne nameraných hodnôt na modeli mláťacieho mechanizmu obilného kombajnu pri zbere fazule vyplýva, že :

- so zvyšujúcou sa obvodovou rýchlosťou mláťacieho mechanizmu (7,85 - 11,77 m/s) poškodenie semien fazule narastá (17,3 až 44,3 %);
- pri posudzovaní poškodenia z hľadiska mláťacích medzier je výhodnejšia pracovná medzera 25/18 mm, pri ktorej je poškodenie semien v rozmedzí 17,3 až 32,6 %, ako medzera 25/13 mm, pri ktorej je poškodenie 17,4 - 44,3 %;
- z hľadiska poškodenia semien fazuli pri výmlatu je pri zvolených kinematických parametroch najodolnejšia odroda Ultima;
- keď porovnávame separáciu zrna fazule pod košom z pohľadu obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna (7,85 - 11,77 m/s), môžeme konštatovať, že separácia narastá o 2,2 až 20 %;
- so zväčšovaním mláťacej medzery z 25/15 na 28/15 mm separácia pod košom klesá (od 0,5 do 11,9 %).
- pri porovnávaní podkošovej separácie jednotlivých odrôd môžeme konštatovať, že vo zvolenom kinematickom režime mláťacieho mechanizmu vykazuje najvyššiu separáciu odroda Ultima (68,4 - 79,9 %) a najnižšiu odroda Helia (43,2 - 58,2 %);
- na základe experimentálnych meraní na modeli mláťacieho mechanizmu obilného kombajnu je možné povedať, že neupravený mláťací mechanizmus nie je vhodný pre výmlat fazule, a preto je potrebné hľadať také riešenie pracovného mechanizmu pre výmlat fazule, ktoré zabezpečí poškodenie semien do 5 %, prípadne je potrebné hľadať cesty pre zníženie poškodenia používaním iných konštrukčných materiálov, ako je oceľ.

## Literatúra

BAJKIN, A.: Mechanizovana žetva semenske boranje. In: Zbor. Rad. XII. savetovanje stručnjaka poljoprivredne tehnike Vojvodine, Trogir, 1985.

BLAGOJEVIĆ, M. - RADOJČIĆ, I.: Tehničko-tehnološko rešenje uređaja za pasulj. In: Sbor. Rad. X. savetovanje stručnjaka poljoprivredne tehnike Vojvodine, Cavtat, 1983.

JECH, J. et al.: Vlastnosti strukovín z hľadiska zberu. [Výskumná správa.] Nitra, VŠP 1985.

PONIČAN, J.: Uticaj kinematskih parametara vršalice žitnog kombajna E-512 na kvalitet rada pri žetvi semenskog graška. In: Sbor. Rad. V. Internacionalni simpozijum, Arandelovac, 1985.

PONIČAN, J. - PILLAR, J.: Skúmanie technologickej a energetickej efektívnosti výmlatu osivovej fazule. In: Zbor. Vys. Šk. poľnohosp. Nitra, 1991.

PONIČAN, J.: Vplyv úderu rotujúceho ramena na poškodenie semien fazule. Zeměd. Techn., 38, 1992, s. 29-36.

Došlo 20. 5. 1993

PONIČAN, J. - PAULEN, J. (University of Agriculture, Nitra):

**The effect of kinematic and construction parameters of threshing mechanism of harvester-thresher on the bean threshing.**

Zeměd. Techn. 39, 1993 (4): 253-261.

A mutual relationship of kinematic and construction parameters affects, to a large extent, the quality of bean threshing.

The study deals with the effect of peripheral velocity of threshing drum (7.85 - 11.77 m/s) and the size of threshing gap (25/13; 28/15 mm) on the damage to bean seeds (%) and below-basket separation (%). The measurement was carried out on the model of threshing mechanism (Fig. 1) in laboratory conditions. The cultivars Gesta, Ultima and Helia were used for the measurement at a constant moisture 13.2 - 13.8 %.

The dependence of damage to bean seeds for different cultivars on the peripheral velocity of threshing drum is presented in Fig. 2. It follows from the measured and assessed values that the damage is rising with growing peripheral velocity ranging from 17.23 to 44.3 %. Comparing the working gaps it can be said that the lowest damage (17.3 - 32.6 %) was recorded at the threshing gap 28/15 mm than at the gap 25/13 mm (17.4 - 44.3 %).

Separation capacity of the threshing basket is given in Figs. 3 and 4 and in Tab. III. It follows from the measured and assessed values that with a length of basket the separation capacity is growing and minus mesh of grain under the basket in falling in different areas of minus mesh. The highest separation capacity exhibits the Ultima cultivar (79.9 %) and the lowest one with the Helia cultivar (43.2 %). With growing peripheral velocity of threshing drum (7.85 - 11.77 m/s) separation capacity of the basket is rising and with enlarging of the working gap (25/13 - 28/15 mm) it is falling.

From the standpoint of suitability of threshing of various cultivars it can be said that the Ultima cultivar than the cultivars Gesta and Helia.

It follows from the measured and assessed values at the bean threshing that the threshing mechanism of grain combine is not suitable for bean threshing for the reason of great damage to seeds.

bean; threshing drum; threshing basket; damage to seeds; separation

---

*Kontaktná adresa:*

Doc. ing. Juraj P o n i č a n , CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Tr. A. Hlinku 2, 949 01 Nitra

---

pro Vás v letošním roce připravil novou publikaci,  
která by neměla chybět ve Vaší odborné knihovně:

## **ČESKO-NĚMECKÝ A NĚMECKO-ČESKÝ SLOVNÍK PRO ZEMĚDĚLCE**

Slovník obsahuje nejdůležitější a nejfrekventovanější zemědělské výrazy v německém jazyce.

Je sestaven na základě odborné analýzy frekvence německých zemědělských termínů v odborném i populárním německém tisku a s výrazy používanými v německém zemědělství.

Usnadní Vám četbu odborných časopisů a knih a umožní Vám dále se vzdělávat a dorozumět se.

Slovník uvádí v první řadě stěžejní termíny, jejichž znalost je nutná pro pochopení dalších kombinací. Jsou zde zahrnuty takové německé výrazy, které se ve velkých slovnících marně hledají.

Slovník je doplněn o volně vloženou přílohu, obsahující základní termíny z kalendáře, měr, hmotností, frází pro styk s úřady, domluvu na poště, na nádraží, při silničním provozu aj.

Cena slovníku je 50,- Kč.

Objednávky posílejte na adresu:

Ústav zemědělských a potravinářských informací  
pí Hrnčířová  
Slezská 7  
120 56 Praha 2



# TEORETICKÝ ROZBOR KVALITY PRÁCE STROJŮ PRO ZPRACOVÁNÍ PŮDY TYPU DINA-DRIVE

R. Rybář, J. Třináctý

*Vysoká škola zemědělská, Brno*

V článku je studována kvalita práce stroje pro rotační zpracování půdy typu Dina-Drive. Jako kritérium hodnocení kvality práce bylo bráno plošné krytí prvního a zvláště pak druhého rotoru na základě výpočtu trajektorie koncových bodů hřebů obou rotorů. Srovnání je provedeno na dvou typech strojů tuzemské výroby (STS Mimoň), lišících se na první pohled bezvýznamnými konstrukčními odlišnostmi, ale s výrazným dopadem na kvalitu práce. Metoda je použitelná pro optimalizaci řešení dané funkční skupiny.

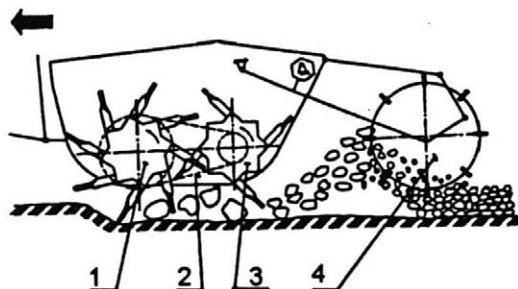
rotační zpracování půdy; Dina-Drive; cykloida; plošné krytí

Stroj typu Dina-Drive, který je určen pro mělké rotační zpracování a zapravení organické hmoty do půdy do maximální hloubky asi 15 cm, byl vyvinut ve spolupráci Národního institutu zemědělského inženýrství NIAE v Silsou s výrobním podnikem Bomford a Evershed (L i s t , 1989). Konstrukční jednoduchost tohoto řešení, odrážející se i v ceně tohoto stroje, dobré výsledky při zapracování i většího množství organické hmoty do půdy při šetrném působení na půdní strukturu a značná výkonnost (pracovní rychlost 10 až 17 km.h<sup>-1</sup>) vedly k rozšíření těchto strojů v západní Evropě. Na tuto skutečnost reagoval i tuzemský výrobce STS Mimoň, jehož stroje tohoto typu lze podle konstrukčních parametrů ovlivňujících funkci rozdělit do dvou skupin. Cílem této práce je řešit obecně kinematiku takto pracujících funkčních skupin a na konkrétních strojích provést srovnání jejich funkce.

## MATERIÁL A METODA.

Funkční skupinu těchto strojů tvoří dva příčně uložené rotory, které jsou spojeny přesným řetězovým převodem. Na obou rotorech jsou ve spirále upevněny pracovní hřeby, čímž se dosahuje trvalého kontaktu se zpracovávanou půdou. Hřeby na rotorech jsou osazeny tak, že u obou rotorů do sebe vzájemně zapadají, čímž je zajištěno pokrytí plochy v příčném směru a navíc je zajištěn samočistící účinek těchto rotorů při práci v přilnavé půdě. První rotor se otáčí působením vnější síly vyvozené záběrem hřebů do půdy, a proto se otáčí ve stejném smyslu jako pojezdová kola traktoru. Druhý rotor vzhledem k přesnému řetězovému převodu, kterým je vázán s prvním rotorem, má stejný smysl otáčení, ale jeho počet otáček je vyšší o hodnotu převodového poměru (L i s t , 1989; A n o n y m , 1990; A n o n y m , 1991; Návod k obsluze strojů ROTOMAT...; Technický výkres základní sestavy

stroje ROTOMAT...). Za druhým rotorem bývá zpravidla ještě umístěn prutový válec, který urovnává povrch pozemku. Uspořádání jednotlivých prvků stroje a princip jeho činnosti je zřejmý z obr. 1.



1. Základní schéma stroje typu Dina-Drive  
– Basic scheme of machine, type Dina-Drive  
1 - první (tzv. hnací) rotor, 2 - řetězový  
převod, 3 - druhý rotor, 4 - prutový válec; 1 -  
first (so-called driving) rotor; 2 - chain gear,  
3 - second rotor, 4 - bar cylinder

Výroba strojů pracujících na tomto principu je v ČR zajišťována STS Mimoň, a to v typech PB2-104, PB2-122 a PB2-113. Tato práce se zabývá teoretickým rozбором činnosti strojů typu PB2-113, PB2-122 a PB2-104.

Základní technické údaje strojů, které byly použity pro teoretický rozbor:

#### Typ stroje PB2-113 a PB2-122

|                                                      |        |
|------------------------------------------------------|--------|
| Průměr prvního rotoru                                | 760 mm |
| Průměr druhého rotoru                                | 600 mm |
| Osová vzdálenost rotorů                              | 460 mm |
| Převýšení osy prvního rotoru vůči ose druhého rotoru | 80 mm  |
| Počet zubů prvního rotoru                            | 8 ks   |
| Počet zubů druhého rotoru                            | 4 ks   |
| Převodový poměr stroje                               | 2,92   |
| Pracovní záběr stroje PB2-113                        | 3 m    |
| Pracovní záběr stroje PB2-122                        | 2 m    |

#### Typ stroje PB2-104

|                                 |        |
|---------------------------------|--------|
| Průměr prvního i druhého rotoru | 740 mm |
| Počet zubů prvního rotoru       | 8 ks   |
| Počet zubů druhého rotoru       | 4 ks   |
| Převodový poměr stroje          | 3,00   |
| Pracovní záběr stroje PB2-104   | 4 m    |

Cílem tohoto teoretického rozboru je zjistit kvalitu práce strojů PB2-113, PB2-122 a PB2-104 na základě výše uvedených zadávacích podmínek. Za jedno z měřítek kvality práce lze v tomto případě považovat maximální pokrytí zpracovávané plochy hřebíky rotorů při požadované hloubce a předpokládané hodnotě smýkání prvního rotoru. Hodnota smýkání, která je matematicky dána poměrem obvodové rychlosti prvního rotoru a pojezdové rychlosti traktoru ( $\beta = v_o / v_p$ ), bude mít značný vliv na kvalitu práce především druhého rotoru. Tímto rozбором je řešena kvalita práce

stroje v podélném směru, protože v příčném směru není kvalita práce ovlivňována hodnotou  $\beta$  a při stávajícím konstrukčním řešení je odpovídající kvality dosaženo již při pracovní hloubce 25 mm, a to bez ohledu na hodnotu  $\beta$  (F r i e d m a n , 1989).

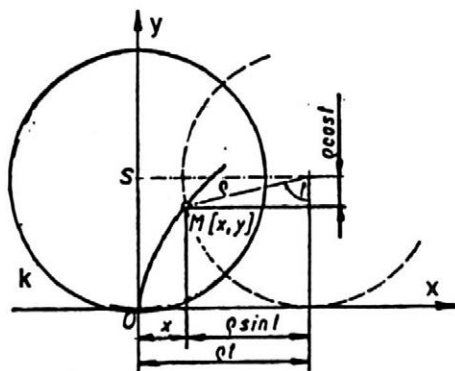
Metoda řešení spočívá ve výpočtu trajektorie koncového bodu hřebu prvního a druhého rotoru při hloubkách zpracování 0 až 150 mm (s odstupňováním po 10 mm), a hodnotách smýkání 0 až 30 %, t.j. při hodnotě  $\beta = 1,0$  až 0,7.

Protože základním pohybem v podélném směru je pohyb kružnice po přímce, je trajektorie koncových bodů obou rotorů cykloida, a to cykloida ve všech třech svých podobách.

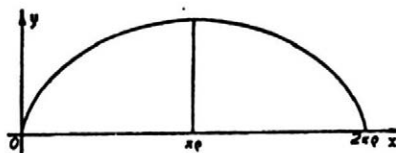
Z definice, kterou uvádějí J i r á s e k et al. (1987), vyplývá, že prostá, resp. zkrácená, resp. prodloužená cykloida je trajektorie bodu M pevně spojeného s kružnicí  $k$  s poloměrem  $\rho$ , která se kotálí po ose  $x$  kartézské soustavy souřadnic, přičemž vytvářející bod  $M \neq S$  leží na kružnici  $k$ , resp. ve vnější oblasti kružnice  $k$  a vzdálenost  $d$  bodu M od středu kružnice  $k$  je tedy  $d = \rho$ , resp.  $0 < d < \rho$ , resp.  $d > \rho$ .

Výpočet souřadnic cykloid prvního a druhého rotoru byl proveden na počítači, a to na základě parametrických rovnic (J i r á s e k et al., 1987) prosté cykloidy

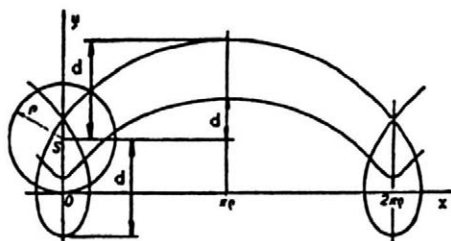
## 2. Základní parametry cykloidy – Basic parameters of cycloid



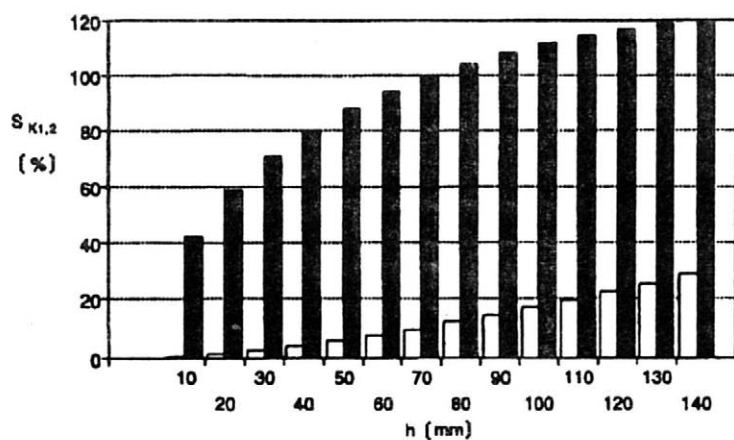
## 3. Prostá cykloida – Simple cycloid



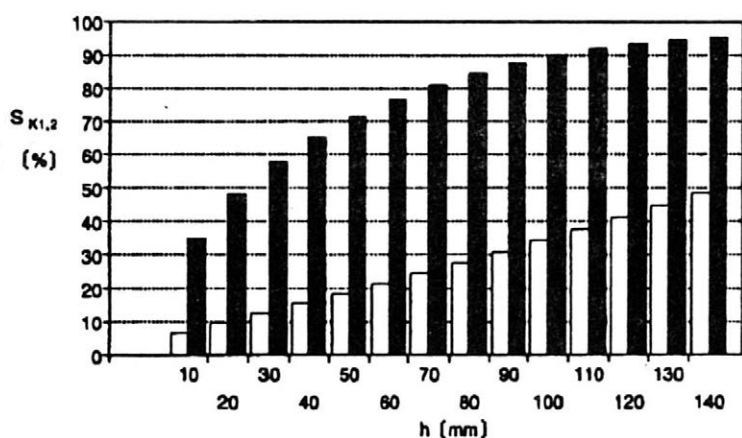
## 4. Zkrácená a prodloužená cykloida – Shortened and extended cycloids



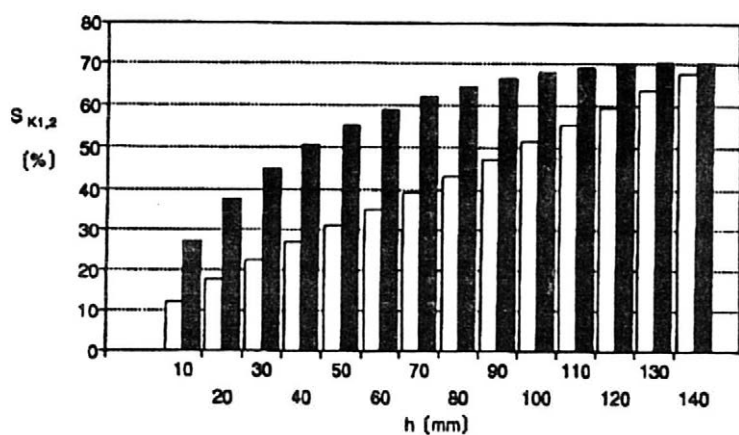
5a

 $\beta = 1$  $l = 2.92$ 

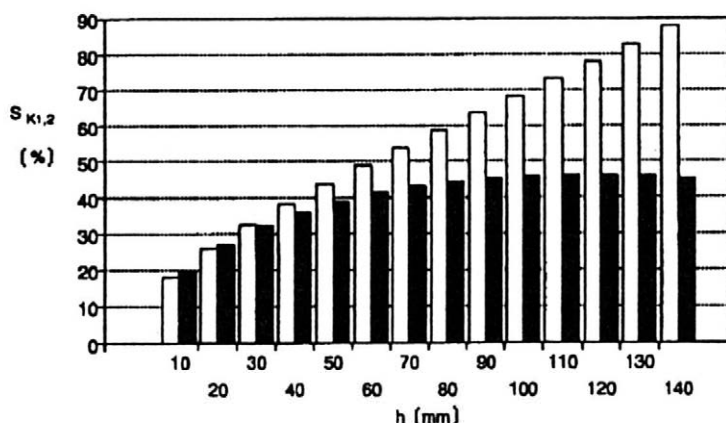
5 b

 $\beta = 0.9$  $l = 2.92$ 

5 c

 $\beta = 0.8$  $l = 2.92$ 

5 d

 $\beta = 0.7$   $l = 2.92$ 

5. Hodnoty plošného krytí prvním a druhým rotorem strojů PB2-113 a PB2-122 – Values of areal covering by the first and second rotors of machines PB2-113 and PB2-122

□ - první rotor - the first rotor  
 ■ - druhý rotor - the second rotor

( $d = \rho$ ) (obr. 2 a 3), zkrácené cykloidy ( $0 < d < \rho$ ) a prodloužené cykloidy ( $d > \rho$ ) (obr. 4.), které jsou :

$$X = \rho \cdot t - d \cdot \sin t$$

$$Y = \rho - d \cdot \cos t$$

Na obr. 4 je zakreslena trajektorie prodloužené a zkrácené cykloidy, se stejnou dráhou  $s_n$  ujetou na jednu otáčku jako u prosté cykloidy (obr. 3). Toto zjednodušení, vhodné pro grafické vyjádření, neodpovídá skutečnosti, protože trajektorie prodloužené a zkrácené cykloidy (obr. 4) se nedotýkají osy x, která prakticky představuje základní rovinu. Ve skutečnosti se trajektorie koncových bodů dotýkají základní roviny, ale v podstatě dochází ke změně dráhy ujeté na jednu otáčku  $s_n$ .

Dráha ujetá na jednu otáčku se vypočítá ze vztahu :

$$s_n = 2 \cdot \pi \cdot d$$

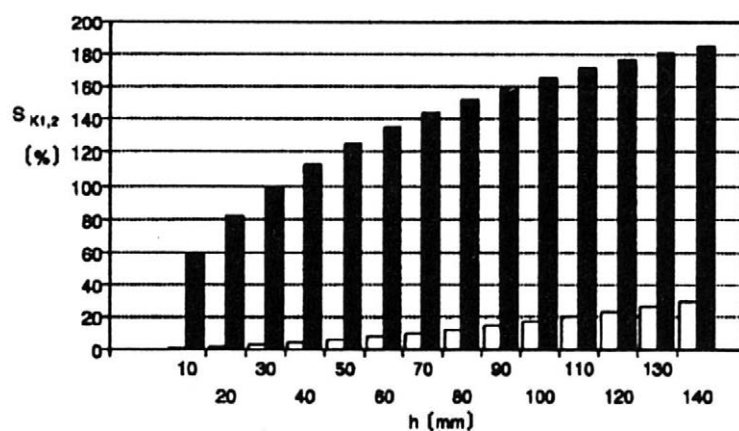
Protože:

$$d = \frac{v_p}{v_o} \cdot \rho = \frac{\rho}{\beta},$$

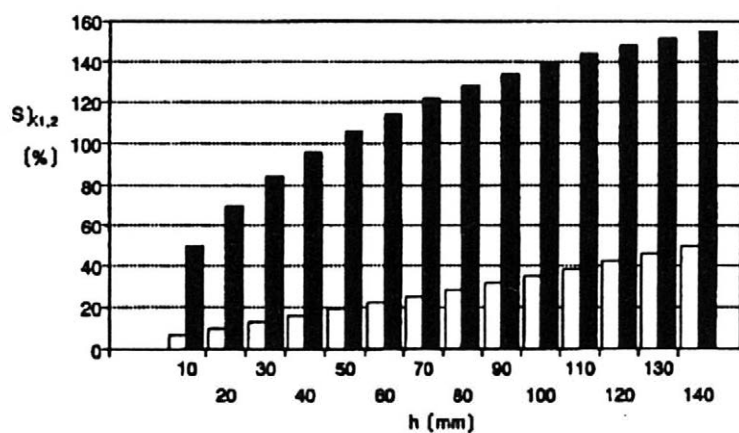
bude:

$$s_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot v_p}{v_o} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho}{\beta}$$

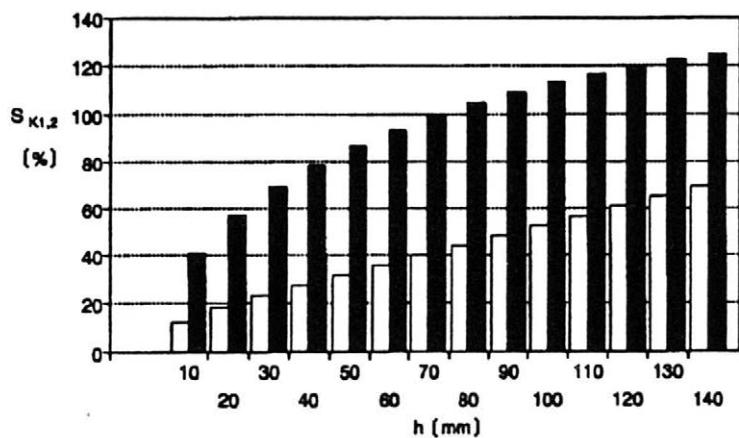
6 a

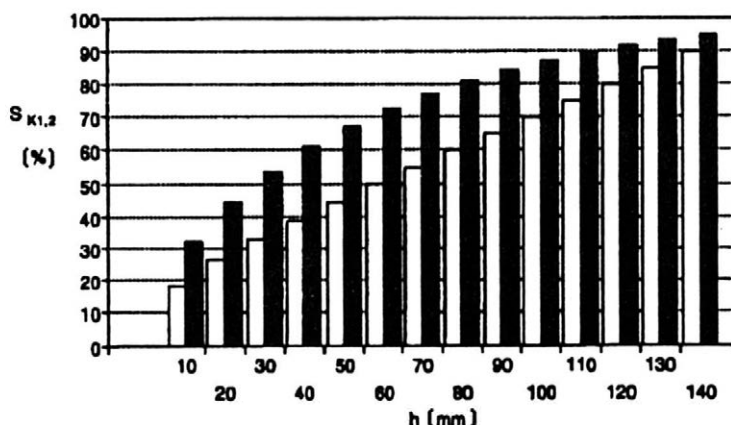
 $\beta = 1$  $l = 3.00$ 

6 b

 $\beta = 0.9$  $l = 3.00$ 

6 c

 $\beta = 0.8$  $l = 3.00$ 



6. Hodnoty plošného krytí prvním a druhým rotorem stroje PB2-104 – Values of areal covering by the first and second rotors of machine PB2-104

- - první rotor - the first rotor  
 ■ - druhý rotor - the second rotor

Uvedené vztahy vycházejí z předpokladu, že oba pohyby (rotační pohyb a pohyb do záběru) jsou rovnoměrné a koncové body hřebů opisují cykloidu. Potom pro výše uvedený výpočet vycházíme ze základního vztahu :

$$\frac{v_o}{v_p} = \beta = \frac{\rho \cdot \omega}{d \cdot \omega} = \frac{\rho}{d}$$

- kde:  $v_p$  - pojezdová rychlost stroje  
 $v_o$  - obvodová rychlost rotoru  
 $\rho$  - poloměr rotoru  
 $d$  - poloměr valení  
 $\omega$  - úhlová rychlost rotoru

Výpočtem získané souřadnice cykloid prvního a druhého rotoru (tab. I) je možné použít pro vykreslení trajektorií koncových bodů obou rotorů a na jejich základě hodnotit plošné krytí ve stanovených horizontálních rovinách zpracovávaného půdního profilu. Souřadnice Y při tomto řešení představuje stanovenou horizontální rovinu resp. hloubku zpracování, ve které je hodnoceno plošné krytí. Souřadnice X vyjadřuje poloviční dráhu zpracovávanou jedním hřebem v dané hloubce (souřadnice Y) při předpokládané hodnotě  $\beta$ , která je uvedena v záhlaví tabulky. Souřadnice  $X_1$  znázorňuje průběh cykloidy prvního rotoru, souřadnice  $X_2$  je souřadnicí druhého rotoru, kde eventuálně se vyskytující záporné znaménko znamená, že jde o cykloidu zkrácenou. V záhlaví tabulky jsou uvedeny vypočítané hodnoty, které jsou nutné pro grafické znázornění.

Tato metoda řešení je dostatečně přesná, ale málo názorná. Proto jsme pro odstranění těchto nevýhod použili metodu prokládání rovin rovnoběžných



## I. Souřadnice koncových bodů rotorů – Coordinate of end points of rotor fastenings

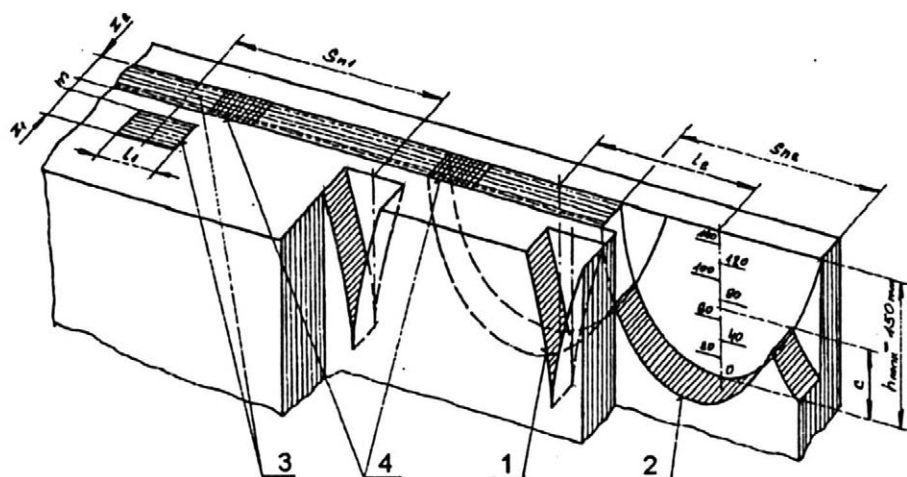
| Y (mm) | X <sub>1</sub> (mm) | X <sub>2</sub> (mm) |
|--------|---------------------|---------------------|
| 10     | 0,77                | - 43,12             |
| 20     | 2,18                | - 59,92             |
| 30     | 4,02                | - 72,07             |
| 40     | 6,22                | - 81,69             |
| 50     | 8,72                | - 89,61             |
| 60     | 11,52               | - 96,26             |
| 70     | 14,57               | - 101,89            |
| 80     | 17,88               | - 106,67            |
| 90     | 21,43               | - 110,73            |
| 100    | 25,21               | - 114,15            |
| 110    | 29,21               | - 117,00            |
| 120    | 33,44               | - 119,32            |
| 130    | 37,87               | - 121,17            |
| 140    | 42,52               | - 122,56            |

$\beta$  (předpokládaná hodnota - expected value) . . . . . 1  
 poloměr kružnice valení prvního rotoru - radius of circle of rolling of the first rotor . . 380,00 mm  
 poloměr kružnice valení druhého rotoru - radius of circle of rolling of the second rotor 130,14 mm  
 dráha na 1 otáčku 1. rotoru - track per 1 movement of the first rotor . . . . . 2387,61 mm  
 dráha na 1 otáčku 2. rotoru - track per 1 movement of the second rotor . . . . . 817,67 mm  
 vzdálenost os sousedních cykloid 1. rotoru - distance of axes of adjacent cycloids  
 of the first rotor . . . . . 298,45 mm  
 vzdálenost os sousedních cykloid 2. rotoru - distance of axes of adjacent cycloids  
 of the second rotor . . . . . 204,42 mm

s povrchem pozemku v rozmezí od 0 do 150 mm po 10 mm a procentickým vyjádřením zpracované plochy (přesněji plochy zasažené hřebíky rotoru) na jednu otáčku rotoru. V dalším textu je tato hodnota označována jako plošné krytí prvního  $S_{K1}$  a druhého  $S_{K2}$  rotoru (obr. 5 a 6). Matematicky je plošné krytí vyjádřeno poměrem absolutní hodnoty dvojnásobku hodnoty souřadnice  $X_1$  respektive  $X_2$  a hodnoty dráhy ujeté na jednu otáčku příslušného rotoru, tj.  $s_{n1}$  nebo  $s_{n2}$ .

$$S_{K1} = \frac{l_1}{s_{n1}} \cdot 100 (\%); \quad S_{K2} = \frac{l_2}{s_{n2}} \cdot 100 (\%)$$

kde:  $l_1 = (2X_1)$   
 $l_2 = (2X_2)$



7. Teoretické stopy hřebů prvního a druhého rotoru v půdě – Theoretical traces of fasteners of the first and second rotors in soil

1 - trajektorie koncového bodu hřebu prvního rotoru, 2 - trajektorie koncového bodu hřebu druhého rotoru, 3 - plocha zasažená hřebem jednou, 4 - plocha zasažená hřebem dvakrát, pro níž je charakteristická hodnota  $S_K$  100 %,  $c$  - hřebenitost dna,  $h$  - pracovní hloubka,  $l_1$  - úsečka ohraničená trajektorií koncového bodu hřebu prvního rotoru na vstupu a výstupu z půdy v uvažované horizontální rovině,  $l_2$  - úsečka ohraničená trajektorií koncového bodu hřebu druhého rotoru na vstupu a výstupu z půdy v uvažované horizontální rovině,  $m$  - mezera mezi hřebi prvního a druhého rotoru;  $s_{n1}$  - dráha ujetá na jednu otáčku prvního rotoru;  $s_{n2}$  - dráha ujetá na jednu otáčku druhého rotoru,  $z_1$  - šířka hřebu prvního rotoru;  $z_2$  - šířka hřebu druhého rotoru

1 - trajectory of end point of fastener of the first rotor, 2 - trajectory of end point of the second rotor, 3 - area hit by fastener once, 4 - area hit by fastener twice for which is characteristic the value  $S_K$  100 %,  $c$  - ridge bottom,  $h$  - operating depth,  $l_1$  - line segment limited by trajectory of end point of fastener of the first rotor at entrance and exit from soil in horizontal level under consideration,  $l_2$  - line segment limited by trajectory of end point of fastener of the second rotor at entrance and exit from soil on horizontal level under consideration,  $m$  - gap between first and second rotor fasteners,  $s_{n1}$  - trajectory per 1 revolution of the first rotor,  $s_{n2}$  - trajectory run per 1 revolution of the second rotor,  $z_1$  - width of fastener of the first rotor,  $z_2$  - width of fastener of the second rotor

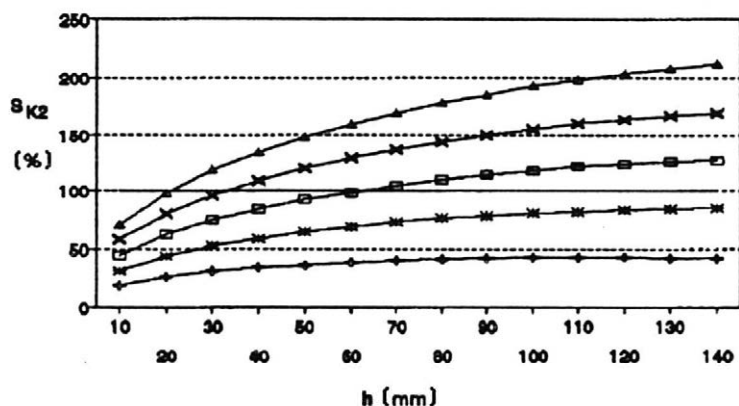
Působení hřebů prvního a druhého rotoru na půdu s vyloučením její deformace přibližuje obr. 7.

Pro vlastní řešení bylo použito programu Quattro Pro verze 4.0. Obr. 8 znázorňuje změnu hodnot plošného krytí druhého rotoru při hodnotách  $d_1 = 760$  mm a  $d_2 = 600$  mm (typ stroje PB2-113 a PB2-122) při uvažovaných převodových poměrech  $i = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5$  a  $4,0$ ; a hodnotách  $\beta = 1; 0,9; 0,8$ .

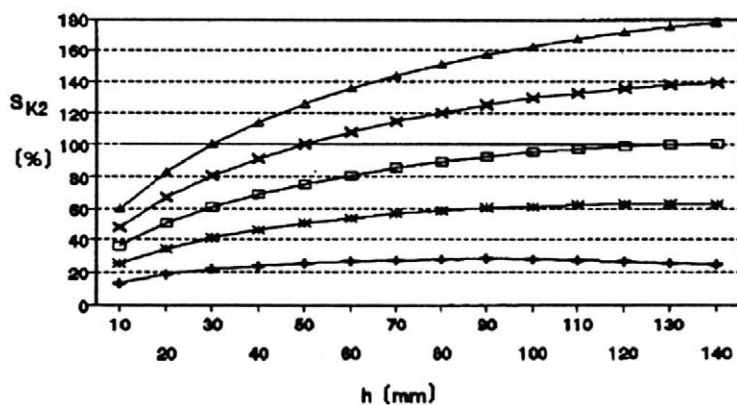
## VÝSLEDKY A DISKUSE

U prvního tzv. hnacího rotoru dochází vlivem půdních podmínek ke změně hodnoty  $\beta$  a tím i ke změně trajektorie koncového bodu hřebů z prosté cykloidy na cykloidu zkrácenou. Tato změna s sebou přináší větší plochu zasaženou jedním

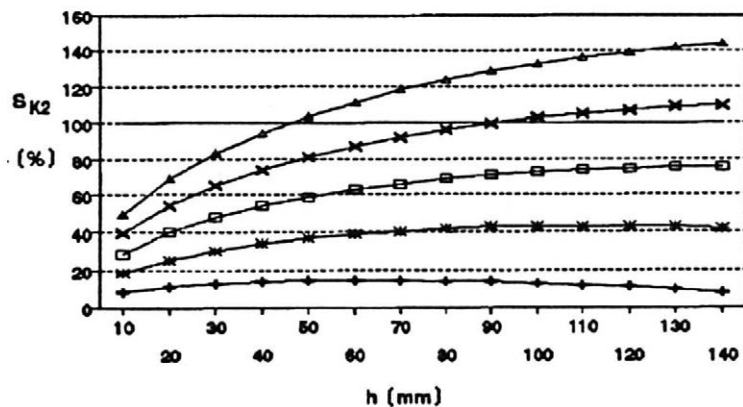
8 a

 $B=1$   $l=2.0-4.0$ 

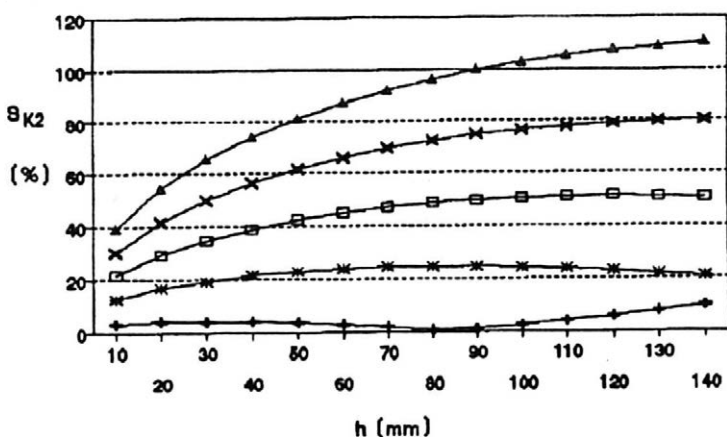
8 b

 $B=0.9$   $l=2.0-4.0$ 

8 c

 $B=0.8$   $l=2.0-4.0$ 

8 d

 $\beta = 0.7$   $i = 2.0 - 4.0$ 

8. Hodnoty plošného krytí druhým rotorem pro hodnoty skluzu uvedené u obr. 5 a 6 a hodnoty průměrů  $d_1$  a  $d_2$  pro hodnoty převodových poměrů  $i = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5$  a  $4,0$  – Values of areal covering by the second rotor for the slip values presented for Figs. 5 and 6 and the values of averages  $d_1$  and  $d_2$  for the values of gear ratios  $i = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5$  and  $4,0$

Převodový poměr - gear ratio: —◆—  $i = 2,0$ ; —\*—  $i = 2,5$ ; —□—  $i = 3,0$ ; —x—  $i = 3,5$ ; —▲—  $i = 4,0$

hřebem (větší tzv. plošné krytí), který však působí na půdu s velmi malou intenzitou. Zjednodušeně lze říct, že se zmenšující se hodnotou  $\beta$  se hřeb na obvodu rotoru svou činností přibližuje radličce kypřiče. Může docházet k nadměrnému mechanickému namáhání hřebů, které povede k výraznému snížení jejich životnosti.

U druhého rotoru se zmenšující se hodnotou  $\beta$  dochází postupně ke změně trajektorie koncového bodu hřebu ze zkrácené cykloidy na cykloidu prostou. Při uvažovaných (prakticky nepřipustných) extrémně nízkých hodnotách  $\beta$  se změní i trajektorie koncového bodu druhého rotoru na cykloidu prodlouženou. Již dosažení trajektorie prosté cykloidy u druhého rotoru je však z hlediska správné funkce tohoto stroje nepřipustné. Tyto změny jsou především závislé na parametrech  $d_1$ ,  $d_2$  a  $i$ .

U strojů typu PB2-113 a PB2-122 s hodnotami  $\beta = 1; 0,9; 0,8$  a  $0,7$  (obr. 5) je při hodnotě  $\beta = 1$  dosaženo  $S_{K2} = 100\%$  v horizontální rovině 70 mm (obr. 5a). Z dosud uváděných poznatků vyplývá, že hodnotám  $S_K = 100\%$  (obr. 5, 6 a 8) na ose y odpovídá příslušná hodnota na ose x, která je současně i hodnotou hřebenitosti  $c$  (obr. 7). S hodnotou  $\beta$  se hodnota plošného krytí výrazně snižuje a při  $\beta = 0,7$  již dosahuje u druhého rotoru  $S_{K2}$  maximálně jen 47 % (obr. 5d). Naopak většího plošného krytí dosahuje první rotor. Při takovémto pracovním režimu bude obvodová rychlost druhého rotoru velmi nízká a nebude již zaručen dostatečný míscí účinek (H o f f m a n, 1989).

U stroje typového označení PB2-104 je průběh plošného krytí výrazně příznivější (obr. 6) a ani při hodnotách  $\beta = 0,7$  nedochází v oblasti plošného krytí k záměně funkce rotorů (obr. 6d).

## ZÁVĚR

Při konstrukci těchto strojů je nutné vycházet z požadované hodnoty plošného krytí, a tedy i požadované intenzity zpracování půdy. Tohoto cíle je možné dosáhnout optimalizací dané úlohy, jejímž řešením se tato práce zabývala.

Ze srovnání podle volby konstrukčních parametrů dvou typů strojů jednoznačně vyplývá, že u obou typů lze dosáhnout stejné kvality práce:

1. zvětšením převodového poměru (obr. 8). V tomto případě se však vystavujeme nebezpečí zvýšení odporu prvního rotoru v důsledku použití tzv. těžšího převodu, a tím i zvýšení pravděpodobnosti zmenšení hodnoty  $\beta$ . Zvětšení převodového poměru u strojů PB2-113 a PB2-122 lze doporučit vzhledem k většímu průměru prvního rotoru do maximální hodnoty  $i = 3,2$ . I toto zvětšení převodového poměru by přispělo ke zlepšení činnosti těchto strojů (obr. 8).
2. vhodnou volbou průměru prvního rotoru a poměru průměrů obou rotorů.

Zatímco uváděné úvahy vychází z teoretického rozboru, prakticky bude hodnota plošného krytí vyšší, protože při působení hřebu na zeminu dochází k jejímu rozrušování ve smykových rovinách skloněných přibližně pod úhlem  $45^\circ$  k základní rovině. Praktickým důsledkem bude, že již při hodnotách teoretického plošného krytí  $S_{K1} = 80 \%$  bude dosahováno 100% plošného krytí.

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

FRIEDMAN, M.: Předběžné hodnocení kvality práce stroje ROTOMAT na podkladě kinematicko-geometrické studie. [Zpráva pro STS Mimoň.] Praha, 1989.

HOFFMAN, M.: Stoppelbearbeitung mit dem dopelzinkenrotor Dina-Drive. Landtechnik, 44, 1989, č.6, s. 232-233.

JIRÁSEK, F. - KRIEGELSTEIN, E. - TICHÝ, Z.: Sbírka řešených příkladů z matematiky. Praha, SNTL/ALFA 1987.

KŇÁKALA, Z.: Zpracování půdy rotačním nářadím. Mechaniz. Zeměd., 1991, č. 5. s. 207-208.

LIST, J.: Rotační kypřiče Dina-Drive. Mechaniz. Zeměd., 1989, č. 6, s. 45-47.

ANONYM: Rotační kypřič TERRIX. STS Hurbanovo. Mechaniz. Zeměd., 1990, č. 2, s. 79.

ANONYM: Rotační nářadí s horizontální osou Dina-Drive. Mechaniz. Zeměd., 1991, č. 6, s. 276.

Návody k obsluze strojů ROTOMAT typ PB2-104, PB2-113 a PB2-122. STS Mimoň.

Technický výkres základní sestavy stroje ROTOMAT typ PB2-113 a PB2-122. STS Mimoň.

Došlo 17. 9. 1993

RYBÁŘ, R. - TRINÁCTÝ, J. (University of Agriculture, Brno):

**Theoretical analysis of quality of machine operation for soil cultivation of the type Dina-Drive.**

Zeměd. Techn., 39, 1993 (4): 263-275.

Searching for new ways of soil cultivation, providing its optimal structure and reduction energy demandingness, is permanently in the centre of concern of agricultural research. Machinery of the type Dina-Drive, without any doubts, contributes to the solution of this problem.

A main aim of this contribution has been the accomplishment of theoretical analysis of the operation of the machine like this based on the solution of parametric equations - cycloid which circumscribe end points of fasteners of both the rotors. Intensity of action on soil is here expressed by the value of so-called areal covering expressed by the ratio of absolute value of double the value of coordinate  $X_1$  or  $X_2$ , resp. in considered horizontal level and the value of distance run away per rotor revolution. This value of areal covering is among other parameters, such as means  $d_1, d_2$  and gear speed ratio, affected by the value of chute of the first rotor.

An analysis has been carried out with concrete machines presented by the types PB2-113, PB2-122 and PB2-104. It is evident from the analysis of the values presented in Figs. 6 and 7 that even apparently slight differences in averages of the first and the second rotors will be reflected significantly in the field of labour quality expressed in this case by the value of areal covering.

rotary soil cultivation; Dina-Drive model; cycloid; working width

---

*Kontaktní adresa:*

Ing. Rudolf R y b á ř , CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

---

## INZERCE

Redakce časopisu nabízí tuzemským i zahraničním firmám možnost inzerce na stránkách časopisu ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA. Prostřednictvím inzerátů uveřejňovaných v našem časopise budou o Vašich výrobcích informováni pracovníci z výzkumu a provozu u nás i v zahraničí.

Bližší informace získáte na adrese:

Redakce časopisu ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA  
k rukám MVDr. E. Machejové  
Ústav zemědělských a potravinářských informací  
Slezská 7  
120 56 P r a h a 2



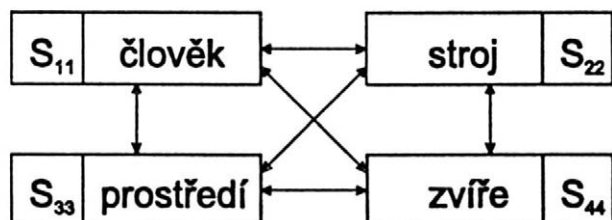
## KLIMATOTECHNOLOGIE V SOUSTAVĚ STROJŮ A ZAŘÍZENÍ PRO ŽIVOČIŠNOU VÝROBU

Vědeckovýzkumná činnost cílená do oblasti jakosti a zejména dosažení požadované provozní spolehlivosti strojů a zařízení v moderních farmách živočišné výroby prokázala, že výrobní program jakosti, který konkretizuje typový program spolehlivosti pro každý nově vyvíjený stroj nebo zařízení, neobsahuje v odpovídajícím rozsahu reálné, komplexní požadavky zajišťující a sjednocující požadovanou zákaznickou úroveň jakosti od etapy jejího návrhu a projektování, až po etapu sériové výroby a provozního využívání. Systémový přístup ke zkoumání kauzálních souvislostí a vztahů přírodního a umělého pracovního a nepracovního prostředí prokázal neznalost časové proměnnosti parametrů způsobujících negativní změny technických, ekonomických a provozních parametrů výrobků, zejména vlivu pracovního prostředí, při zpracování souboru úkolů programu jakosti a spolehlivosti v projekci, vývoji a přípravě výroby nové zemědělské techniky.

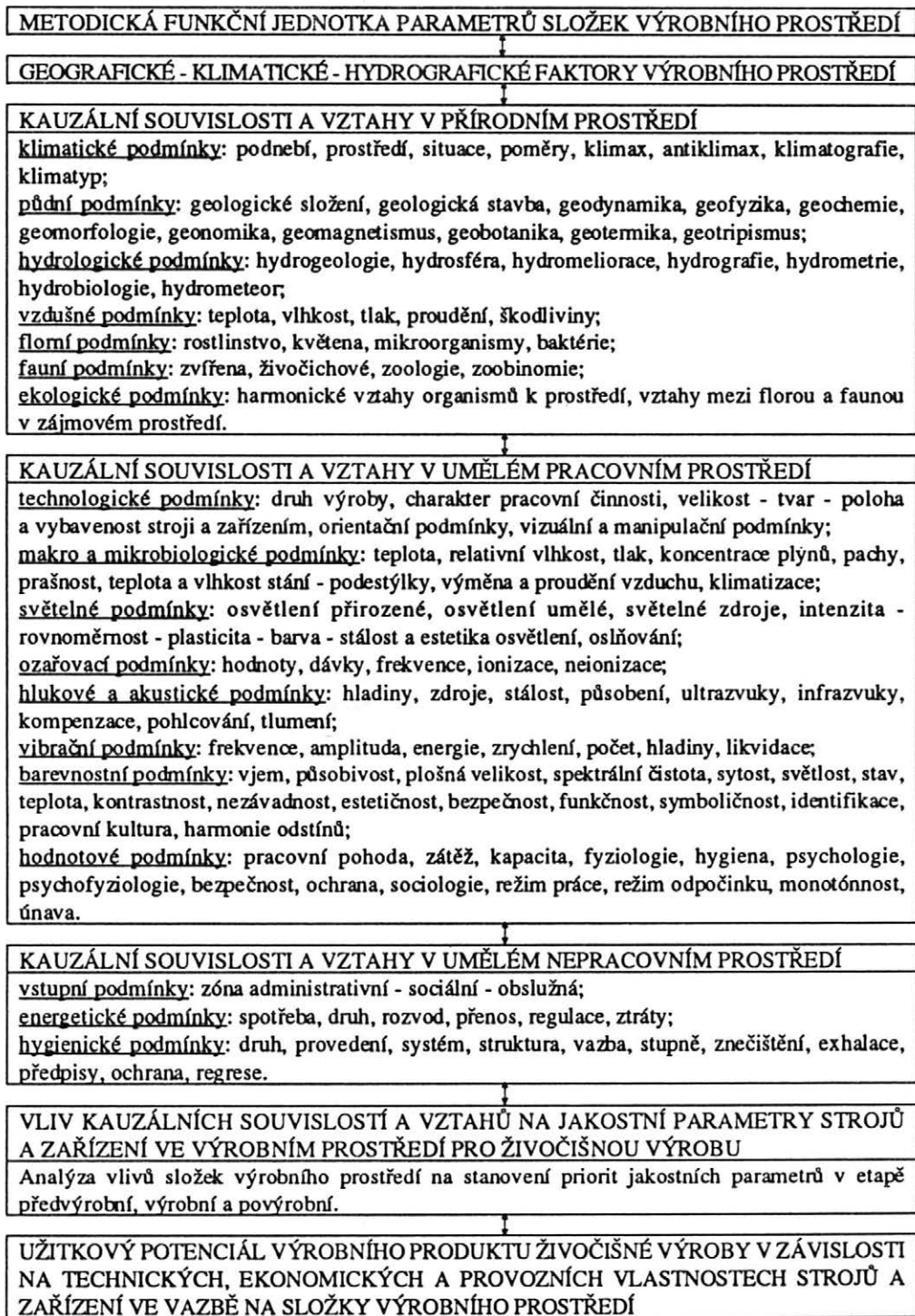
Systémový výzkum problémových oblastí jakosti a provozní spolehlivosti dominantních strojů a zařízení v modernizovaných farmách živočišné výroby byl realizován na základě intelektuálních, vědeckých a teoretických podmínek současných i prognózovaných podmínek rozvoje evropského a světového zemědělství do roku 2040.

Systémový přístup, realizovaný interdisciplinární formou a chápaný jako disciplína kybernetická, byl zaměřen na vypracování alternativních řešení metodou využití vzájemných souvislostí komplexní množiny hladin - morfologickou analýzou. Limitujícím článkem v systému člověk - stroj - prostředí - zvíře bude zemědělská technika, její využívání, ovládání, řízení, údržba, opravy, a to ve vztahu ke konstrukčním a funkčním parametrům i k vlastnostem a možnostem pracovníků v uživatelské sféře. Dominantním činitelem působícím negativně na předpokládanou úroveň provozní spolehlivosti strojů a zařízení v moderních provozech živočišné výroby byl zjištěný nesoulad mezi normou stanovenými provozními podmínkami prostředí a jejich reálnými hodnotami (S a t o r i a , 1987, 1989, 1990, 1992).

Z poznání těchto vztahů byla sestavena metodická funkční jednotka parametrů složek výrobního prostředí, která umožňuje posuzovat příslušný objekt živočišné výroby z hlediska geografických klimatických a hydrografických faktorů výrobního prostředí ve vztahu k zemědělské technice  $S_{22}$ , pracovníkům obsluhy a servisních služeb  $S_{11}$ , chovaným zvířatům  $S_{44}$  a prostředí  $S_{33}$  (obr. 1, tab. I).



1. Schéma kauzálních souvislostí

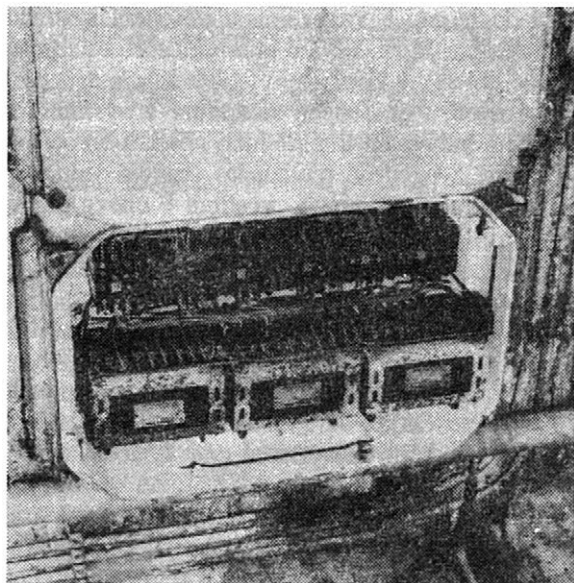


V systémových objektech zkoumání docházelo k vzájemnému působení systému S a prostředí P formou kauzálních vztahů:  $S \rightarrow P$ ,  $P \rightarrow S$ ,  $S \rightarrow S$  a  $P \rightarrow P$ . Analýzou získaných hodnot byly zjištěny systémové objekty v živočišné výrobě. Jejich struktura vytvářela množinu prvků vzájemně spojených, vyjádřených vstupními a výstupními vektory a zpětnými vazbami. Při vědeckém zkoumání konkrétních objektů živočišné výroby byla pro určité podmínky odvozené z uvedené metodicko funkční jednotky stanovena jejich stálost v čase. Vzájemné vztahy systému S prostředí P chovu zvířat prokázaly, že průvodním jevem intenzifikace zemědělské výroby v závislosti na průmyslové výrobě je nebezpečně narůstající nestabilita útvarů a tříd S a P v souvislosti s jejich vnitřní aktivitou a následnými modifikačními faktory chovných prostorů. Více než 86 % ze 183 zkoumaných farem živočišné výroby bylo zařazeno do třídy 05 až 12 (S a t o r i a , 1989).

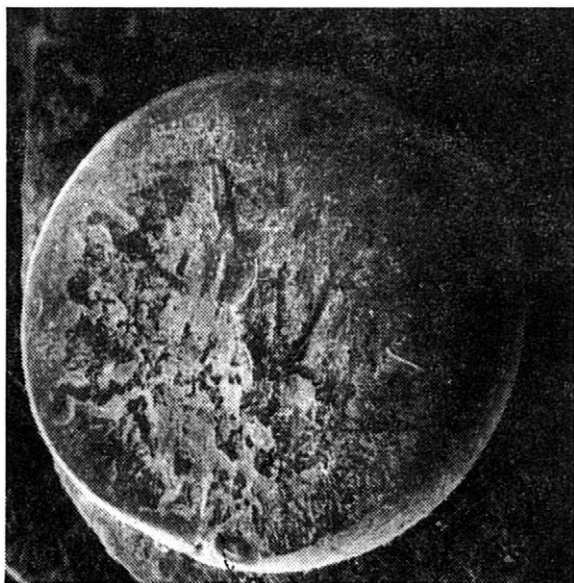
Vliv klimatických podmínek, pokud jde o příslušné teplotní oblasti, nebyl respektován u opakovaných projektů živočišné výroby. Probíhající dlouhodobé klimatické změny přírodního prostředí, poškozování zemských a vodních ekosystémů, entrofizace vnějšího prostředí farem pro živočišnou výrobu vlivem vlastní jiné výrobní činnosti nebyly v projektech respektovány. Pojem výrobní prostředí v živočišné výrobě má výrazně širší význam. Stroje a zařízení vytváří zkoumaný fyzický a biologický systém - podsystém, který vytváří konkrétní technoklima ovlivňující funkční, výkonové a zejména spolehlivostní parametry strojů a zařízení. Např. při vědeckém zkoumání konkrétního systémového objektu (S a t o r i a , Š t e f f l , 1981) v oblasti energetického vyhodnocování experimentálních objektů živočišné výroby byly zkoumány i vztahy a souvislosti mezi bioklimatologií a klimatotechnologií. Předmětem zkoumání bylo nejen zatížení souboru elektrických strojů a zařízení definovaným souborem činitelů způsobujících jejich poruchovost, korozi, nadměrné opotřebení a snížení předpokládané životnosti, ale i stanovení příčin, které vyvolávají kritické degradační děje. Na obr. 2 a 3 je zachycen detail



2. Koroze hlavní svorkovnice elektrického rozvaděče v objektu živočišné výroby po šesti měsících působení stájeového ovzduší; předpokládaná životnost 10 roků; skutečná 4 roky



3. Koroze přístrojové části pomocné rozvodné skříně v objektu živočišné výroby po šesti měsících působení stájového prostředí



4. Opálení pohyblivého kontaktu vzduchového stykače vlivem stájového prostředí a mastných nečistot (zvětšeno 40krát, Cambridge, Stereoscam)

hlavní svorkovnice rozvaděče a jeho doplňující části po šesti měsících působení stájového prostředí. Na obr. 4 a 5 je dokumentováno opálení pohyblivého kontaktu vzduchového stykače. Uvedená zařízení měla předepsaná krytí v souladu s příslušnou normou, která však nemohla obsáhnout vliv kumulovaných negativních faktorů, vnějšího a vnitřního prostředí, jejichž intenzita je variabilní.

5. Opálení pohyblivého kontaktu elektrickým obloukem vlivem stájového prostředí a mastných nečistot (zvětšeno 280krát, Cambridge, Stereoscam)



Při zjišťování jakosti a spolehlivosti v systémovém pojetí bylo konstatováno, že na tyto vlastnosti výrobků má vliv tepelně technické řešení příslušného stavebního objektu. U všech sledovaných objektů bylo projekční řešení větracího systému navrženo a realizováno s předpokládaným tepelným režimem tak, aby bylo dosaženo požadovaných parametrů stájového ovzduší.

#### CHARAKTERISTIKA SLEDOVANÝCH OBJEKTŮ:

Na základě rozboru Centrální evidence staveb, která byla pro ČR zpracována k 1. 1. 1979, byla upřesněna kategorizace objektů pro chov dojců a určeny stájové kapacity vhodné pro další ustájení, rekonstrukce a modernizace. Z těchto objektů byly vybrány rekonstruované stáje a stáje modernizované, zajišťující zvýšení technologické úrovně ustájených zvířat, zvýšení normy obsluhy, získání nových kapacit rozšířením objektů a vyšší využití stávajících kapacit.

Technika chovu a technologické řešení objektů vycházely ze skupinového způsobu chovu, respektující vlastnosti plemene, koncentraci do 175 ks, vazné stelivové ustájení, odklíz výkalů oběžným shrnovačem nebo traktorovou radlicí a krmení nadžlabovou linkou, žlabovým dopravníkem nebo dopravníkem mobilním v průjezdných stájích. Dojení bylo realizováno na stání nebo kruhovými dojírnami naší i zahraniční výroby. Soustava větracích a rekuperačních zařízení pocházela od různých výrobců, větrání bylo nucené přetlakové nebo kombinované.

Výsledky celoročních průběžných sledovaných teplot a vlhkostí ve sledovaných objektech jsou uvedeny v tab. II.

Hodnoty celoročního sledování za patnáctileté období u vybraných stájových objektů v I. teplotní oblasti jsou do jisté míry v souladu s příslušnou oborovou normou. Tyto



| Měsíc    | sledované hodnoty |                |            |            |
|----------|-------------------|----------------|------------|------------|
|          | $T_{a,i}$ (°C)    | $T_{a,e}$ (°C) | $rh_i$ (%) | $rh_e$ (%) |
| Leden    | 14,9              | -3,6 - 4,0     | 70         | 73 - 97    |
| Únor     | 15,2              | -7,4 - 6,4     | 74         | 64 - 95    |
| Březen   | 18,8              | -4,0 - 9,2     | 67         | 52 - 97    |
| Duben    | 18,9              | 3,4 - 15,6     | 67         | 51 - 93    |
| Květen   | 20,5              | 8,4 - 20,6     | 72         | 59 - 97    |
| Červen   | 20,8              | 12,4 - 22,0    | 71         | 60 - 90    |
| Červenec | 21,6              | 13,0 - 31,3    | 76         | 60 - 95    |
| Srpen    | 22,6              | 15,0 - 26,0    | 74         | 60 - 97    |
| Září     | 22,8              | 15,0 - 33,0    | 72         | 55 - 97    |
| Říjen    | 18,6              | 4,0 - 14,0     | 72         | 70 - 93    |
| Listopad | 18,2              | -2,2 - 11,8    | 74         | 66 - 95    |
| Prosinec | 17,6              | -4,7 - 7,0     | 70         | 63 - 96    |

$T_{a,i}$  (°C) - průměrná měsíční teplota uvnitř objektů

$T_{a,e}$  (°C) - rozsah teplot venkovního vzduchu

$rh_i$  (%) - průměrné relativní vlhkosti uvnitř objektů

$rh_e$  (%) - rozsah venkovní relativní vlhkosti

hodnoty zpětně využívá výrobce zemědělské techniky při konstrukcích a inovacích strojního zařízení pro živočišnou výrobu. V oblasti hodnocení stájového prostředí je však nutné vycházet z hodnot naměřených v zóně činnosti příslušných strojů a zařízení. Hodnoty v tab. III platí pro zónu zvířat. Pro oblast činnosti oběžného shmovače, nadžlabového dopravníku i dojíren jsou tyto hodnoty odlišné, a to i v závislosti na rychlosti proudění vzduchu. V tab. III uvádíme hodnoty teploty a vlhkosti vzduchu měřené v úrovni podlahy, v podstropním prostoru a v pracovní zóně v období letním, zimním a přechodném.

Rychlost proudění vzduchu se pohybovala do hodnoty  $0,2 \text{ m.s}^{-1}$ . Prašnost byla stanovována gravimetricky na membránových filtrech a na filtrech z organických mikrovláken pomocí přenosného bateriového čerpadla. Hodnoty prašnosti se pohybovaly v rozmezí od  $0,1$  do  $1,3 \text{ mg.m}^{-3}$  s průměrem  $0,64 \text{ mg.m}^{-3}$ .

Hodnoty uvedené v tab. II a III jsou průměrnými hodnotami z jednotlivých míst měření v objektu v průběhu určitého časového období. Dílčí měřená místa vykazovala teplotní rozdíly pohybující se v rozpětí od  $12,2$  do  $15,8$  °C v zimním období, v letním od  $18,8$  do  $22,2$  °C a v přechodném období od  $16,2$  do  $20,4$  °C; v extrémních případech byly teplotní rozdíly až  $10,6$  °C. K průkaznému objasnění těchto teplotních anomálií bylo použito termovizního měření tepelně technických parametrů obvodových a sřesních

### III. Průměrné minimální a maximální teploty a relativní vlhkosti vzduchu ve stájových objektech

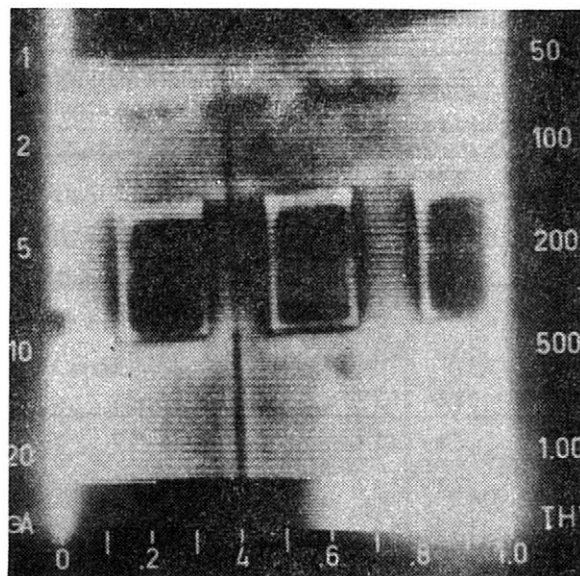
| Místo měření       | Roční období | Minimální a maximální teplota vzduchu (°C) | Minimální a maximální relativní vlhkost vzduchu (%) |
|--------------------|--------------|--------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| Podlaha            | zimní        | 8,6 - 14,2                                 | 73 - 92                                             |
|                    | letní        | 18,8 - 22,5                                | 63 - 76                                             |
|                    | přechodné    | 16,2 - 19,6                                | 65 - 89                                             |
| Podstropní prostor | zimní        | 12,2 - 15,8                                | 87 - 88                                             |
|                    | letní        | 20,4 - 28,4                                | 68 - 58                                             |
|                    | přechodné    | 18,8 - 21,2                                | 71 - 83                                             |
| Pracovní zóna      | zimní        | 6,8 - 12,1                                 | 76 - 79                                             |
|                    | letní        | 17,6 - 23,4                                | 60 - 94                                             |
|                    | přechodné    | 12,4 - 16,1                                | 68 - 81                                             |

konstrukcí sledovaných objektů živočišné výroby termovizní soupravou AGA 680/102-B. Výsledkem bylo průkazné ověření nedodržení výrobní a montážně-technologické kázně při výstavbě, rekonstrukci a modernizaci sledovaných stájových objektů, kde vlivem prostupu tepla, zejména v zimním období, docházelo místně k dosažení rosného bodu a při poklesu teploty ke kondenzaci vodních par na vnitřních stěnách a stropu stájových objektů (S a t o r i a , 1979). Integrovaný termovizní snímek dílčí stavební závady je na obr. 6. Z průběhu povrchových izoterm byla na základě znalostí teoretického tepelného odporu nebo součinitele prostupu tepla zjištěna projektovaná a skutečná tepelná ztráta měřeného objektu, která se pohybovala od 16 do 36 %.

V průběhu zkoumání uvedených kauzálních souvislostí a vztahů v umělém pracovním prostředí z hlediska makro- a mikrobiologických podmínek a jejich vlivu na degradaci povrchových ochranných proti korozi se v matici struktury umožňující fixovat dominující činitele projevil vliv stájového ovzduší v čase. Pro ověření vlivu kondenzní vody získané ze stájového ovzduší byl sestaven jednoduchý přístroj, který pracoval na principu nasávání vzduchu nasyceného vodními parami do chladiče a vzniklý kondenzát byl zachycován v Ehrlenmayerově baňce. Původní provedení využívalo spirální vodní chladič. K zamezení nasávání drobných prachových částic byl nasávací otvor opatřen filtrem.

Získaný kondenzát byl barvy světle šedé, silně čpavého zápachu a obsahoval mikro-sediment. Kondenzát byl vyšetřován na hodnotové ukazatele pH, amoniaku, síranů, chloridů, dusičnanů a dusitanů. Stanovení pH bylo prováděno elektrometricky za použití kombinované skleněné elektrody Radelkis-OP-0808P a digitálního pH-metru Radelkis-OP-211/1. Obsahové množství amoniaku bylo zjišťováno fotometrickou metodou s použitím Nesslerova činidla. Síranů bylo stanoveno titrací dusičnanem olovnatým, chloridy merkurimetricky. Dusičnany byly vyšetřovány fotometrickou metodou při použití salicylanu sodného. Fotometrickou metodou s 1-nafty-etyl-diaminhydrochloridem byly stanoveny dusitany. Naměřené hodnoty ukazatelů jsou uvedeny v tab. IV.





6. Integrální termovizní snímek obvodové zdi objektu živočišné výroby s okny. K fotodokumentaci byl použit fotoaparát Minolta SRT 101 ve spojení s termovizní soupravou model AGA 680/102 B s příslušenstvím

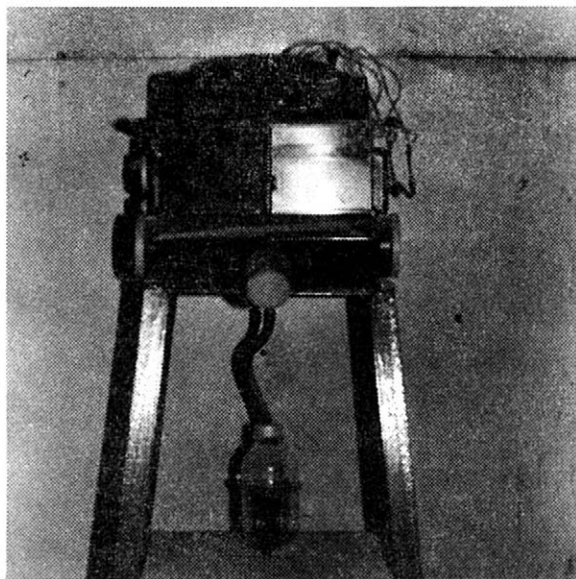
#### IV. Hodnoty ukazatelů kondenzní vody stájového ovzduší objektů

| Minimální a maximální hodnoty ukazatelů |                    |                    |                    |                    |                    |
|-----------------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| pH                                      | amoniak            | sířany chloridy    | dusičnany          | dusitany           |                    |
| -                                       | mg.l <sup>-1</sup> | mg.l <sup>-1</sup> | mg.l <sup>-1</sup> | mg.l <sup>-1</sup> | mg.l <sup>-1</sup> |
| 8,32 - 8,85                             | 151 - 205          | 15 - 22            | 0,81 - 0,96        | 3 - 6              | 0                  |

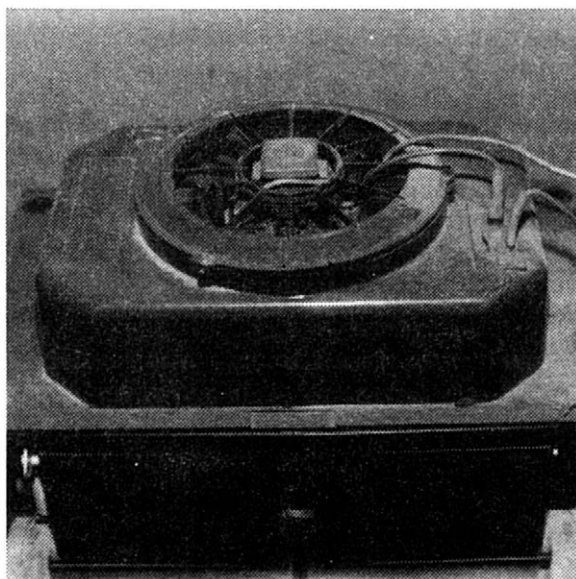
Souběžně byla provedena kontrola ovzduší objektu na chemické škodliviny (amoniak, sirovodík, CO<sub>2</sub>) v souladu s příslušnými hygienickými předpisy pro stanovení, měření a hodnocení koncentrace škodlivin v pracovním ovzduší. V letním období byla hodnota CO<sub>2</sub> v rozmezí od 1200 do 3600 mg.m<sup>-3</sup>; koncentrace NH<sub>3</sub> byla od stopového objemu do 9,2 mg.m<sup>-3</sup>; koncentrace H<sub>2</sub>S byla nulová. V zimním období byla hodnota CO<sub>2</sub> v rozmezí od 1650 do 3950 mg.m<sup>-3</sup>; koncentrace NH<sub>3</sub> byla od stopového objemu do 10,2 mg.m<sup>-3</sup> a koncentrace H<sub>2</sub>S byla nulová.

Na základě porovnání uvedených hodnot byl navržen a vyroben prototyp přístroje na získávání kondenzní vody, (obr. 7), který se skládá z nasávací jednotky s filtrem, která je složena z dvourychlostního, stejnosměrného, nízkonapětového elektromotoru, kompletovaného s nasávacím ventilátorem (obr. 8). Ve spodní části jsou umístěny bloky chladičské jednotky (obr. 9). Tímto přístrojem je možné stanovit nejprogresivnější složky z 30 korozních činitelů působících na strojírenské materiály používané v objektech živočišné výroby pro konstrukce strojů a zařízení.

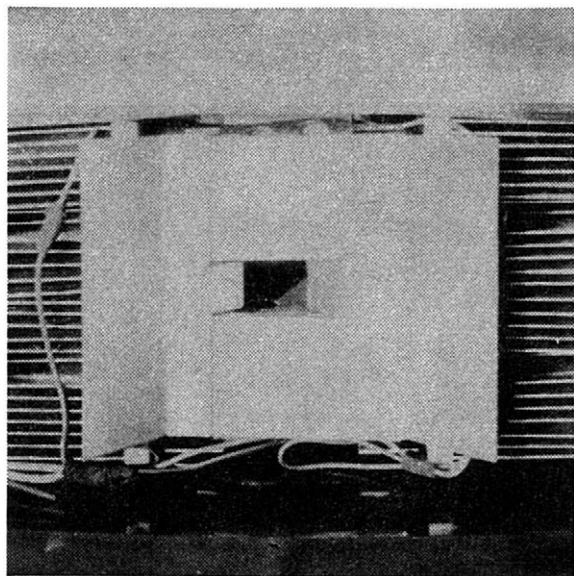
7. Celkový pohled na prototypovou jednotku na získávání kondenzní vody ze stájových prostorů vybraných objektů živočišné výroby zkonstruovaný pracovníky ústavu provozní spolehlivosti strojů



8. Část přístroje pro výzkum složení kondenzní vody - dvourychlostný nízkonapěťový stejnosměrný elektromotor s nasávacím ventilátorem bez filtrační jednotky



Stroje a zařízení zajišťující technologické procesy ve sledovaných objektech živočišné výroby jsou vyrobeny z konstrukční tvářené oceli, která, pokud jde o korozi, patří k materiálům méně odolným. Jejich požadovaná životnost i funkční způsobilost je zajištěna protikorozní povrchovou ochranou. Oceli 11 109, 11 330, 11 373, 11 523, 11 600, 12 050 a 14 220, šedá litina a neželezné kovy, plasty a pryže jsou strojírenské materiály používané v objektech živočišné výroby; převažují konstrukční materiály charak-



9. Detail chladicí jednotky přístroje na získávání kondenzní vody s usměrňovacími a chladicími bloky kontaminovaného stájového ovzduší živočišné výroby

terizované narůstající sníženou korozní odolností v čase, mající vliv na sníženou životnost a provozní spolehlivost. Základní vlastnosti materiálů používaných pro stroje a zařízení v objektech živočišné výroby, jejich přehled a stanovení odolnosti proti vlivům stájového prostředí jsou uvedeny ve výzkumných zprávách řešených ústavem provozní spolehlivosti strojů VŠZ v Brně (S a t o r i a et al., 1985, 1987, 1992). V těchto zprávách jsou uvedeny přehledy povrchových a vnitřních ochranných materiálů. Jako perspektivní se ukazuje použití tmelů na bázi přílnavých PVC plastizolů, emailu v prášku Komaxit, který je elektrostaticky nanášen a vytvrzen při teplotě 200 °C. Tyto povrchové ochrany nevyskazují po dvou letech ověřování v objektech živočišné výroby žádné změny dekorativních vlastností (lesk, změna barevného odstínu) ani změny, trhliny odlupy a puchýřky nejsou patrné. Srovnatelné povrchové úpravy nátěrem pro zařízení v živočišné výrobě, doporučení ON 47 0009, formou organických povlaků změnily v průběhu tří až pěti měsíců barevný odstín a lesk s následným prokorodováním a částečně i odpadáváním povrchového nátěru.

Životnost strojů a zařízení v technologických linkách živočišné výroby, jejich funkčnost a provozní spolehlivost jsou tedy ovlivněny souborem činitelů působících v systémovém objektu zkoumání, které má charakter množinový, s prvky vzájemného působení, které je možné zapsat pomocí všech vektorových stupňů a výstupních složek. Matice vazby umožňuje popsat všechny vazby prvků množiny, fixující určité konkrétní vlastnosti systémového objektu, který je předmětem zkoumání (S a t o r i a , 1989). Zpětnou vazbou zkoumaného systému byl např. zjištěn degradační vliv teplotního součinitele objemové roztažnosti povrchových ochranných materiálů ve vztahu k jejich podkladním a základním nátěrovým hmotám u strojů a zařízení živočišné výroby, vystavených měnícím se teplotám v zimním období.

## Literatura

- SATORIA, J. - DOLEŽAL, O.: Termovizní ověřování stavebně technologické kázně z hlediska jakosti zemědělských objektů, Brno, VŠZ 1979.
- SATORIA, J. - ŠTEFFL, Z.: Vliv dominantních činitelů pracovního prostředí velkokapacitních stájí pro dojnice na provozní spolehlivost stykačů v ovládacích zařízeních strojních linek. Zeměd. Tech., 27, 1981, s. 213-222.
- SATORIA, J. et al.: Otázky volby materiálu pro stroje a zařízení z hlediska provozní spolehlivosti [Závěrečná výzkumná zpráva.] Brno, VŠZ 1985.
- SATORIA, J.: Řešení vybraných problémů jakosti a spolehlivosti v soustavě zemědělské techniky. Zeměd. Techn., 35, 1989, s. 237-243.
- SATORIA, J.: Vybrané problémy soustavy zemědělské techniky v oblasti jakosti a spolehlivosti [Doktorská disertační práce.] Brno, VŠZ 1987.
- SATORIA, J. a kol.: Studium základních činitelů tvořících jakost zemědělských strojů a zařízení [Závěrečná zpráva SP základního výzkumu.] Brno, VŠZ 1990.
- SATORIA, J.: Aspekty bioklimatologie zvířat a klimatotechnologie výrobků. In: Sbor. Celostát. Konf. bioklimatologické společnosti při ČSAV, Brno, 1992, s. 28-33.
- ON 47 009. Povrchová úprava nátěrem. Technické předpisy. Praha, 1985.

*Doc. Ing. Jan S a t o r i a , DrSc.,  
Vysoká škola zemědělská, 616 00 Brno*

**Ústav zemědělských a potravinářských informací**  
**Slezská 7, 120 56 Praha 2**

**UPOZORNĚNÍ PRO ODBĚRATELE**  
**VĚDECKÝCH ČASOPISŮ ČAZV A SAPV**

Od roku 1994 bude zajišťovat distribuci vědeckých časopisů vydavatel  
- Ústav zemědělských a potravinářských informací Praha.

Věříme, že i v dalších letech zůstanete odběrateli našeho vědeckého  
časopisu, a proto Vás žádáme, abyste nám

**co nejdříve zaslali objednávku**  
**na předplatné časopisu,**  
**který budete v roce 1994 odebírat.**

|                      | Periodicita | Rozsah | Předplatné |
|----------------------|-------------|--------|------------|
| Rostlinná výroba     | 12          | 96 s.  | 420,-      |
| Živočišná výroba     | 12          | 96 s.  | 420,-      |
| Veterinární medicína | 12          | 64 s.  | 360,-      |
| Zemědělská ekonomika | 12          | 96 s.  | 420,-      |
| Lesnictví            | 12          | 48 s.  | 420,-      |
| Potravinářské vědy   | 6           | 80 s.  | 192,-      |
| Zemědělská technika  | 4           | 80 s.  | 128,-      |
| Ochrana rostlin      | 4           | 80 s.  | 128,-      |
| Genetika a šlechtění | 4           | 80 s.  | 128,-      |
| Zahradnictví         | 4           | 80 s.  | 128,-      |

**Objednávky zasílejte na adresu:**

Ústav zemědělských a potravinářských informací  
referát odbytu - pí Tejčková  
Slezská 7  
120 56 Praha 2

## OBSAH – CONTENTS

|                                                                                                                                                                                     |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Pisár E., Ondřík J.: Elektrohydraulická regulácia závesných systémov mobilných energetických prostriedkov – Electrohydraulic control of mounted systems of mobile power units ..... | 213 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

|                                                                                                                                                                         |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Grohmann L., Pecz M.: Meranie krútiacich momentov traktorových návesov s poháňanou nápravou – Measuring of torques of tractor-mounted implements with driven axle. .... | 229 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

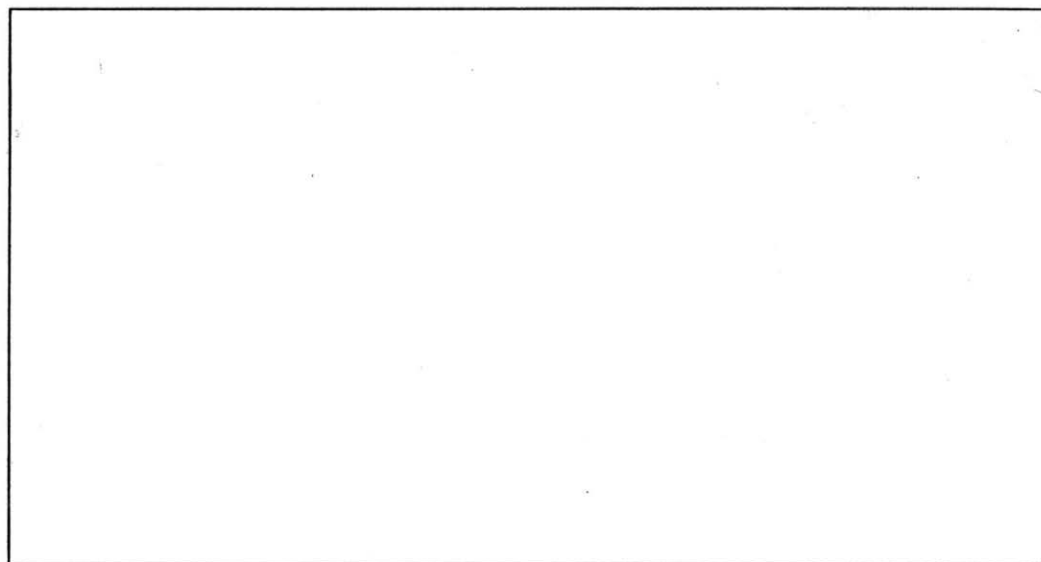
|                                                                                                                                                |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Sedláček P., Malenovský E., Seknička M.: Kinematická analýza dopravního obračeče a shmovače píse – Kinematic analysis of conveyer hay rake ... | 245 |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

|                                                                                                                                                                                                                                                               |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Poničan J., Paulen J.: Vplyv kinematických a konštrukčných parametrov mlátiaceho mechanizmu obilného kombajnu na výmlat fazule – The effect of kinematic and construction parameters of threshing mechanism of harvester-thresher on the bean threshing ..... | 253 |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

|                                                                                                                                                                                                            |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Rybář R., Třináctý J.: Teoretický rozbor kvality práce strojů pro zpracování půdy typu Dina-Drive – Theoretical analysis of quality of machine operation for soil cultivation of the type Dina-Drive ..... | 263 |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|

## INFORMACE

|                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Satoria J.: Klimatotechnologie v soustavě strojů a zařízení pro živočišnou výrobu | 277 |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|



---

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA ● Vydává Česká akademie zemědělských věd a Slovenská akadémia pôdohospodárskych vied - Ústav zemědělských a potravinářských informací ● Čtvrtletník ● Redaktorka: MVDr. Eva Machejová ● Redakce: Slezská 7, 120 56 Praha 2, tel.: 02/25 75 41 ● Sazba Studio DOMINO - ing. Jakub Černý, Popovice 144, Králův Dvůr, tel.: 0311/21642 ● Tisk ÚZPI Praha ● © Ústav zemědělských a potravinářských informací, Praha 1993

Rozšiřuje PNS a. s. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, doručovatel tisku a Administrace centralizovaného tisku, Hvoždanská 5-7, 149 00 Praha 4-Roztyly.