

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

4

ROČNÍK 15 (XLIII)
PRAHA,
DUBEN 1970
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Alfonz Marko, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.
Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1970

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

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

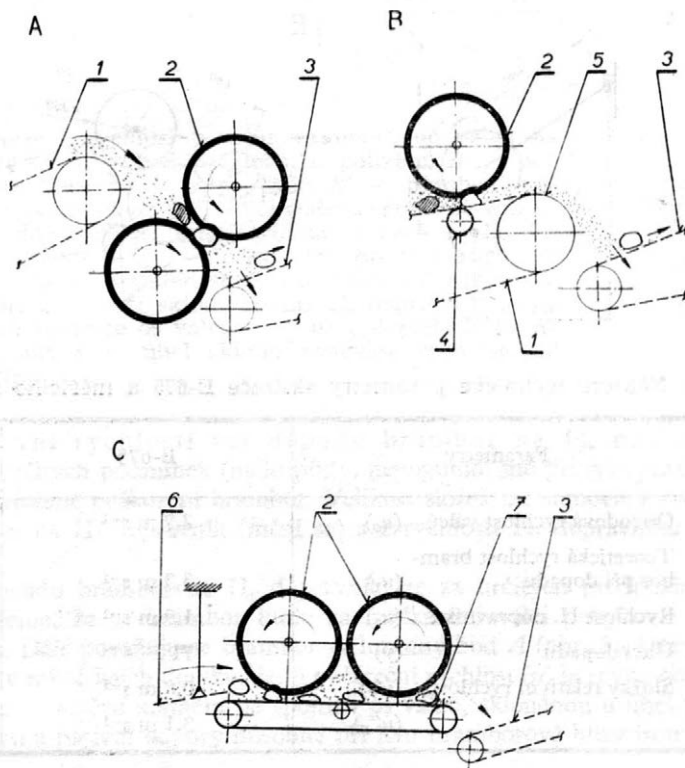
■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Slezská 7.

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

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

631.356.46 633.491 : 632.184

■ Na sklizečích brambor se používají k rozrušení kompaktní půdy (hrud) mačkácí válce, které pracují v kombinaci s prosévacími prutovými dopravníky nebo kmitajícími rošty. Nejčastěji se vkládá mezi I. a II. prutový dopravník pár proti sobě se otáčejících válců (obr. 1 — A), méně často se válec kombinují s krátkým textgumoidním dopravníkem (C). Zřídka bývá jeden nebo více válců položených přímo na horní větví dopravníku (B). Neprosátá část půdy je drobena jednak válci, mezi kterými prochází, a to vlivem váhy válců nebo přetlaku vzduchu v nich (v rozmezí $0,1 - 0,5 \text{ kp/cm}^2$), jednak při dopadu na II. dopravník. Přetlak ve válcích by měl být takový, aby byly měkčí hroudy rozrušeny, aniž by brambory byly významněji poškozeny. Proto se doporučuje seřizovat tlak ve válcích nikoliv podle pevnosti hrud, ale podle citlivosti brambor na mechanické



1. Mačkácí válce: A — pár mačkácích válců; B — mačkácí válec v kombinaci s prutovým dopravníkem; C — mačkácí válec v kombinaci s textgumoidním dopravníkem; 1, 3 — prutové dopravníky; 2 — pneumatické válce; 4 — kovový válec; 5 — hnací kola; 6 — kmitající rošt; 7 — textgumoidní dopravník

poškození. Relativní rychlost při dopadu na II. dopravník by rovněž neměla způsobovat nežádoucí poškození brambor.

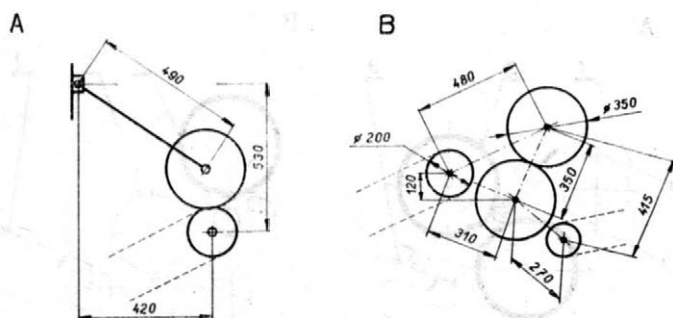
Gumové závěsy položené zčásti na horní větví prutového dopravníku mohou svým odporem, který kladou pohybujícímu se hrůbku, úspěšně rozmělnovat měkčí hroudy a navíc rozhrnovat půdu rovnoměrněji po dopravníku.

1. METODIKA MĚŘENÍ

K posouzení účelnosti mačkáčích válců a závěsů byly provedeny v roce 1965 polní zkoušky. Laboratorní zkoušky, konané o rok později, měly orientačně ukázat, jak změna tlaku ve válcích ovlivní poškození brambor.

1.1. Polní zkoušky byly uskutečněny ve dvou sériích 1. a 6. 10. 1965 na měřicím stroji popsaném v článku „Proseívání půdy na prutovém dopravníku s ohledem na poškození brambor“, zveřejněném v časopise Zemědělská technika č. 3, r. 1970. Stejně jako u sklizeče E-675 jsou na měřicím stroji umístěny válce za poměrně krátkým I. dopravníkem. Jejich změněná poloha (obr. 2) umožňuje více půdy na přepadu a poněkud jiný úhel dopadu brambor na II. dopravník než je ve sklizeči E-675, jak je zřejmé z tab. I. Ve válcích se během zkoušek udržoval tlak 0,23 až 0,26 kp cm^{-2} . Půda byla písčito-hlinitá s 10% obsahem skeletu, s objemem pórů 29 % a vlhkostí asi 20 %. Poškození bylo měřeno na odrůdě Kardinál s výnosem 163 q ha^{-1} . Zbytky natě a plevelů činily asi 40 q ha^{-1} . Postup při zkoušce a zpracování materiálu, hlavně u prosáté půdy a vyhodnocení poškození brambor, byl stejný jako v citovaném článku.

1.2. K laboratorním zkouškám byl použit pár mačkáčích válců stejně upravených jako v měřicím stroji pro polní zkoušky. Poškození bylo měřeno na odrůdě Aguila, která byla sklizena 14 dní před vlastními zkouškami. Brambory byly rozříděny do tří



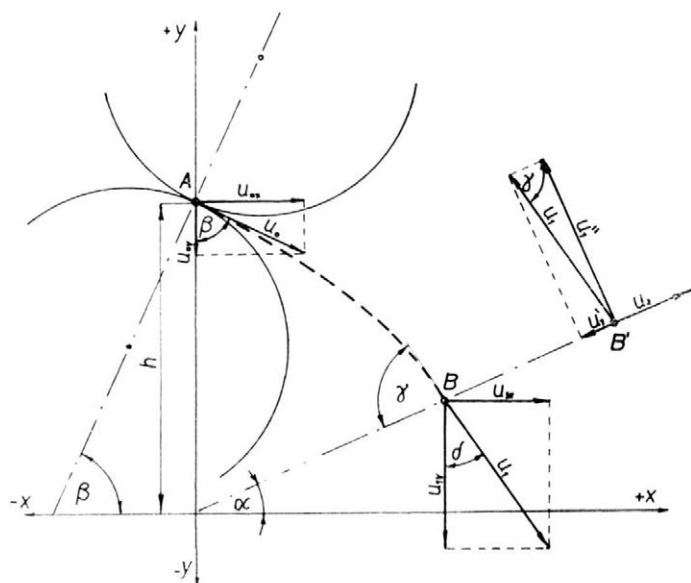
2. Poloha mačkáčích válců na měřicím stroji: A — jeden mačkáčíválec v kombinaci s I. prutovým dopravníkem; B — pár mačkáčích válců mezi I. a II. prutovým dopravníkem

I. Některé technické parametry sklizeče E-675 a měřicího stroje

Parametry	E-675	Měřicí stroj
Obvodová rychlost válců (u_0)	2,7 m s^{-1}	2,7 m s^{-1}
Teoretická rychlost brambor při dopadu (u_1)	3,3 m s^{-1}	3,3 m s^{-1}
Rychlost II. dopravníku (u_2)	1,9 m s^{-1}	1,5 m s^{-1}
Úhel dopadu (γ)	71°	61° 30'
Složky relativní rychlosti (u'_r)	0,8 m s^{-1}	-0,1 m s^{-1}
(u''_r)	3,1 m s^{-1}	2,9 m s^{-1}

velikostních skupin. Aby bylo možné vyloučit dřívější poškození způsobené sklizní a stanovit přesné poškození, byly brambory oprány a nabarveny fialovým anilinovým barvivem. Po oschnutí se kladly na textgumoidní pás vodorovného dopravníku, který je dopravoval rychlostí 2 m s^{-1} mezi pár mačkáčích válců. Když prošly mezi válci, padaly do volně zavěšené plachty.

Teplota při zkouškách kolísala od 10 do 12°C . Ke zkoušce bylo použito 250 hlíz a každá zkouška byla třikrát opakována. Poškození brambor bylo hodnoceno podle metodiky uvedené v dříve citovaném článku.



3. Trajektorie a rychlost pohybu bramborů od válců na II. dopravník: A — bod počátečního pohybu; B — bod dopadu bramboru na II. dopravník; B' — působení dopravníku na brambor; u_0 — obvodová rychlost válců; u_1 — výsledná rychlost bramboru; u_2 — rychlost II. dopravníku; indexy x, y — složky rychlostí v souřadných osách; h — svislá vzdálenost dotyku válců od roviny II. dopravníku; α — úhel sklonu roviny II. dopravníku; β — úhel sklonu spojnice os válců; γ — úhel dopadu hlízy na II. dopravník; δ — úhel sklonu výsledné rychlosti od svislé roviny

1.3. Složky relativní rychlosti při dopadu brambor na II. prutový dopravník mohou za určitých podmínek (málo půdy, nepogumované pruty) způsobit kromě drobení půdy i zvětšené poškození brambor. Velikost složek lze stanovit z rychlosti brambor při dopadu na II. dopravník (mění se) a z rychlosti II. dopravníku (je konstantní).

Rychlost a úhel dopadu brambor na II. dopravník lze za určitých předpokladů stanovit. Předně uvažujeme, že se brambor bude za mačkáčích válců pohybovat po trajektorii šikmého vrhu. Dále považujeme brambor za hmotný bod A (obr. 3), který je uveden do pohybu válci v místě jejich dotyku. Jeho počáteční rychlost (u) je rovna obvodové rychlosti válců a je ve směru kolmém na spojnici os válců, skloněnou o úhel (β). Pružnost mačkáčích válců a pasivní odpory působící při letu bramborové hlízy jsou za-

nedbány. Potom obecný bod trajektorie šikmého vrhu je určen souřadnicemi (x, y) , jejichž hodnota se mění s časem (t) :

$$x = u_{0x} \cdot t = u_0 \cdot t \cdot \sin \beta \quad (1)$$

$$y = h - u_{0y} \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 = h - u_0 \cdot t \cdot \cos \beta - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (2)$$

Derivací rovnice (1, 2) podle času dostaneme pro obecný bod velikost rychlosti v ose x, y :

$$u_x = u_0 \cdot \sin \beta = \text{konst.} \quad (3)$$

$$u_y = -u_0 \cdot \cos \beta - g \cdot t \quad (4)$$

Je-li dopadovým bodem bramboru průsečík (B) trajektorie hmotného bodu s rovinou prutového dopravníku skloněnou o úhel (α) , lze stanovit jeho souřadnice (x_1, y_1) :

$$x_1 = u_0 \cdot t_1 \cdot \sin \beta \quad (5)$$

$$y_1 = x_1 \cdot \text{tg } \alpha = u_0 \cdot t_1 \cdot \sin \beta \cdot \text{tg } \alpha \quad (6)$$

Dosazením (y_1) za (y) a (t_1) za (t) do obecné rovnice (2) a jejím anulováním lze stanovit čas (t_1) k pohybu bramboru z místa A do místa B :

$$\frac{1}{2} \cdot g \cdot t_1^2 + u_0 (\cos \beta + \sin \beta \cdot \text{tg } \alpha) t_1 - h = 0$$

Poněvadž čas t_1 může být vzhledem k počátku pohybu pouze kladný, je tedy reálný kladný kořen rovnice:

$$t_1 = \frac{-u_0 (\sin \beta \cdot \text{tg } \alpha + \cos \beta) + \sqrt{[u_0 \cdot (\cos \beta + \sin \beta \cdot \text{tg } \alpha)]^2 + 2 \cdot g \cdot h}}{g}$$

Složky rychlosti bramboru v místě dopadu (B) , (u_{1x}, u_{1y}) stanovíme dosazením času (t_1) do rovnice (3, 4):

$$u_{1x} = u_0 \cdot \sin \beta \quad (7)$$

$$u_{1y} = -u_0 \cdot \cos \beta - g \cdot t_1 = u_0 \cdot \sin \beta \cdot \text{tg } \alpha - \sqrt{[u_0 \cdot (\sin \beta \cdot \text{tg } \alpha + \cos \beta)]^2 + 2 \cdot g \cdot h} \quad (8)$$

Výsledná teoretická rychlost bramboru (u_1) v místě dopadu je:

$$u_1 = \sqrt{(u_{1x})^2 + (u_{1y})^2} \quad (9)$$

Směr výsledné teoretické rychlosti lze charakterizovat úhlem dopadu (γ) , který určíme z obr. 3:

$$\gamma = 180^\circ - (90^\circ - \alpha) - \delta = 90^\circ + \alpha - \delta = 90^\circ + \alpha - \arctg \frac{u_{1x}}{u_{1y}} \quad (10)$$

kde $\text{tg } \delta = \frac{u_{1x}}{u_{1y}}$

Z uvedených rovnic (7 až 10) je zřejmé, že výsledná rychlost bramboru a jeho směr dopadu na II. dopravník bude záviset na obvodové rychlosti válců, sklonu spojnice os válců a sklonu II. dopravníku.

Brambor však dopadá výslednou rychlostí (u_1) na II. prutový dopravník, který se pohybuje stálou rychlostí (u_2) . Poškození bramboru může být ovlivněno těmito rychlostmi

(u_1, u_2) , přesněji jejich složkami působícími jednak v rovině pohybu prutového dopravníku (u_r), jednak ve směru kolmém na rovinu dopravníku (u''_r). Velikost složek relativní rychlosti stanovíme, uvažujeme-li, že při dopadu působí na hlízu prut dopravníku jednak svou rychlostí a jednak rychlostí, která se rovná rychlosti bramboru, ovšem opačného směru, jak je vidět v bodě B' (obr. 3). Potom:

$$u_r = u_2 - u_1 = u_2 - u_1 \cdot \cos \gamma \quad (11)$$

$$u''_r = u''_1 = u_1 \cdot \sin \gamma \quad (12)$$

Z rovnic (11, 12) je vidět, že velikost složky relativní rychlosti v rovině dopravníku je závislá na rychlosti dopravníku, rychlosti bramboru a úhlu jeho dopadu. V rovině kolmé na dopravník závisí pouze na rychlosti bramboru a úhlu jeho dopadu.

2. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Abychom měli možnost srovnání, zkoumali jsme práci prutových dopravníků i bez válců. Znázorněné hodnoty na obrázcích 4 až 9 jsou aritmetickým průměrem ze tří nebo čtyř opakování.

2.1. POLNÍ ZKOUŠKY

Zbytek půdy na dopravnících je pro I. sérii zkoušek znázorněn na obr. 4. Z obrázku je zřejmé, že zbytek půdy za mačkácími válci (ve vzdálenosti $L = 100$ cm) se s prosévací délkou II. dopravníku mění rovněž podle exponenciální rovnice, jako na dopravnících bez mačkáčích válců:

$$Q_z = Q \cdot e^{-\mu L} \quad (13)$$

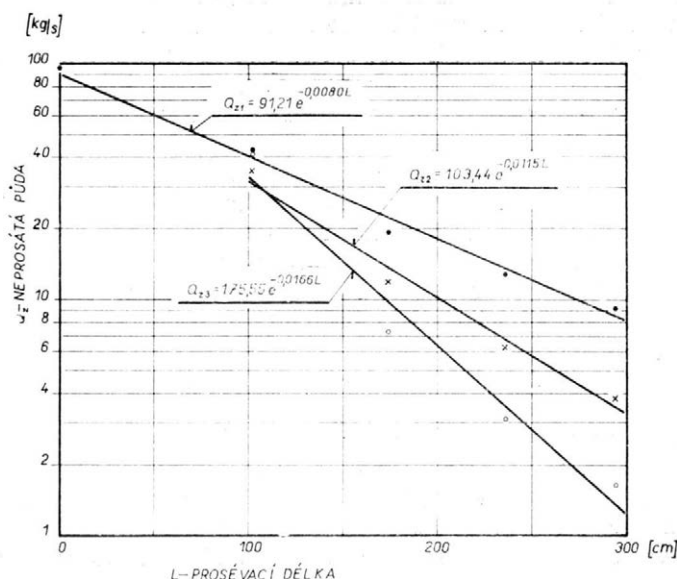
kde: Q_z — zbytek půdy (kg s^{-1})

Q — podoraná půda (kg s^{-1})

e — základ přír. logaritmu

L — prosévací délka (cm), tj. vodorovný průměr dopravníků

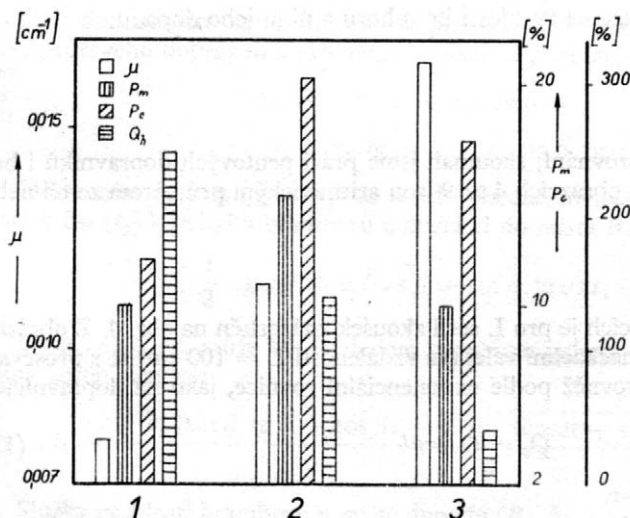
μ — koeficient prosévání půdy



4. Zbytek neprosáté půdy (Q_z) v závislosti na prosévací délce dopravníků (L): Q_{z1} — bez mačkáčích válců; Q_{z2} — jeden mačkáčící válec; Q_{z3} — pár mačkáčích válců. Rychlost I. dopravníku $2,09 \text{ m s}^{-1}$, II. dopravníku $1,46 \text{ m s}^{-1}$, pojezdová rychlost $0,9 \text{ m s}^{-1}$, tlak ve válcích $0,23-0,25 \cdot \text{kp cm}^{-2}$

Těsnost uvedené rovnice byla potvrzena s vysokou pravděpodobností.

Koeficienty prosévání, charakterizující intenzitu prosévání, se od sebe značně liší. Nebyla-li půda mačkána, byl koeficient prosévání $0,0080 \text{ cm}^{-1}$. Při mačkání půdy jedním volně se otáčejícím válcem nad koncem I. dopravníku se zvětšil koeficient prosévání na $0,0115 \text{ cm}^{-1}$ a při mačkání půdy párem válců dokonce na $0,0166 \text{ cm}^{-1}$. Dále mohou válce kromě intenzity prosévání půdy značně ovlivnit (a proto se používají) zbytek hrud v bramborách. Z obr. 5 je vidět, že bez mačkání podoraného hrůbku bylo v bramborách 264 % hrud, zatímco jeden volně se otáčející válec snížil přítomnost hrud na 135 % a pár válců dokonce na 40 %.



5. Koeficient prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h), poškození brambor (P_m , P_c): 1 — bez mačkáčích válců; 2 — s jedním mačkáčím válcem; 3 — s párem mačkáčích válců. Rychlost I. dopravníku $2,09 \text{ m s}^{-1}$, II. dopravníku $1,46 \text{ m s}^{-1}$, jezdová rychlost $0,9 \text{ m s}^{-1}$, tlak ve válcích $0,23-0,25 \text{ kp cm}^{-2}$.

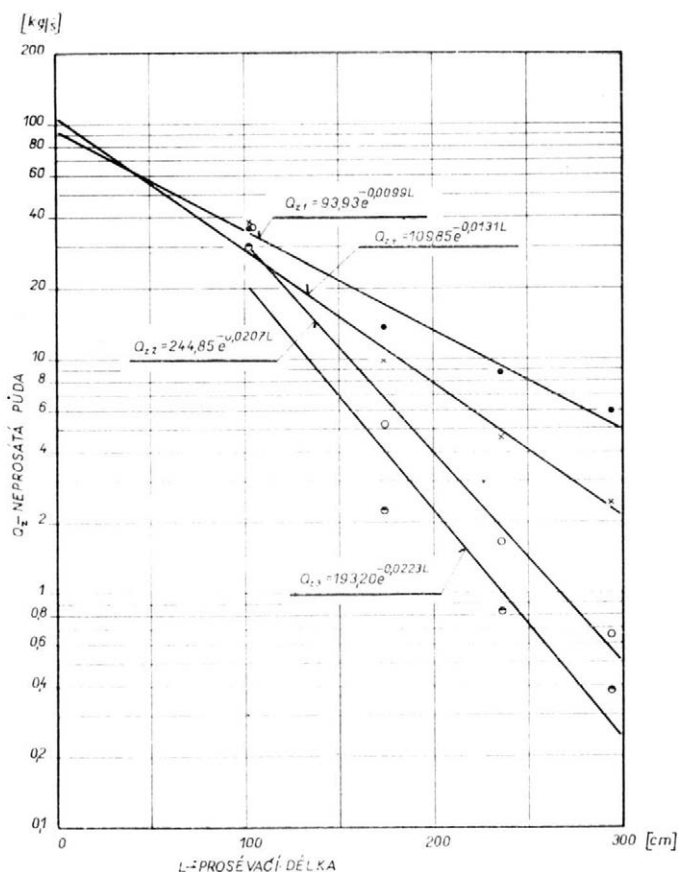
Zkoumáme-li současně i poškození brambor, je z uvedeného obrázku zřejmé, že největší hodnoty jak maximálního, tak i celkového poškození vykazoval volně se otáčející válec. Testováním rozdílů výběrových průměrů byl prokázán jejich významný rozdíl. Rovněž i pár mačkáčích válců zvětšil celkové poškození hlíz z 12 % na 17 %. Významnost tohoto rozdílu však nebyla prokázána. Podrobnějším studiem stupně poškození se ukázalo, že na zvětšení celkového poškození brambor se nepodílí střední ani hrubé poškození, ale jen poškození povrchové (odřeniny slupky).

I. série zkoušek ukázala, že pár mačkáčích válců může velmi příznivě ovlivnit prosévání půdy na II. dopravníku, podstatně snížit podíl hrud v bramborách, aniž by se výrazněji zvětšilo střední a hrubé poškození brambor. Aby byly uvedené závěry potvrzeny, byla provedena další II. série zkoušek.

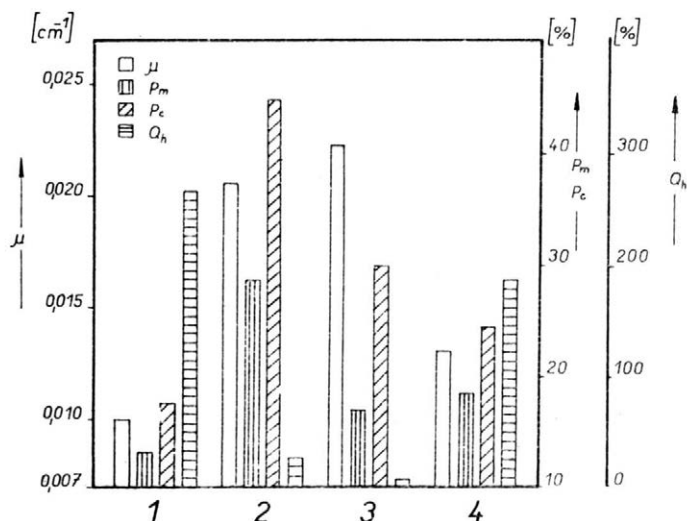
V II. sérii zkoušek bylo navíc zkoumáno, jak se přitlačením volně se otáčejícího válce změní výsledek jeho práce; zároveň byla ověřována činnost gumových závěsů nad I. dopravníkem.

Prosévání půdy v závislosti na prosévací délce je znázorněno na obr. 6. Korelační koeficienty (stejně jako v I. sérii měření) potvrdily s vysokou pravděpodobností, že této závislosti vyhovuje uvedená exponenciální rovnice. Větší koeficienty prosévání půdy u všech zkoušek ukazují na to, že pracovní podmínky II. série zkoušek byly poněkud příznivější. Nebyla-li půda mačkána, byl koeficient prosévání $0,0099 \text{ cm}^{-1}$. Při mačkání půdy jedním volně se otáčejícím válcem přidržovaným k I. dopravníku pružinami vzrostl koeficient prosévání dokonce na $0,0207 \text{ cm}^{-1}$, a tak se přiblížil koeficientu prosévání

6. Zbytek neprosáté půdy (Q_2) v závislosti na prosévací délce dopravníků (L): Q_{21} — bez mačkáčích válců; Q_{22} — jeden mačkáčící válec; Q_{23} — pár mačkáčích válců; Q_{24} — gumové závěsy. Rychlost I. dopravníku $2,09 \text{ m s}^{-1}$, II. dopravníku $1,46 \text{ m s}^{-1}$, pojezdová rychlost $0,9 \text{ m s}^{-1}$, tlak ve válcích $0,25 - 0,26 \text{ kp cm}^{-2}$



$0,0223 \text{ cm}^{-1}$, který odpovídá páru válců. Z obr. 7 je vidět stejně výrazný přírůstek poškození u jednoho válce. Např. maximální poškození se zvětšilo ze 13 % na 29,4 % a celkové poškození ze 17,5 % dokonce na 44,7 %. Testováním byl prokázán s vysokou pravděpodobností významný rozdíl uvedených průměrů. Zkoumáme-li jednotlivé stupně



7. Koeficient prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h), poškození brambor (P_m , P_c): 1 — bez mačkáčích válců; 2 — s jedním mačkáčícím válcem; 3 — s párem mačkáčích válců; 4 — s gumovými závěsy. Rychlost I. dopravníku $2,09 \text{ m s}^{-1}$, II. dopravníku $1,46 \text{ m s}^{-1}$, pojezdová rychlost $0,9 \text{ m s}^{-1}$, tlak ve válcích $0,25 - 0,26 \text{ kp cm}^{-2}$

poškození, zjišťujeme, že nejvíce vzrostlo nežádoucí hrubé poškození; to bylo i při zkouškách na první pohled patrné, protože brambory byly nápadně otláčeny od prutů dopravníku a často byly i přepůlené.

Vhodnost páru válců byla potvrzena i v II. sérii zkoušek, neboť koeficient prosévání půdy vzrostl z $0,0099 \text{ cm}^{-1}$ na $0,0223 \text{ cm}^{-1}$. Podíl hrud v bramborách současně klesl z 266 % na pouhých 6 %. Maximální poškození hlíz (stejně jako v předchozí sérii zkoušek) se zanedbatelně zvětšilo z 13 na 16 %, výrazněji se však zvětšilo celkové poškození ze 17 % na 29,6 %. Na přírůstku celkového poškození se převážně podílí povrchové poškození, velmi málo střední a téměř beze změny zůstalo nežádoucí hrubé poškození. Příznivě se v obou sériích zkoušek projevilo přiměřené nahuštění válců ($0,23$ až $0,26 \text{ kp cm}^{-2}$) a přítomnost půdy z rozmělněných hrud (35 až 40 kg s^{-1}); ta tlumila náraz brambor na II. dopravník.

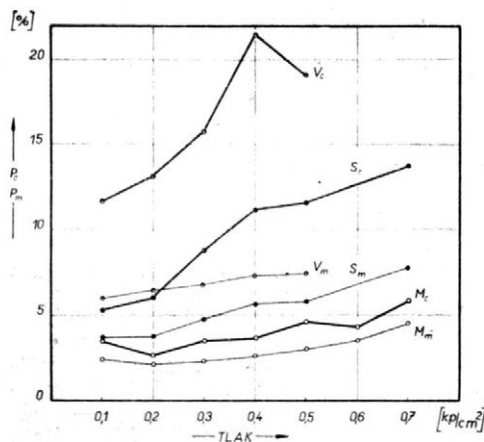
Gumové závěsy ovlivnily intenzitu prosévání půdy, neboť koeficient prosévání vzrostl z $0,0099$ na $0,0131 \text{ cm}^{-1}$. Současně se zvětšilo maximální poškození z 13 na 18,5 % a celkové poškození ze 17,5 na 24,5 %. Přírůstek poškození nejvíce ovlivnilo nežádoucí hrubé poškození. Nelze ale vyloučit, že dalším vhodným uspořádáním, volbou materiálu a sklonem závěsů by bylo možno poškození brambor zmenšit.

2.2. LABORATORNÍ ZKOUŠKY

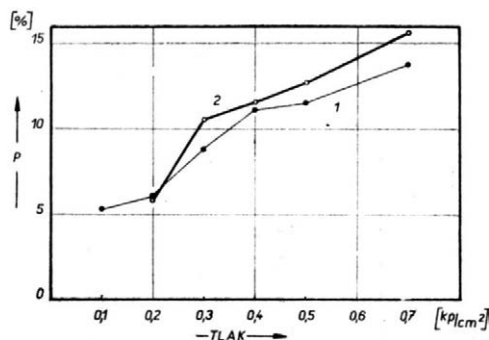
Mezi mačkáci válcí procházely oprané brambory bez dalších příměsí (kamenů, hrud) a dopadaly na volně zavěšenou plachtu. Naměřené poškození tedy nemusí zcela odpovídat poškození ve skutečných pracovních podmínkách.

Z obr. 8 je zřejmé, že s rostoucím tlakem ve válcích se u všech tří velikostních skupin jen pozvolna zvětšuje maximální poškození brambor. Např. u středních brambor (průměrné hmoty 58 g) se zvětšilo ze 3,42 % při tlaku $0,1 \text{ kp cm}^{-2}$ na 7,84 % při tlaku $0,7 \text{ kp cm}^{-2}$. Velké brambory (průměrné hmoty 124 g) při tlaku $0,6 \text{ kp cm}^{-2}$ neprocházely mezi válcí plynule, a tak bylo od zkoušek upuštěno.

Výrazněji se zvětšovalo celkové poškození středních a velkých brambor; např.



8. Poškození brambor v závislosti na tlaku v mačkáčích (pneumatických) válcích: V – velké, S – střední, M – malé brambory; index c – celkové, m – maximální poškození brambor



9. Celkové poškození středně velkých brambor v závislosti na tlaku v mačkáčích (pneumatických) válcích: 1 – po projití brambor střední třetinou mačkáčích válců; 2 – po projití brambor krajní třetinou mačkáčích válců

u středních brambor se zvětšilo z 5,37 % při 0,1 kp cm⁻² na 13,85 % při tlaku 0,7 kp cm⁻². Přírůstek celkového poškození je způsoben převážně povrchovým poškozením, v tomto případě loupáním nebo odřením slupky. Střední poškození bylo jen ojedinělé, a to při tlaku 0,4 kp cm⁻². Malé a hlavně střední brambory začaly praskat, což je klasifikováno jako hrubé poškození, při tlaku 0,6 kp cm⁻². K praskání velkých brambor postačil tlak 0,5 kp cm⁻².

Z obrázku 9 je vidět, že poškození středních brambor je větší v krajní třetině válců (2) než ve třetině střední (1). Na základě měření lze předpokládat, že ještě větší rozdíl v poškození by byl naměřen, kdyby mezi válci procházely velké brambory. Zvětšené poškození zřejmě způsobují pevné boky válců. Je třeba upozornit na to, že v polních podmínkách prochází většina brambor právě krajními třetinami válců, takže konstrukce používaných válců z hlediska poškození není zcela vyhovující.

3. Z A V Ě R Y

Mačkácí válec na konci I. dopravníku může podstatně zintenzívnit prosévání půdy a zmenšit procento hrud v bramborách. Současně však výrazně zvětšuje poškození brambor — hlavně hrubé. Poškození brambor by snad bylo možno snížit vložením dalšího válce (kovového) pod horní větev dopravníku, aby nebyly brambory zamačkávány mezi pruty dopravníku, nebo přemístěním mačkácího válce blíže k vyorávací radlici. Zde je na dopravníku dostatek půdy, která by mohla zabránit poškozování brambor.

Pár správně nahuštěných mačkáčích válců (tlak odpovídá sklizené odrůdě brambor) způsobuje značné povrchové poškození (loupání) brambor, nezvětšuje však ani hrubé, ani střední poškození. Naproti tomu velmi příznivě ovlivňuje prosévání půdy a procento hrud v bramborách. Bude třeba podrobněji zkoumat kromě parametrů mačkáčích válců i jejich polohu v technologickém procesu sklizeče a vlastnosti zpracovávaného materiálu — zejména odolnost (vhodnost) jednotlivých odrůd brambor proti mechanickému poškozování.

Se stoupajícím tlakem v mačkáčích válcích se zvětšuje hlavně celkové poškození brambor. Přírůstek tohoto poškození je způsoben převážně poškozením povrchovým. Malé a střední brambory začaly praskat (hrubé poškození) při tlaku 0,6 kp cm⁻². K praskání velkých brambor postačil tlak 0,5 kp cm⁻². Velikost tohoto tlaku bude kromě velikosti brambor záviset i na odolnosti odrůd proti mechanickému poškození. Nedokonalou konstrukcí válců jsou brambory více poškozovány v krajních třetinách válců než v třetině střední.

Složky relativní rychlosti při dopadu brambor na II. prutový dopravník jsou značné. K předpokládanému hrubému poškození brambor však nedocházelo, protože na dopravník společně s brambory dopadalo 35 až 40 kg s⁻¹ rozdrobené půdy; ta zřejmě tlumila účinky složek relativní rychlosti.

Gumové závěsy příznivě ovlivnily intenzitu prosévání půdy a procento hrud v bramborách, ale současně zvětšily poškození brambor, a to i o nežádoucí hrubé poškození.

L i t e r a t u r a

- BAADER W., 1961, Die Absiebung von Erde in Kartoffelerntemaschinen mit Schwingenden Siebrosten. Landtechnische Forschung 6.
BŘEČKA J., MAREŠ M., 1966, Zjišťování a hodnocení mechanického poškození brambor sklízecími stroji. Zemědělská technika 1 : 27.
GREEN H. C., 1956, Potato damage. Journal of Agricultural Engineering Research 1 : 56-62.
HOPKINS R. B., 1956, Effect of Potato Digger Design on Tuber Injury. Agricultural Engineering : 109-111.

- HÚREK B., 1956, Zemědělské stroje II. Skripta fakulty mechanizační VŠZ Praha, SPN, Praha.
- KOŠÁK V., 1957, Stroje pro mechanickou sklizeň brambor. Skripta strojní fakulty ČVUT, SPN, Praha.
- MYSLIVEC V., 1957, Statistické metody v zemědělském a lesnickém výzkumnictví. SZN, Praha.
- NOACK W., 1959, Feldversuche über Erdbabsiebung. Agrartechnik 7 : 308.
- PLESKOT V., 1952, Nomografie a grafický počet v technické praxi. Skripta Vysoké školy speciálních nauk ČVUT, SPN, Praha.
- SEDLÁK J., 1964—65, Výzkum příčin poškození a ztrát brambor při sklizni, při jednotlivých sklizňových operacích. Výzkumná zpráva VÚZT č. 591.
- SPECHT A., 1960, Über die Feststellung von Knollenbeschädigungen bei Roderprüfungen. Landtechnische Forschung 6 : 161-162.
- STEHLÍK D., 1969, Porovnání poškození hlíz různých odrůd brambor na mechanickém poškozovadle. Diplomní práce, VŠZ Praha.

Došlo dne 23. 6. 1969

Влияние мяльных валиков на просеивание почвы и степень повреждения картофеля

Предлагаемая статья связана со статьей предшествующей, занимающейся просеиванием почвы и повреждением картофеля на прутковом транспортере. Автор на основе главным образом экспериментальных испытаний старается установить пригодность комбинации одного валика с 1 прутковым транспортером, или комбинации пары валиков между 1 и 2 транспортерами, или наконец, резиновых подвесок, частично расположенных над 1 прутковым транспортером.

В методике более подробно проанализированы параметры пары мяльных валиков, работа которых на контрольно-измерительной машине и до определенной степени сравнивалась с работой на уборочной машине Е-675. В методике приведены условия и ход работы во время полевых и лабораторных испытаний.

Экспериментальные испытания показали, что полностью вращающийся мяльный валик в конце 1 транспортера может значительно повысить интенсивность просеивания почвы и уменьшить процентное содержание комков среди картофеля. Одновременно, однако, выразительно увеличивается повреждение картофеля — главным образом грубое. Повреждение картофеля можно было бы уменьшить при помощи еще одного валика (металлического), вставленного под верхнюю ветку транспортера, чтобы картофель не был раздавлен между прутьями транспортера, или путем перемещения мяльного валика ближе к подкапывающим лемехам. Здесь на транспортере имеется достаточно земли, присутствие которой могло бы предотвратить повреждение картофеля.

Пара мяльных валиков, правильно накаченных (давление соответствует убираемому сорту картофеля), способствует значительным поверхностным повреждениям (шелушение) картофеля, однако, не увеличивает глубокие и средние повреждения. В противоположность этому очень благоприятно влияет на просеивание почвы и процентное содержание комков среди картофеля. Кроме параметров мяльных валиков необходимо более подробно исследовать и их место в технологическом процессе уборочной машины, а также свойства обрабатываемого материала, главным образом устойчивости (приемлемости) отдельных сортов картофеля против механических повреждений.

С повышением давления в мяльных валиках повышается в основном общее повреждение картофеля. Прирост общего повреждения картофеля вызван в большинстве случаев поверхностным повреждением. Малые и средние клубни картофеля начали лопаться (грубое повреждение) при давлении 0,6 кг. см⁻². Для растрескивания крупных клубней картофеля достаточно давление 0,5 кг. см⁻². Высота давления будет зависеть как от величины картофеля, так и от устойчивости сортов против механического повреждения. Из-за несовершенной конструкции валиков картофель чаще всего повреждается по краям валиков, чем по середине.

Составляющие относительной скорости при падении клубней на II. прутковый транспортер являются значительными. Однако, предполагаемое грубое повреждение клубней картофеля, не настало, так как на транспортер одновременно с картофелем падало также 35—40 кг. сек⁻¹ раздробленной земли, которая очевидно поглощала действие составляющих относительной скорости.

Резиновые подвески благоприятно влияли на интенсивность просеивания почвы и процентное содержание комков среди картофеля, однако, одновременно увеличили повреждение картофеля, особенно нежелательное грубое повреждение.

Effects of Compressing Rolls on the Separation of Soil and Damaging of Potatoes

The paper is a continuation of a previous one, dealing with the separation of soil and damage of potatoes on a rod-link conveyor. On hand of experimental tests, the author endeavours to determine the suitability of one roll in combination with the first rod-link conveyor, or of a pair of cylinders between the first and the second conveyor and, finally, the suitability of rubber suspensions partially hanged over the first rod-link conveyor.

The description of the method used in the investigation includes the parameters of a couple of compressing rolls, their operation on a gauging device and, to a certain measure a comparison with the operation in a harvester E-675. Conditions and methods used in field and laboratory tests are described.

Experimental tests indicated, that a free rotating compression roll at the end of the first conveyor can substantially intensify the separation of soil and decrease the percentage of clods in potatoes. At the same time, however, it causes a significant increase in the damage of potatoes, notably the coarse one. The damage of potatoes could be decreased by adding another roll (of metal) under the upper branch of the conveyor, to prevent the potatoes to be forced between the rods of the conveyor, or nearer to the lifting share. In this case, there is enough of soil on the conveyor to prevent the damage of potatoes.

A couple of compressing rolls, if correctly inflated (the pressure should be adequate with the variety of potatoes harvested), cause a considerable surface damage (peeling) of the potatoes, but do not increase neither the coarse nor the medium damage. On the contrary, it has favourable effects on the separation of soil and percentage of clods in potatoes. Apart from the parameters of the compressing rolls, it will be necessary to investigate their position in a technological process of a harvester and the properties of the potatoes handled, especially their resistance (suitability) of various varieties of potatoes against mechanical injuries.

With the increasing pressure in compressing rolls, the total injuries of the potatoes are increased. The increased total damage of potatoes is due mainly to surface injuries. Small and medium potatoes tend to break (coarse damage) with pressures of $0,6 \text{ kp cm}^{-2}$. Large potatoes tend to break at a pressure of $0,5 \text{ kp cm}^{-2}$. The pressure will depend on the resistance of the varieties against mechanical injuries. The consequence of a faulty design of rolls is, that the potatoes are more damaged in the outer thirds of the rolls than in the medium third.

The components of a relative speed of the impact of potatoes on the second rod-link conveyor are considerable. The assumed coarse damage of potatoes has, however, not occurred, since about $35\text{--}40 \text{ kg s}^{-1}$ of crumbed soil fell on the conveyor simultaneously with the potatoes, so that the effects of the components of the relative velocity were apparently damped.

Rubber suspensions influenced favourably the intensity of soil separation and on the percentage of clods in potatoes, but at the same time increased the damage of potatoes, especially the undesired coarse damage.

Einfluß der Klutenpneuwalzen und Vorhänge auf die Bodenabsiebung und Kartoffelbeschädigung

Der vorliegende Aufsatz schließt an den vorhergehenden Aufsatz an, der sich mit der Bodenabsiebung und Kartoffelbeschädigung auf der Siebstabkette befaßte. Er versucht hauptsächlich anhand von Experimentalversuchen die Zweckmäßigkeit einer Walze in Kombination mit der I. Siebstabkette, oder des Walzenpaares zwischen der I. und II. Siebkette und zuletzt die Zweckmäßigkeit von teilweise über der I. Siebstabketten liegenden Gummivorhängen zu bestimmen.

In der Methodik werden ausführlicher Kennwerte des Klutenwalzenpaares, deren Tätigkeit auf der Meßeinrichtung und zum Teil auch Vergleich mit der Tätigkeit in dem Sammelroder E-675 erörtert. Es werden Bedingungen und Vorgang bei Feld- sowie Laborprüfungen angegeben.

Die Experimentalversuche haben ergeben, daß die voll rotierende Walze am Ende der I. Siebkette die Bodenabsiebung wesentlich intensivieren und den Erdklutenanteil in den Kartoffeln vermindern kann. Sie vergrößert jedoch gleichzeitig auf ausgeprägtem Wege die Kartoffelbeschädigung, vor allem die grobe. Die Kar-

toffelbeschädigung könnte man durch Zwischenschaltung einer weiteren (aus Metall hergestellten) Walze unter den oberen Siebkettenzweig vermindern, um die Kartoffelhineindrückung zwischen die Kettenstäbe zu vermeiden, oder aber durch Verlagerung der Klutenwalze näher an das Rodeschar. Hier auf der Siebkette ist genug Erde, deren Anwesenheit die Kartoffelbeschädigungen vorbeugen könnte.

Ein Paar vor funktionsgerecht aufgepumpten Klutenwalzen (der Luftdruck entspricht der zu bergenden Kartoffelsorte) verursacht eine beträchtliche oberflächliche Kartoffelbeschädigung (Schälen), vergrößert jedoch keinesfalls grobe oder mittelschwere Beschädigung. Sehr günstig wird hingegen die Bodenabsiebung sowie der Erdklutenanteil in den Kartoffeln beeinflusst. Außer den Kennwerten der Klutenwalzen wird es erforderlich sein, ausführlicher auch deren Stellung im technologischen Sammelroderprozeß und Eigenschaften des Rodegutes, bzw. Widerstandsfähigkeit (Eignung) einzelner Kartoffelsorten gegen mechanische Beschädigung zu untersuchen.

Mit dem ansteigenden Luftdruck in den Klutenwalzen wird hauptsächlich die Gesamtbeschädigung von Kartoffeln vergrößert. Die Zunahme der Gesamtbeschädigung von Kartoffeln wird vorwiegend durch die oberirdische Beschädigung verursacht. Die kleinen und mittelgroßen Kartoffeln begannen bei dem Drucke von $0,6 \text{ kp cm}^{-2}$ zu brechen (grobe Beschädigung). Zum Zerbrechen großer Kartoffeln reichte der Druck von $0,5 \text{ kp cm}^{-2}$ aus. Die Druckhöhe wird teils von der Kartoffelgröße, teils von der Widerstandsfähigkeit der Sorten gegen mechanische Beschädigung abhängen. Durch unvollkommene Walzenbauart werden die Kartoffeln in den Randdritteln der Walzen mehr beschädigt als in dem mittleren Drittel.

Die Komponenten der relativen Geschwindigkeit bei dem Kartoffeleinfall auf die II. Siebstabkette sind beträchtlich. Die angenommene grobe Beschädigung blieb jedoch aus, denn gemeinsam mit den Kartoffeln fielen auf die Siebstabkette 35 bis 40 kg/sec^{-1} zerkrümelte Erde ein, die offenbar die Wirkungen der Komponenten der relativen Geschwindigkeiten dämpfte.

Die Gummivorhänge haben sich günstig auf die Intensität der Bodenabsiebung sowie auf den Erdklutenanteil in den Kartoffeln ausgewirkt, sie haben jedoch gleichzeitig die Kartoffelbeschädigung, vor allem die unerwünschte grobe Beschädigung vergrößert.

Adresa autora:

Ing. Josef Břečka, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha 6 - Suchbát

631.37.012. 531.222.012.5

1. ÚVOD

Při provozu traktorů, dopravních prostředků nebo samochodných strojů, používajících u pojezdového ústrojí pneumatiky, dochází ve styčné ploše pneumatiky s podložkou k jejímu silovému zatížení v libovolném směru.

Toto silové zatížení lze rozdělit na tři složky, z nichž jedna je kolmá na stykovou rovinu (dále normálová síla) a dvě leží v ní, tj. v rovině podložky. Z těchto dvou silových složek jedna leží v průsečnici roviny otáčení pneumatiky s rovinou podložky (dále tečná síla v rovině otáčení), druhá je na ni kolmá (dále síla boční — kolmá k rovině otáčení).

Zatím byla věnována zvýšená péče objasňování vlivů silových složek — jednak kolmé na podložku (boření pneumatiky, odpor valení atd.), jednak jdoucí ve směru roviny otáčení (možnost přenosu tečné síly, průběh velikosti změny ujeté dráhy δ_1 v závislosti na velikosti tečné síly atd.).

Obecně ale byl nesrovnatelně méně zkoumán vliv bočních sil na velikost změny délky i směru vykonané dráhy, jakož i tím ovlivněné energetické ztráty. Jelikož se jedná o rozsáhlou problematiku, jsou v tomto pojednání rozpracovány jen některé otázky o pohybu pneumatiky při jejím odvalování po vrstevnici svahu.

2. METODICKÝ POSTUP

Řešení tahové charakteristiky pneumatik při působení síly obecného směru, a to podle této navržené nové teorie o pohybu pneumatiky za obdobných podmínek, navazuje hlavně na poznatky o vhodnosti souměrného a nesouměrného desénu pro hnací pneumatiky (Andert 1967c).

Proto v první části po rozvedení pohybu pneumatiky při obecném směru působení síly a z toho vyplývajících různých pojmů a označení, která jsou v tomto pojednání použita, bylo přistoupeno k bližšímu určení vzájemných silových účinků a z toho vyplývajících matematických vztahů. Zde se přihlíželo zejména k různému směru tahové síly, kterou může být pneumatika zatěžována.

Pro vypracování matematických vztahů mezi tečnou a tahovou silou byl stanoven matematický vztah k určení tahového výkonu (popřípadě tahové síly při dané rychlosti, kterou se otáčí hnací pneumatika) pro daný výkon poháněcího motoru a pracovní podmínky určené těmito proměnnými:

$$F_h = f(F_G; P_e; f_v; \alpha; \beta; \gamma; \eta_m; v_{1t})$$

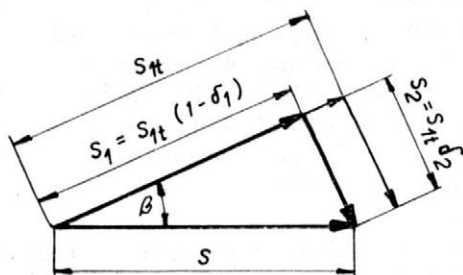
Na základě stanovených matematických vztahů mezi výkonem motoru a tahovým výkonem při pohybu pneumatiky po vrstevnici svahu byl i pro tyto pracovní podmínky určen matematický vztah při stanovení tahové účinnosti.

Podle matematických vztahů k určení tahové účinnosti při pohybu pneumatiky po vrstevnici, jakož i podle vrstevnicové charakteristiky změny velikosti a směru dráhy, vypracované pro dvojici pneumatik o rozměru 14 — 28, zatížené tíhovou silou 3400 kp, je pak rozpracován vliv svahu na změnu tahové účinnosti při jízdě po vrstevnici různého svahu (přenášený výkon motoru 50k a mechanická účinnost převodu 0,88). Obdobně byly vypracovány i charakteristiky tahové účinnosti v závislosti na tahové síle při jízdě pásového traktoru po vrstevnici svahu různých velikostí. Hmotnost traktoru byla 2500 kg.

3. VŠEOBECNÉ SILOVÉ A MATEMATICKÉ VZTAHY

3.1. ÚHRNNÁ ZMĚNA DRÁHY A RYCHLOSTI PŘI JÍZDĚ PO VRSTEVNICI

Velikost změny směru a délky vykonané dráhy při obecném směru síly působící ve styčné ploše na pneumatiku je patrna ze schématu, uvedeného na obr. 1.



1. Schéma pohybu pneumatiky při obecném směru síly

kde: δ_1 — změna velikosti ujeté dráhy ve směru roviny otáčení pneumatiky. Tato změna je ovlivněna více činiteli, než jen prokluzem ve stykové ploše pneumatiky s podložkou; je to také např. tangenciální deformace podložky, po které se pneumatika pohybuje, i deformace samotné pneumatiky, a to jejího tělesa i desénu. Je vyjádřena vztahem

$$\delta_1 = \frac{S_{tt} - S_1}{S_{tt}} \quad (1)$$

δ_2 — změna směru vykonané dráhy od roviny otáčení pneumatiky. Je opět ovlivněna nejen bočním skluzem ve stykové ploše, ale i deformací podložky a pneumatiky. Vyjadřuje se vztahem

$$\delta_2 = \frac{S_1}{S_{tt}} \quad (2)$$

S_{tt} — teoretická délka dráhy, vykonaná ve směru roviny otáčení pneumatiky

S_1 — skutečná délka dráhy, vykonaná ve směru roviny otáčení pneumatiky

S — skutečná délka dráhy, vykonaná ve směru pohybu pneumatiky, tj. v našem případě ve směru vrstevnice

S_2 — velikost dráhy, o kterou se pneumatiky vychýlí od průsečnice její roviny souměrnosti s podložkou v okamžiku počátku měřené dráhy až po odvalení délky dráhy S_{tt}

β — úhel odklonu směru dráhy (S) od roviny otáčení pneumatiky

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S_2}{S_1} = \frac{\delta_2}{1 - \delta_1} \quad [3]$$

$$\sin \beta = \frac{\delta_2}{\sqrt{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}}$$

$$\cos \beta = \frac{1 - \delta_1}{\sqrt{\delta_0^2 + (1 - \delta_1)^2}}$$

Úhrnná změna dráhy (δ_{12}) při obecném směru síly ve stykové ploše pneumatiky s podložkou je dána vztahem:

$$\delta_{12} = \frac{S_{it} - S}{S_{it}} \quad [4]$$

$$\delta_{12} = 1 - \frac{1 - \delta_1}{\cos \beta} = \frac{\cos \beta + \delta_1 - 1}{\cos \beta} = 1 - \sqrt{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}$$

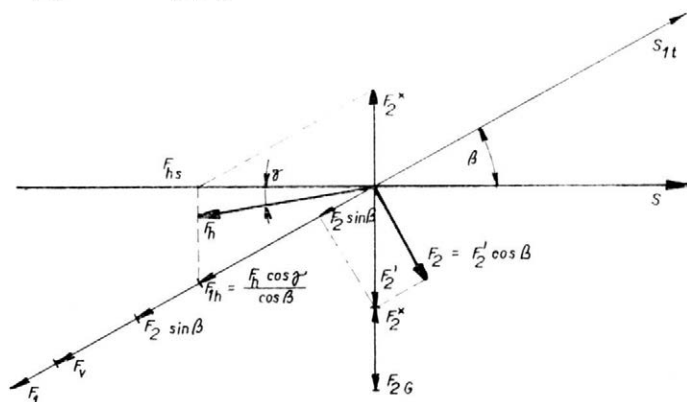
Rychlost (v_{12}) po dráze S ve vztahu k rychlosti v rovině otáčení pneumatiky (v_{it}) je dána vztahem:

$$v_{12} = v_{it}(1 - \delta_{12}) = v_{it} \frac{1 - \delta_1}{\cos \beta} = v_{it} \sqrt{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}$$

$$v_{it} = \frac{v_{12} \cos \beta}{1 - \delta_1} = \frac{v_{12}}{\sqrt{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}}$$

3.2. TAHOVÁ ÚČINNOST PNEUMATIKY

při jejím pohybu po vrstevnici svahu (o sklonu α), kdy tahová síla (F_h) má různý sklon (γ) od dráhy pneumatiky (S)



2. Silové schéma ve stykové ploše hnací pneumatiky s podložkou v případě, kdy je pneumatika vystavena obecnému směru vnější síly

kde: α — úhel svahu, po jehož vrstevnici se pohybuje pneumatika
 γ — úhel mezi tahovou silou F_h (v rovině rovnoběžné s podložkou) zatěžující pneumatiku a mezi směrem dráhy (S)

F_G — tíhová síla ve stykové ploše pneumatiky s podložkou odpovídající části hmotnost traktoru

$F_{2G} = F_G \sin \alpha = F_{2G}$ — síla působící od F_G ve styčné ploše kolmo na dráhu S

F_h — tahová síla

F_{x2} — vliv tahové síly F_h na velikost síly působící kolmo na dráhu S

$$F_{x2} = F_h (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma)$$

F'_2 — výsledná síla působící ve styčné ploše kolmo na směr dráhy S pro $\gamma \neq \beta$;

$$F'_2 = F_{2G} - F_h (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) = F_{2G} + F_h (\sin \gamma - \cos \gamma \operatorname{tg} \beta)$$

F_2 — síla působící změnu směru dráhy (δ_2) od roviny otáčení pneumatiky

$$F_2 = F'_2 \cos \beta = [F_{2G} - F_h (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma)] \cos \beta$$

F_1 — tečná síla ve styčné ploše pneumatiky v rovině jejího otáčení

F_v — valivý odpor $F_v = F_G \cos \alpha \operatorname{tg} \beta$

3.2.1. Tečná síla (F_1) pro pohyb pneumatiky zatížené či nezatížené valivým odporem (F_v) i tahovou silou F_h , a to po dráze ve směru vrstevnice svahu:

Pro $\gamma \neq \beta$;

$$F_1 = F_{1h} + F_v + [F_{2G} - F_h (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma)] \sin \beta \quad [7]$$

$$F_1 = \frac{F_h \cos \gamma}{\cos \beta} + F_v + [F_{2G} \sin \beta - F_h (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma)] \sin \beta \quad [7'']$$

$$F_1 = F_h \left\{ \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta \right\} + F_v + F_{2G} \sin \beta \quad [7''']$$

Maximální tahová síla (F_h) dosažená z dané tečné síly (F_1)

$$F_h = \frac{F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \quad [8]$$

$$F_h = \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \quad [8']$$

Maximální tahová síla (F_{hs}) ve směru dráhy (s) po vrstevnici

$$F_{hs} = F_h \cos \gamma = \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \cos \gamma \quad [9]$$

Pro $\gamma = 0$; $F_h = F_{hs}$

Takovýto druh zatížení nastává hlavně při agregaci traktoru s nářadím, u něhož je zabráněno sjíždění (pluh atd.)

$$F_1 = \frac{F_h}{\cos \beta} + F_v + F_{2G} \sin \beta \quad [7^*]$$

$$F_1 = \frac{F_h}{\cos \beta} + F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)$$

$$F_h = \frac{F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta}{\cos \beta} = \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\cos \beta} \quad [8^*]$$

$$\text{Pro } \gamma = \beta; F_{1h} = F_{ih}; F_{hs} = F_h \cos \beta$$

Tento druh zatížení nastává hlavně při agregaci traktoru s náradím, které sjíždí po svahu stejně jako kola traktoru.

$$F_1 = F_h + F_v + F_{2G} \sin \beta = F_h + F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) \quad [7^{**}]$$

$$F_h = F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta = F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \cos \beta) \quad [8^{**}]$$

Minimální tečná síla při $F_h = 0$

Tento případ se vyskytuje hlavně při jízdě traktoru bez zátěže nebo při jízdě automobilu a samochodného zemědělského stroje.

$$F_{1min} = F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) \quad [10]$$

3.2.2 Tahový výkon ve směru dráhy (s) po vrstevnici svahu, dosažený z tečné síly F_1 a obvodové rychlosti v_{it} nebo výkonu motoru pohánějícího pneumatiku při mechanické účinnosti převodů

Pro $0 \neq \gamma \neq \beta$

$$P_h = \frac{F_{hs} v_{12}}{270} = F_h \cos \gamma \frac{v_{12}}{270} \quad [11]$$

$$\begin{aligned} P_h &= \frac{F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \cos \gamma \frac{v_{12}}{270} = \\ &= \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \cos \gamma \frac{v_{it} (1 - \delta_1)}{270 \cos \beta} \\ P_h &= P_e \frac{\eta_m}{\cos \beta} \cdot \frac{(1 - \delta_1) \cos \gamma}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} - \\ &- \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \cos \gamma \frac{v_{it} (1 - \delta_1)}{270 \cos \beta} \quad [11''] \end{aligned}$$

Pro $\gamma = 0$

$$P_h = \frac{F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta}{270} v_{it} (1 - \delta_1) \frac{1}{\cos^2 \beta} \quad [11^*]$$

$$P_h = \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{270 \cos^2 \beta} v_{it} (1 - \delta_1)$$

$$P_h = P_e \eta_m \frac{(1 - \delta_1)}{\cos^2 \beta} - \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) v_{it} (1 - \delta_1)}{270 \cos^2 \beta}$$

Pro $\gamma = \beta$

$$P_h = \frac{F_1 - F_v - F_{2G} \sin \beta}{270} \cdot v_{it} (1 - \delta_1) =$$

$$= \frac{F_1 - F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{270} v_{it} (1 - \delta_1) \quad [11^{**}]$$

$$P_h = P_e \eta_m (1 - \delta_1) - \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) v_{it} (1 - \delta_1)}{270}$$

3.2.3 Tahová účinnost

Celková změna energetických ztrát při obecném směru síly, působící ve styčné ploše pneumatiky s podložkou, je patrna ze změny tahové účinnosti.

Pro $0 \neq \gamma \neq \beta$

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_e}$$

$$\eta_h = \frac{\eta_m}{\cos \beta} \cdot \frac{(1 - \delta_1) \cos \gamma}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} -$$

$$- \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta} \cos \gamma \frac{v_{it} (1 - \delta_1)}{270 P_e \cos \beta} \quad [12]$$

Pro $\gamma = 0$

$$\eta_h = \eta_m \frac{1 - \delta_1}{\cos^2 \beta} - \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{v_{it} (1 - \delta_1)}{270 P_e} \quad [12^*]$$

$$\eta_h = \eta_m \frac{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}{1 - \delta_1} -$$

$$- \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) v_{it} \{(\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2)\}}{270 P_e (1 - \delta_1)}$$

Pro $\gamma = \beta$

$$\eta_h = \eta_m (1 - \delta_1) - \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta) v_{it} (1 - \delta_1)}{270 P_e} \quad [12^{**}]$$

$$\eta_h = \eta_m (1 - \delta_1) - \frac{F_G \left(f_v \cos \alpha + \frac{\delta_2 \sin \alpha}{\sqrt{\delta_2^2 + (1 - \delta_1)^2}} \right) v_{it} (1 - \delta_1)}{270 P_e}$$

3.2.4 Tečný příkon nebo výkon motoru při jízdě po vrstevnici P_T

Pro $\gamma < \beta$

$$\frac{F_1 v_{1t}}{270} = F_h \frac{v_{12}}{270} \left[\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta \right] \cdot$$

$$\cdot \frac{\cos \beta}{(1 - \delta_1)} + \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{270} v_{it} \quad [13]$$

$$P_e \eta_m = F_h \frac{v_{12}}{270} \left[\frac{\cos \gamma}{\cos \beta} - (\cos \gamma \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \sin \beta \right] \cdot \frac{\cos \beta}{(1 - \delta_1)} + F_G \frac{(f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{270} v_{12}$$

Pro $F_h = 0$, tj. pro automobily a samochodné zemědělské stroje

$$P_e \eta_m = \frac{F_G (f_v \cos \alpha + \sin \alpha \sin \beta)}{270} \cdot \frac{v_{12} \cos \beta}{1 - \delta_1}$$

Pokud chceme použít uvedených matematických vzorců pro určitý typ pneumatiky, jejího zatížení a pro pracovní podmínky, ve kterých má být této pneumatiky použito, je třeba znát vzájemný průběh δ_1 a δ_2 při různém směru a velikosti síly ve stykové rovině pneumatiky s půdou.

4. VZÁJEMNÉ OVLIVNĚNÍ HODNOTY ZMĚNY VELIKOSTI VYKONANÉ DRÁHY (δ_1) NA VELIKOST ZMĚNY SMĚRU DRÁHY (δ_2) A OPAČNĚ

Pokud působí samostatně proměnná tečná síla v rovině otáčení, obdržíme pro určité podmínky, za kterých pracuje, proměnnou hodnotu změny vykonané dráhy v závislosti na tečné síle, kterou lze vyjádřit funkcí

$$\delta_1 = f(F_1) \text{ pro } F_2 = 0$$

Podobně při samostatném působení kolmé boční síly mají pro její různé hodnoty odpovídat i různé hodnoty změny směru dráhy, které lze opět vyjádřit funkcí

$$\delta_2 = f(F_2) \text{ pro } F_1 = 0$$

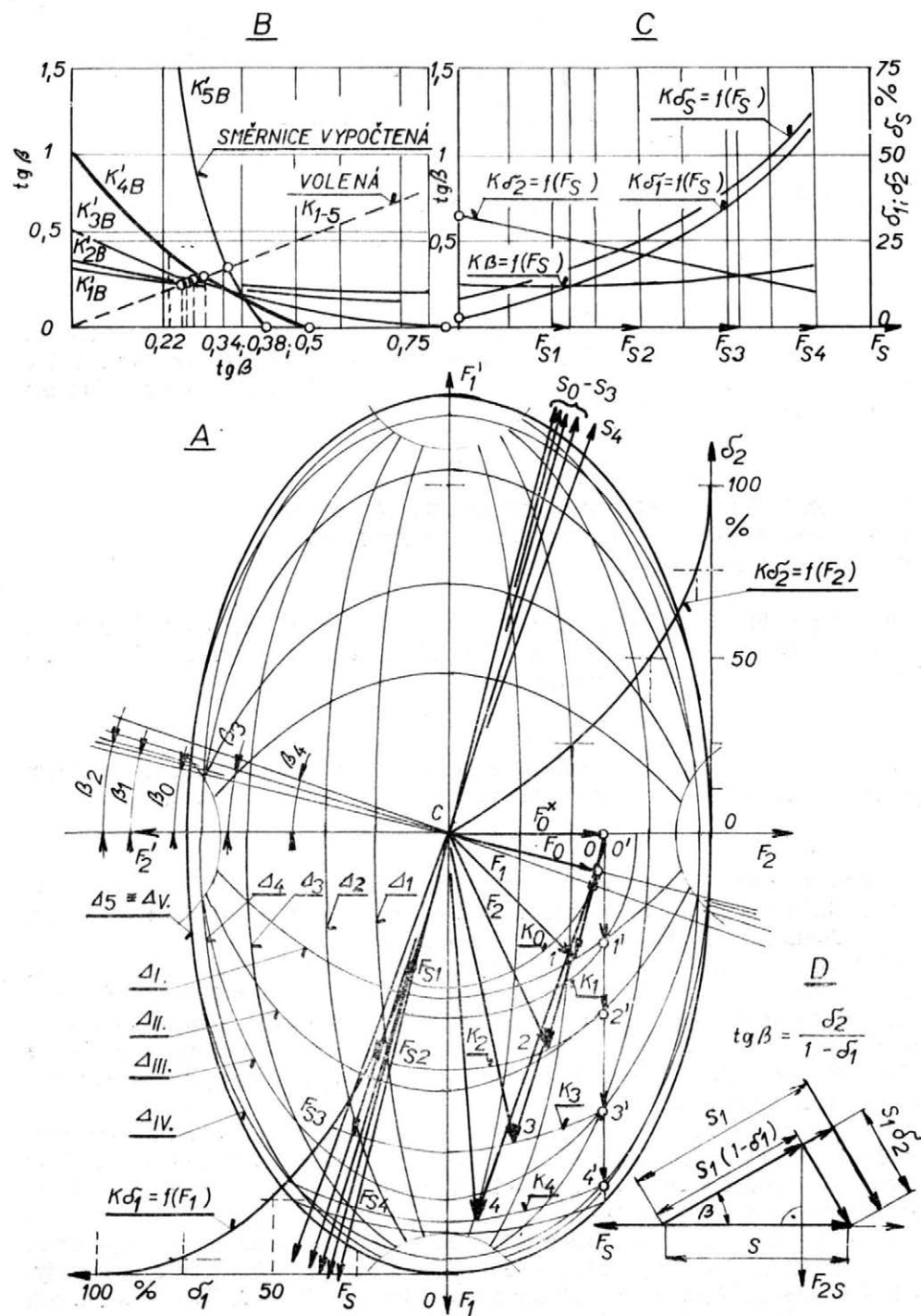
Prakticky se však často charakteristika změny směru dráhy v závislosti na kolmé boční síle určuje při $F_1 = F_v$, tj. při valivém odporu poháněné i valené pneumatiky. Je to v podmínkách s nižším koeficientem valivého odporu f_v .

Obě tyto silové složky však působí současně; tím se pak vzájemně ovlivňují v tom smyslu, že stejné hodnoty změny velikosti dráhy nebo změny směru dráhy se dosahuje již při nižší tečné síle nebo při nižší kolmé boční síle. Prakticky se to projevuje tím, že zatížením pneumatiky při stálé boční síle (např. při jejím odvalování po vrstevnici) se zvětšuje při rostoucí tečné tahové síle i odchylky směru dráhy, kterou pneumatika vykonává od roviny, ve které se otáčí.

Pro rychlou orientaci těchto vzájemných vlivů doporučuji sestavit úhrnné vrstevnicové charakteristiky stejných změn velikosti i směru vykonané dráhy, a to tak, aby byly sestaveny pro každou pneumatiku a pro hlavní pracovní podmínky, ve kterých má být určitého typu pneumatiky použito.

Tato vrstevnicová charakteristika se vyznačuje tím, že vyjadřuje vzájemný vztah změny velikosti ujeté dráhy i změny směru dráhy k různým velikostem a směru síly, působící v silovém těžišti styčné plochy pneumatiky s podložkou. Tato vrstevnicová charakteristika je např. uvedena na obr. 3 (Andert 1967c).

Výhoda těchto vrstevnicových charakteristik spočívá zejména v tom, že umožňují okamžitě určit jak velikost změny dráhy δ_1 , tak i změnu směru δ_2 pro libovolnou velikost a směr síly F , která působí na pneumatiku. Postačí jen tuto sílu v příslušném měřítku



3. Úhrnná vrstevnicová charakteristika stejných změn velikosti i směru vykonané dráhy

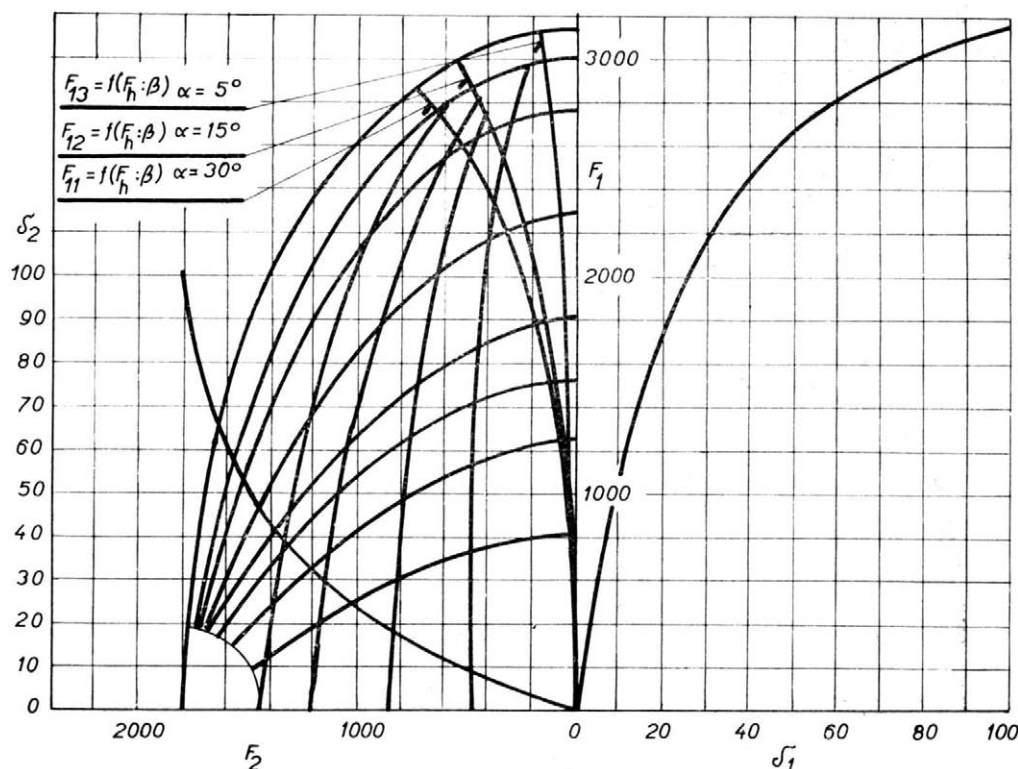
vynést do vrstevnicové charakteristiky od těžiště C působením sil; konec této úsečky v soustavě vrstevnic okamžitě vyznačí změnu velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy. Při daném směru síly F vůči dráze (S) pneumatiky nám pak tato charakteristika umožní určit pro různou tahovou sílu (F_h) i úhel β natočení roviny otáčení pneumatiky vzhledem ke směru dráhy pneumatiky (obr. 3).

5. VZOROVÉ VYPRACOVÁNÍ POTENCIÁLNÍCH TAHOVÝCH CHARAKTERISTIK PŘI POHYBU VE VRSTEVNICI SVAHŮ

$0^\circ, 5^\circ, 15^\circ, 30^\circ$

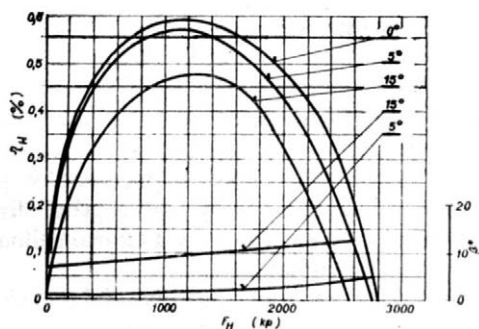
K bližšímu určení změny tahových vlastností hnacích pneumatik při jejich odvalování po vrstevnici svahu o různém sklonu je vhodné sestavit příslušné potenciální tahové charakteristiky. Jelikož tahová síla má různý sklon k dráze pohybu pneumatiky, je vhodné sestavit potenciální tahové charakteristiky pro krajní polohy směru tažné síly, které se také často i v praxi vyskytují, a to tahovou silou ve směru dráhy a tahovou silou, která má vždy shodný směr se směrem roviny otáčení pneumatik.

Vzorové potenciální tahové charakteristiky jsou vypracovány pro podmínky suché louky, pro které byla zjištěna úhrnná vrstevnicová charakteristika pro hnanou nápravu vybavenou zdvojenými pneumatikami 16,9/14–28 Barum a zatíženou silami od hmotnosti ve výši 3400 kg. Průběh příslušné vrstevnicové charakteristiky změn velikosti a směru vykonané dráhy je patrný z obr. 4.

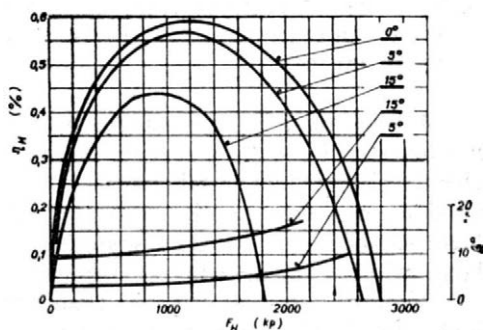


4. Průběh vrstevnicové charakteristiky změn velikosti a směru vykonané dráhy

Na základě takto zjištěné vrstevnicové charakteristiky a dříve uvedených vztahů v kap. 4 byly pak vypracovány potenciální tahové charakteristiky jak pro směr tahové síly ve směru dráhy (obr. 5), tak pro směr tahové síly ve směru roviny otáčení pneumatik (obr. 6). Současně je na obou obrázcích uvedena charakteristika velikosti odklonu (β) roviny otáčení pneumatiky od směru dráhy (S).



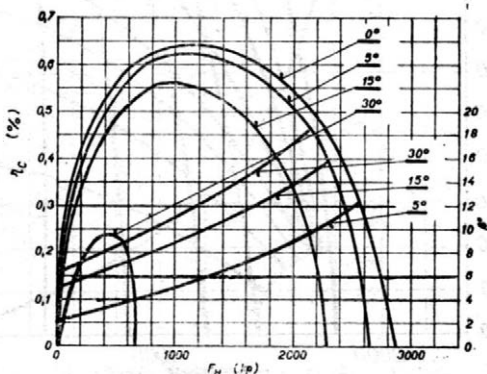
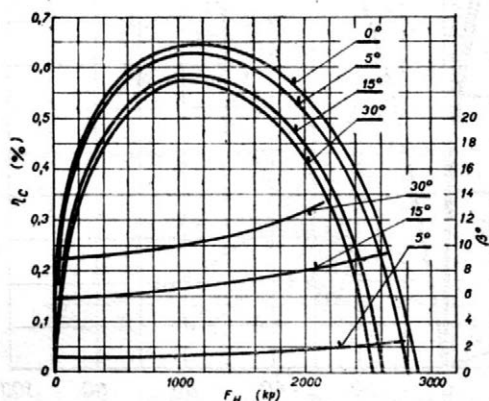
5. Potencionální tahové charakteristiky pro směr tahové síly ve směru dráhy



6. Potencionální tahové charakteristiky pro směr tahové síly ve směru roviny otáčení pneumatik

Při porovnání obou potenciálních charakteristik je zřetelně patrný výhodnější průběh tahové charakteristiky pro směr tahové síly ve směru jejího pohybu dráhy S oproti průběhu potenciální tahové charakteristiky, u níž tahová síla má shodný směr s rovinou otáčení pneumatik. Tento vzájemný rozdíl mezi oběma druhy pneumatik je patrný i z porovnání charakteristiky úhlu natočení roviny otáčení pneumatik v závislosti na tahové síle, která je hnacími pneumatikami přenášena.

Použijeme-li shora uvedenou úhrnnou vrstevnicovou charakteristiku pro pásový traktor o hmotnosti 2500 kg (tj. pro krajně příznivý případ o vysoké soudržnosti podvozku s podložkou), pak odpovídající potenciální tahové charakteristiky opět pro různé svahy a pro oba krajní směry působení tahové síly jsou uvedeny na obrázcích 7 a 8.



7., 8. Potencionální tahové charakteristiky pro různé svahy a pro oba krajní směry působení tahové síly pro pásový traktor

Vzhledem k častému výskytu bočních sil ve styčné ploše pneumatiky s podložkou doporučuji pro snadnější hodnocení pneumatik vypracovat úhrnné vrstevnicové charakteristiky změn velikosti (δ_1) a směru ujeté dráhy (δ_2), a to pro základní podmínky vyskytující se v zemědělství a pro maximální a střední hodnotu jejich adhezního zatížení při huštění 1,5 kp/cm². Tak bude uživatel pneumatiky informován o tahových a energetických vlastnostech dostupných pneumatik a bude moci volit jejich správný typ pro různé pracovní podmínky.

Současně výsledky ukazují, že pro pneumatiky, u nichž byla zjištěna úhrnná vrstevnicová charakteristika změn velikosti i směru dráhy, mohou být určeny potenciální tahové charakteristiky jak pro jízdu na rovině, tak i pro jízdu po vrstevnici různého svahu, nebo i pro jiný boční směr síly působící na pneumatiku.

Literatura

- ANDERT A., 1959, Poznatky o vztazích a vlivu některých parametrů traktorových pneumatik na agrotechniku. Sborník ČSAZV Zemědělská technika 4—5 : 247—274.
- ANDERT A., 1967a, Vliv dezénu hnacích pneumatik na tahové a ostatní vlastnosti traktoru. Zemědělská technika 2 : 59—79.
- ANDERT A., 1967b, Účelnost přechodu na velkoobjemové hnací pneumatiky získané dalším rozšířením ráfku. Zemědělská technika 6 : 327—346.
- ANDERT A., 1967c, Vhodnost souměrného a nesouměrného dezénu pro pneumatiky k traktorům a zemědělským strojům. Zemědělská technika 7 : 379—397.
- BEKKER M. G., 1956, Theory of Land Locomotion. University of Michigan, Press Ann Arbor.
- KMENT A., REZNÍČEK R., FOJTÍK L., 1957, Použití elektrických odporových snímačů deformace pro stanovení prokluzových charakteristik. Sborník ČSAZV Mechanizace a elektrifikace zemědělství 5.
- NETÍK O., PICK E., 1964, Příspěvek k řešení otázek spojených s bočním sjížděním traktorů na svahu. Zemědělská technika 4 : 245—254.
- SÖHNE W., 1952, Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik. VDI Verlag.
- WALDERS F. C., WORTHINGTON W. H., 1956, Low Section Height Tires, Agricultural Engineering, ASAE Michigan.

Došlo dne 17. 12. 1969

Тяговые характеристики шин при общем направлении силы

В связи с частым появлением боковых сил на площади соприкосновения шины с подкладкой с целью облегчения оценки шин рекомендуется разработать суммарные горизонтальные характеристики перемен в величине (δ_1) и направлении пройденного пути (δ_2), а именно для главных условий, встречающихся в сельском хозяйстве, и для максимальной и средней величины их адгезионной нагрузки при накачивании 1,5 кг/см². Таким образом хозяин шин будет информирован о тяговых и энергетических свойствах доступных шин и сможет выбрать их правильный тип для разных рабочих условий.

Одновременно результаты исследования показывают, что для шин, у которых была установлена суммарная горизонтальная характеристика перемен в величине и направлении пути, могут быть определены потенциальные тяговые характеристики как для езды на равнине, так и для езды по горизонталям различных склонов, или для других боковых направлений силы, действующей на шину.

Pull Characteristics of Tyres with a General Direction of Force

With regard to a frequent occurrence of flank forces in the contact surface of tyres with pad, it is recommended to determine the total gradient characteristics of the changes of size (δ_1) and direction of travel (δ_2) to facilitate the eva-

luation of tyres, for the fundamental conditions prevailing in agriculture and for the maximum and medium values of their adhesive load with inflation of 1,5 kp/cm². Thus the user of a tyre will have an information of the pull- and power-characteristics of the tyres available and will be able to choose an adequate type for the different working conditions.

The present results indicate, that in case of tyres, with which total gradient characteristics of the changes in size and direction of travel were determined, it is possible to determine potential pull characteristics for travel on plane and for travel on different gradients or even for an another flank direction of force affecting the tyre.

Zugcharakteristiken der Reifen bei allgemeiner Krafrichtung

Infolge des häufigen Vorkommens der Seitenkräfte in der Berührungsfläche von Reifen mit der Auflage wird es zur leichteren Reifenbewertung empfohlen, die Summe der Schichtliniencharakteristik in bezug auf die Größenänderungen (1) und Richtung der zurückgelegten Strecke (2) auszuarbeiten, und zwar für grundlegende, in der Landwirtschaft auftretende Bedingungen und für deren Höchst- und Mittelwert der Adhäsionsbelastung bei dem Reifendruck von 1,5 km/cm². So wird der Reifennutzer über Zug- und Energieeigenschaften der zugänglichen Reifen informiert sein und deren funktionsgerechten Typ für verschiedene Arbeitsbedingungen wählen können.

Gegenwärtige Ergebnisse lassen erkennen, daß für Reifen, bei denen die gesamte Schichtenliniencharakteristik in bezug auf Größenänderungen sowie Fahrtrichtungsänderungen ermittelt wurden, können potentielle Zugcharakteristiken sowohl für die Fahrt in der Ebene als auch für die Fahrt in Schichtenlinie am verschiedenartigen Hange, oder aber für eine andere auf den Reifen wirkende Kraft-seitenrichtung bestimmt werden.

Adresa autora:

Ing. Antonín A n d e r t, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

■ V poslední době se v zemědělském provozu začíná významnou měrou uplatňovat soustava preventivních oprav na základě diagnosticky zdůvodněné potřeby. Ve srovnání s tradiční soustavou standardních oprav přináší toto nové pojetí možnost značných úspor na provozních nákladech zejména proto, že umožňuje v mnohem větší míře využít variabilitu fyzické životnosti jednotlivých součástí a skupin. Dosáhnout ekonomického efektu je však možno pouze tehdy, budou-li náklady na diagnostiku nižší, než úspory vzniklé prodloužením doby provozu dané technické soustavy (stroje).

Ekonomická kritéria limitují možnost aplikace některých diagnostických metod a problém optimalizace diagnostiky není tudíž pouze problémem technickým. Ve stejné míře se však nejedná o problém čistě ekonomický. Důsledným uplatněním ekonomických kritérií lze sice z dosavadních známých metod vybrat ty nejvhodnější a sestavit z nich účelný diagnostický postup, avšak zdaleka ne postup optimální vzhledem k současnému stavu techniky.

Je třeba, aby ekonomická kritéria zpětně usměrňovala vývoj nových metod diagnostiky tak, aby byly vhodně vyplněny mezery právě v těch místech, kde lze očekávat největší výsledný efekt. V příspěvku předkládám návrh metody hodnocení postupu diagnostické prověrky z hlediska minimálních nákladů.

KONCEPČNÍ PROBLÉMY TECHNICKÉ DIAGNOSTIKY

Za základní úkol technické diagnostiky je možno považovat zabezpečení nezbytného objemu informací o technickém stavu zkoumaného stroje nebo zařízení v časových intervalech, umožňujících včasné opravárenské zásahy. Stanovení nezbytného objemu informací je zřejmě prvním předpokladem návrhu účelného postupu při vlastní diagnostické prověrce.

Uvažujme, že u libovolného stroje nebo zařízení existuje z hlediska diagnostiky určitý počet tzv. základních prvků, jejichž technický stav je nutno při prověrce klasifikovat. Základním prvkem je zde míněna součást, dílec, nebo i skupina — podle požadavku na podrobnost informace.

Prostým způsobem je možno uvedené základní prvky klasifikovat tak, že bude postupně prověřován jeden prvek po druhém. Získané výsledky měření technického stavu jednotlivých základních prvků budou dále nazývány dílčími ukazateli technického stavu. Uvedenému způsobu měření vyhovuje např. v ČSSR běžně používaná souprava pro bezdemontážní prověrku traktorů MS-T-1 (Kocián 1967).

Skutečnost, že je nutno určitý počet základních prvků klasifikovat, ještě neznamená, že je nutno všechny tyto prvky bezprostředně měřit. V řadě případů je z technického hlediska možné volit tzv. souhrnné ukazatele, klasifikující vždy několik základních prvků

společně. Teprve v případě pozitivního výsledku souborného měření, tj. byla-li v souboru prvků jako celku nalezena porucha, jeví se účelné přistoupit k detailní prověrce.

Např. souhrnným ukazatelem technického stavu vstřikovacího čerpadla vznětového motoru může být jeho dodávková charakteristika. Příčinu nesprávné funkce, v daném případě např. opotřebení vstřikovacích jednotek nebo výtlačných ventilů, nelze sice na základě dodávkové charakteristiky stanovit, avšak často to ani není nutné. Pokud souhrnný ukazatel vyhovuje, není nutno zjišťovat dílčí ukazatele základních prvků. Samotné vstřikovací čerpadlo je možno v uvedeném případě chápat jako prvek nadřazený několika prvkům základním a současně podřízený jednomu prvku vyššího stupně. Odpovídajícím souhrnným ukazatelem vyššího stupně může být např. výkon motoru, podávající souhrnnou informaci nejen o technickém stavu vstřikovacího čerpadla, ale i o stavu vstřikovacích ventilů, rozvodového ústrojí a kompresního prostoru.

Uvedeným způsobem lze obvykle konkrétní zkoumaný typ stroje rozčlenit na nadřazené a podřízené prvky, jimž odpovídají příslušné souhrnné a dílčí ukazatele. Takovýmto rozčleněním je již vlastně určen postup prověrky, který však bude případ od případu odlišný podle náhodného výskytu poruch.

Zmíněné koncepční pojetí diagnostického postupu je v praxi často intuitivně využíváno. Je ovšem otázka, do jaké míry je členění zkoumaného stroje na soubor nadřazených a podřízených prvků vhodné a kdy, za jakých podmínek se naopak stává nevyhovujícím. Tímto problémem se zabývá následující stať.

OPTIMALIZACE DIAGNOSTICKÉHO POSTUPU

Na obr. 1 je diagram znázorňující jednu z možných variant postupu při diagnostické prověrce technické soustavy (stroje) o deseti základních prvcích, které je nutno klasifikovat buď pomocí dílčích, nebo souhrnných ukazatelů.

Uzlové body diagramu, označené kroužky, představují určitý stav informace v podobě příslušného souhrnného nebo dílčího ukazatele. Orientované úsečky, spojující vždy dva uzlové body, směřují od ukazatelů nadřazených k podřízeným, až v posledním sloupci k ukazatelům dílčím. Dílčí ukazatele jsou označeny přirozenou řadou čísel a souhrnné ukazatele vždy intervalem z dané řady čísel, příslušejícím základním prvkům, o nichž podávají souhrnnou informaci. Nultý uzel diagramu, označený číslem nula, obsahuje informaci o potřebě prověrky celé zkoumané technické soustavy.

Orientované úsečky znázorňují měřicí úkony, jimž přísluší pracnost měření toho přímo podřízeného ukazatele, k němuž daná úsečka směřuje. Měření se neuskutečňuje vždy, ale pouze tehdy, byl-li nadřazený souhrnný ukazatel „nevyhovující“. V takovémto případě však je třeba měřit všechny přímo podřízené ukazatele, ať se jedná opět ještě o ukazatele souhrnné, nebo o ukazatele dílčí.

Předpokládáme-li dostatečnou přesnost měření, lze pravděpodobnost klasifikace „nevyhovující“ ztotožnit s pravděpodobností výskytu alespoň jedné poruchy v prvcích, o nichž daný ukazatel podává souhrnnou informaci.

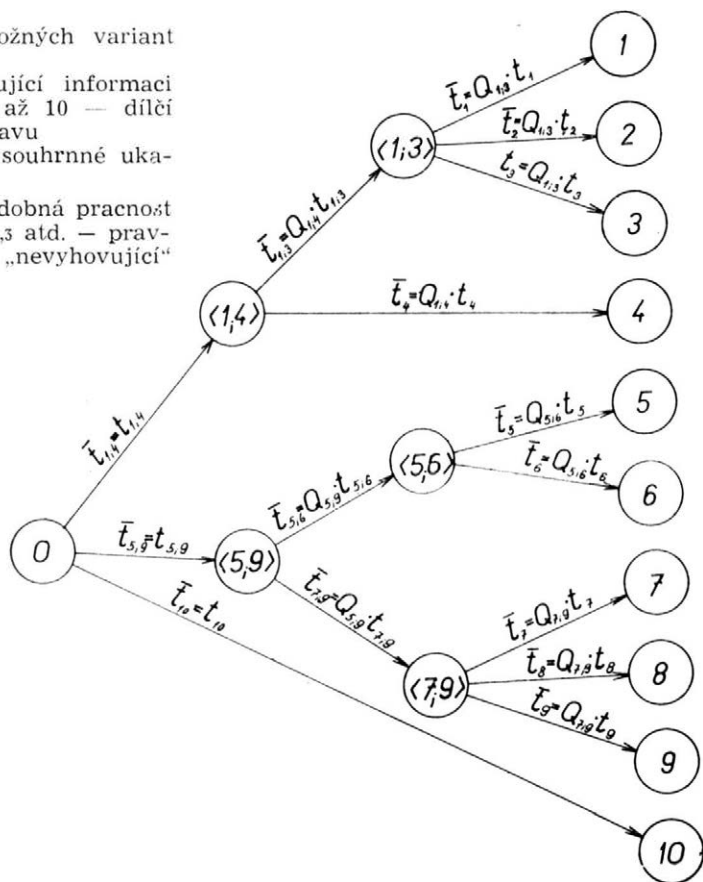
Označíme-li podřízený ukazatel obecně indexem i a příslušný jemu přímo nadřazený ukazatel indexem i_{12} , lze za uvedeného předpokladu dostatečně přesného měření stanovit vztah:

$$Q_{i_{12}} = 1 - \prod_{i_1}^{i_2} (1 - Q_i) \quad (1)$$

kde: $Q_{i_{12}}$ — pravděpodobnost klasifikace „nevyhovující“ ukazatele i_{12} , který je nadřazen skupině ukazatelů $i \in \langle i_1; i_2 \rangle$

Q_i — pravděpodobnost klasifikace „nevyhovující“ ukazatele i , přímo podřízeného ukazateli i_{12}

1. Diagram jedné z možných variant diagnostického postupu
 0 — nultý uzel obsahující informaci o potřebě проверки 1 až 10 — dílčí ukazatele technického stavu
 $\langle 1;4 \rangle$, $\langle 1;3 \rangle$ atd. — souhrnné ukazatele technického stavu
 $\bar{t}_{1,4}$, $\bar{t}_{1,3}$ atd. — pravděpodobná pracnost měřícího úkonu; $Q_{1,4}$, $Q_{1,3}$ atd. — pravděpodobnost klasifikace „nevyhovující“



Několikrát použitím vztahu (1) lze stanovit pravděpodobnost klasifikace „nevyhovující“ pro libovolný souhrnný ukazatel při libovolné variantě diagnostického postupu, jsou-li experimentálně zjištěny pravděpodobnosti výskytu poruch u základních prvků a jim odpovídající pravděpodobnosti klasifikace „nevyhovující“ u dílčích ukazatelů.

Úkolem je stanovit pravděpodobnou pracnost celé diagnostické проверки jako sumu pravděpodobné pracnosti jednotlivých měření.

Vezmeme-li v úvahu výše uvedený předpoklad, že při klasifikaci nadřazeného ukazatele „nevyhovující“ budou měřeny všechny přímo podřízené ukazatele, je možno pro pravděpodobnou pracnost libovolného podřízeného ukazatele stanovit obecně platný vztah:

$$\bar{t}_i = Q_{i_{12}} \cdot t_i \quad (2)$$

kde: $\bar{t}_i$ — pravděpodobná pracnost měření ukazatele i , přímo podřízeného ukazateli i_{12}
 t_i — prostá pracnost měření ukazatele i , stanovená např. pomocí časového snímku

Vztah (2) lze aplikovat na stanovení pravděpodobné pracnosti měření všech ukazatelů, vyjma ukazatelů přímo podřízených nultému uzlu diagramu, který, jak bylo předloženo, není souhrnným ukazatelem, ale obsahuje pouze pokyn k uskutečnění проверки. Předpokládáme, že uskutečnění проверки je jev jistý, že o něm bylo rozhodnuto na základě jiných, vnějších příčin, a proto je možno napsat:

$$Q_0 = 1 \quad (3)$$

kde: Q_0 — pravděpodobnost potřeby měření ukazatelů přímo podřízených nultému uzlu diagramu

Použití vztahu (2) a (3) je zřejmé z obrázku 1. Pravděpodobná pracnost měření ukazatelů přímo podřízených nultému uzlu je vždy totožná s prostou pracností, stanovenou např. z časového snímku. Jedná se totiž o základní informace, které je nutno v soulase s podmínkou (3) získat při každé prověrce. Pokud by nebyla v prověřované technické soustavě žádná porucha, další měření by již nebylo nutné. S příslušnou pravděpodobností však k potřebě měření dochází a příslušná pravděpodobná pracnost je vyznačena na úsečkách znázorňujících měřicí operace. Pravděpodobná pracnost celé prověrky tudíž bude dána vztahem:

$$t = \sum_{i=1}^n \bar{t}_i \quad (4)$$

kde: $\bar{t}$ — pravděpodobná pracnost celé prověrky
 n — celkový počet všech ukazatelů, včetně ukazatelů dílčích

Pro doplnění ještě zbývá uvést závislost pravděpodobnosti výskytu poruchy na velikosti intervalu mezi dvěma diagnostickými prověrkami. V častých případech lze považovat proud poruch jednotlivých prvků stroje za proud prostý, při němž je pravděpodobnost výskytu poruchy v prvku charakterizovaném ukazatelem i dána exponenciálním zákonem:

$$Q_i = 1 - e^{-\lambda_i T} \quad (5)$$

kde: λ_i — intenzita poruch, tj. počet statisticky zjištěných poruch v prvku charakterizovaném ukazatelem i za časovou jednotku
 T — interval doby provozu mezi dvěma diagnostickými prověrkami

Vztah (5) lze použít pro libovolný prvek či skupinu prvků technické soustavy, avšak je účelné zjišťovat podle něho hodnotu Q_i pouze pro dílčí ukazatele charakterizující prvky základní. V ostatních případech je výhodnější pravděpodobnosti klasifikací „nevyhovující“ vypočítat podle vztahu (1) pro libovolnou variantu postupu.

Smysl naznačeného výpočtu pravděpodobné pracnosti diagnostické prověrky je právě v tom, že lze z několika technicky realizovatelných variant postupu prověrky vybrat předem variantu optimální. Optimální postup nemusí být vždy nejméně pracný. Zřejmým kritériem optimálního diagnostického postupu budou vlastní náklady na jednu prověrku. Vyloučíme-li ze soutěže takové varianty postupu, které nezaručují požadovanou přesnost, lze zbývající varianty posoudit podle pravděpodobných vlastních nákladů na jednu diagnostickou prověrku.

$$\bar{N}_d = \bar{t} \cdot M \left(1 + \frac{P}{100} \right) + \frac{N_{or}}{W_d} \quad (6)$$

kde: $\bar{N}_d$ — pravděpodobné vlastní náklady na jednu diagnostickou prověrku

$\bar{t}$ — pravděpodobná pracnost prověrky

M — hodinová mzda pracovníků

P — podniková režie

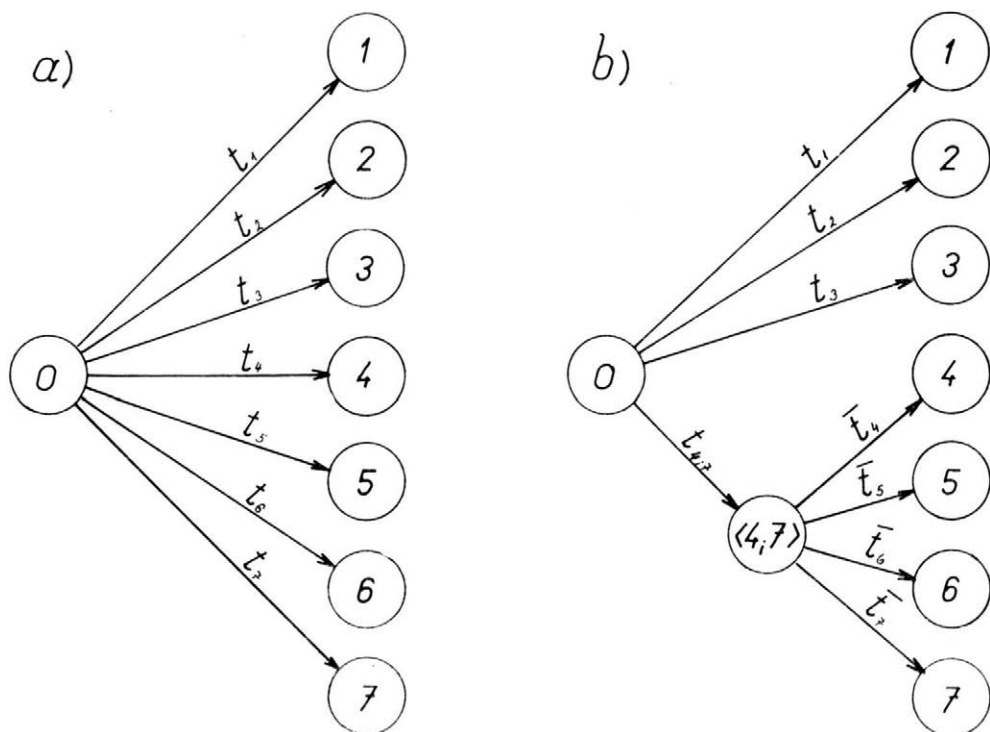
N_{or} — náklady na odpisy a údržbu diagnostické soupravy za rok

W_d — plánovaný počet prověrek realizovatelný jednou soupravou

Z vztahu (6) je zřejmé, že znalost pravděpodobné pracnosti prověrky umožňuje objektivně posoudit, zda např. případné zvýšení investičních nákladů bude při přechodu na jinou metodu měření vykompenzováno snížením pracnosti. Obdobně lze stanovit minimální nutný počet provereček za rok, zaručující výhodnost investičních nákladů do měřicího zařízení.

PŘÍKLAD APLIKACE

Velmi závažným problémem zemědělského provozu je zabezpečení provozuschopnosti vzduchových brzd traktorových přívěsů. Dosavadní metodika prověrky (Kocián 1967, norma NDR), vypracovaná z hlediska požadavku na minimální nutné vybavení měřicím zařízením, neskýtá záruku, že při prověrcce bude s vyhovující přesností klasifiko-



2. Příklad postupu diagnostické prověrky soustavy vzduchových brzd traktoru s přívěsem

a — alternativa bez souhrnného ukazatele

b — alternativa se souhrnným ukazatelem účinku brzd

1 — stav kompresoru

2 — stav vyrovnavače tlaku

3 — těsnost celé soustavy

4 — stav brzdového ventilu

5 — stav rozvaděče přívěsu

6 — stav brzdových válců

7 — stav seřízení brzd v kolech

t_1 až t_7 — prostá pracnost měření jednotlivých dílčích ukazatelů

$t_{4,7}$ — prostá pracnost měření souhrnného ukazatele, tj. účinku brzd

$\bar{t}_1$ až $\bar{t}_7$ — pravděpodobná pracnost měření dílčích ukazatelů

ván technický stav brzdové soustavy jako celku. Podle zmíněné metodiky jsou postupně prověřovány jednotlivé části soustavy, aniž by byl přímo měřen účinek brzd. Uvedeným způsobem nelze např. měřit, zda rozdíl v účinku brzd na levé a pravé straně vozidla bude v přípustné toleranci a zda vůbec bude možno na obvodu kol dosáhnout brzdné síly, odpovídající přípustné maximální brzdné dráze.

Při vyslovení striktního požadavku, aby diagnostická prověrka poskytla dostatečný objem informací o technickém stavu brzd, je možno výše naznačený problém řešit v podstatě dvěma způsoby:

- pouze doplnit dosavadní metodiku o několik dalších dílčích ukazatelů,
- zařadit do prověrky souhrnného ukazatele, v daném případě měření účinku brzd na stabilním zkušebním zařízení.

Diagnostický postup pro obě uvedené alternativy je znázorněn v diagramech na

I. Výchozí údaje pravděpodobnosti výskytu poruch

Označení ukazatele i	Prostá pracnost t_i min	Pravděpodobnost výskytu poruchy Q_i
1	3	
2	2	
3	5	
4	8	0,058
5	8	0,065
6	4	0,040
7	30	0,085
<4; 7>	6	0,226

obr. 2. Výchozí údaje pravděpodobnosti výskytu poruch u základních prvků a u dílčích ukazatelů jim odpovídajících, zjištěné pro tříměsíční interval mezi diagnostickými prověrkami, jsou uvedeny v tab. I, včetně zčásti odhadnutých pracností pro obě alternativy diagnostického postupu.

Pro alternativu *a* je pravděpodobná pracnost prověrky dána součtem prostých pracností dílčích měření:

$$\bar{t}_a = \sum_{i=1}^7 t_i = 60 \text{ minut}$$

Pro alternativu *b* je pravděpodobná pracnost totožná s pracností prostou pouze u ukazatelů $i \in (1;3)$ a u ukazatele $i = (4;7)$. V ostatních případech — pro $i \in (4;7)$ — je pravděpodobná pracnost dána součinem pravděpodobnosti klasifikace „nevyhovující“ $Q_{4;7}$ a prosté pracnosti měření t_i .

Příslušnou hodnotu $Q_{4;7}$ lze stanovit pomocí vztahu (1):

$$Q_{4;7} = 1 - (1 - 0,058)(1 - 0,065)(1 - 0,040)(1 - 0,085) = 0,226$$

Pravděpodobná pracnost prověrky pro alternativu *b* bude tudíž rovna:

$$\begin{aligned} \bar{t}_b &= \sum_{i=1}^3 t_i + t_{4;7} + Q_{4;7} \sum_{i=4}^7 t_i = \\ &= 10 + 6 + 0,226(8 + 8 + 4 + 30) = 27,30 \text{ minut} \end{aligned}$$

Pomocí vztahu (6) je dále možno — při uvažování konkrétních investičních nákladů na měření souhrnného ukazatele a při uvažování počtu plánovaných prověrek za rok — posoudit výhodnost jednotlivých alternativních řešení.

V práci byla použita metoda síťového diagramu pro stanovení optimálního postupu diagnostické prověrky s přihlédnutím k ekonomickému hledisku. Na základě teoretického rozboru problému byla navržena snadno aplikovatelná metoda diagnostického postupu, jejíž konkrétní aplikace byla ukázána na příkladu prověrky vzduchových brzd traktorového přívěsu.

Vzhledem k tomu, že technická diagnostika nalézá v zemědělském provozu široké uplatnění, je účelné se zabývat podrobněji metodikou diagnostické prověrky konkrétních strojů a zařízení. Zpracování metodických postupů a jejich rozšíření by mohlo přinést značné úspory na vlastních nákladech na diagnostiku. Rovněž tak by zpracování zmíněných postupů i jejich perspektivních variant mohlo pomoci k usměrnění vývoje a výroby nových diagnostických přístrojů a pomůcek.

L i t e r a t u r a

KOCIÁN J., 1967, Určování technického stavu traktoru bez demontáže měřicí soupravou MS-T-1. Mechanizace zemědělství, Praha.

NORMA NDR: TGL 80-21773 Pflegeordnungstraktoren.

PAVLOV B. V., 1966, Кибнетические методы технического диагноза. Машиностроение, Москва.

Došlo dne 24. 10. 1969

Об оптимизации технической диагностики

Была предложена концепция понимания технической диагностики в сельскохозяйственном производстве, основой которой является система частных и суммарных показателей. Для этой концепции понимания технической диагностики был предложен метод выбора оптимального хода диагностической проверки из нескольких технически осуществимых вариантов. Критерием для выбора оптимального хода является вероятная трудоемкость и вероятная себестоимость одной проверки.

A Contribution to the Optimization of a Technical Diagnostic

A proposal of technical diagnostic in agricultural operation, based on a system of partial and summary indices, comprising a method for the selection of the optimum diagnostic checking from several variants, which can be technically realized. The criterion for the selection of an optimum process is the probable labour requirement and the probable prime costs per one checking.

Beitrag zur Optimierung der technischen Diagnostik

Es wird eine Konzeptionsauffassung der technischen Diagnostik im landwirtschaftlichen Betrieb entworfen, deren Grundlage ein System von Teil- und Gesamtkennziffern darstellt. Für die erwähnte Konzeptionsauffassung wird von mehreren technisch realisierbaren Varianten die Methode der Auswahl des Bestverfahrens der diagnostischen Überprüfung vorgeschlagen. Als Kriterium der Auswahl des optimalen Verfahrens gilt der wahrscheinliche Arbeitsaufwand und wahrscheinliche Selbstkosten je eine Überprüfung.

Contribution à l'optimisation du diagnostic technique

On propose une conception du diagnostic technique dans l'exploitation agricole, dont la base est le système d'indicateurs partiels et globaux. Pour réaliser la conception mentionnée, on propose la méthode permettant le choix du procédé optimum de vérification diagnostique, sur plusieurs variantes réalisables sur le plan technique. C'est la dépense de travail probable et les frais de revient approximatifs par une vérification qui constituent le critère du choix de procédé optimum.

Adresa autora:

Doc. ing. Ladislav Pejša, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha 6 - Suchbát

614.8 330.456 631.004.5/.6 631.3-78

■ Požadavky na spolehlivost strojů a strojních zařízení v zemědělství jsou ovlivňovány charakterem plněných úkolů. U úkolů, při jejichž plnění je bezpečnost provozu (bezpečnost uživatele stroje nebo zařízení) určována spolehlivostí zařízení, jsou kladeny maximální požadavky na spolehlivost. Tam, kde při plnění úkolu je porucha zařízení spojena s vysokými náklady a materiálními ztrátami, jsou kladeny požadavky na optimální spolehlivost — určujícím prvkem pro ni je minimální suma pořizovacích nákladů a materiálních ztrát. Je zřejmé, že velikost pořizovacích nákladů a materiálních ztrát závisí v daných provozních podmínkách na spolehlivosti zařízení.

Spolehlivost zařízení je možno obecně zvyšovat (Calabro 1965) buď ve výrobním závodě, kde se zařízení konstruuje a vyrábí, nebo i určitými způsoby v provozu. Ovlivňovat spolehlivost zařízení při jeho konstrukci a výrobě může zemědělský podnik za současného stavu odběratelsko-dodavatelských vztahů (např. ekonomickým tlakem) jen velmi omezeně. Zbývá mu obvykle pouze druhá možnost — v ekonomicky zdůvodněných a technicky možných případech zvyšovat spolehlivost daného stroje. V současné době lze v provozu ovlivňovat spolehlivost nejčastěji v těchto směrech:

- a) dodržováním předepsané preventivní údržbové činnosti,
- b) zkracováním průběžných dob oprav zařízení,
- c) zálohováním.

S ohledem na potřebu zvyšovat spolehlivost strojních zařízení v zemědělství, určených k plnění časově omezených úkolů, vznikají tři základní úkoly k řešení:

- a) vypracovat po stránce technické, technologické, organizační a ekonomické nejúčelnější a nejintenzivnější způsob opravářské činnosti zabezpečující provozuschopný stav strojního zařízení,
- b) určit technickou možnost zálohování strojního zařízení,
- c) stanovit efektivnost zálohování a případnou hodnotu optimální spolehlivosti zálohovaného strojního zařízení.

Prvé dva úkoly je nejvýhodnější řešit pro konkrétní stroj či zařízení a pro dané provozní podmínky, kdežto třetí úkol je možno řešit obecně.

Předkládaná práce se zabývá řešením některých otázek souvisejících s třetím úkolem, tj. se stanovením efektivnosti zálohování a s určením optimální spolehlivosti zálohovaného strojního zařízení.

PODSTATA ŘEŠENÉ ÚLOHY

Živočišná výroba svým charakterem klade na mechanizační prostředky do určité míry specifický požadavek — plnit řadu časově omezených úkolů. Jedná se např. o mechanizaci a automatizaci krmení, dojení, zásobování vodou, o využití klimatizace, umělých

líhni apod. Specifičnost těchto úkolů spočívá v tom, že musí být splněny ve zcela určitém časovém období. Např. proces krmení musí mít pravidelný cyklus počátků i nerušený průběh, stejně je tomu např. u dojení. Zásobování vodou musí být plynulé, nepřetržité (napáječky). Činnost klimatizačního zařízení, umělých líhni apod. musí probíhat přesně podle předem stanoveného režimu. Vznikne-li u takových strojních zařízení při jejich činnosti porucha, může docházet i ke značným ztrátám. Velikost těchto ztrát může záviset např. na těchto faktorech:

- a) na citlivosti zvířat vůči přerušení činnosti (působení podmíněných reflexů apod.),
- b) na době přerušení, dané potřebným časem k vyhledání a odstranění poruchy,
- c) na době, potřebné na zjištění poruchy a zavedení náhradního provozu (např. dovoz vody v cisternách, ruční dojení, ruční krmení apod.).

S růstem stupně mechanizace prací na úseku živočišné výroby jeden pracovník obsluhuje stále se zvětšující počet zvířat. Tím je neustále obtížnější zajistit náhradní provoz v případě poruchy zařízení. I v případech, kdy se zavedení náhradního provozu zdaří, je doprovázeno obvykle zvýšením provozních nákladů a vzniklými ztrátami na produkci zvířat.

Jak již bylo uvedeno, spolehlivost zařízení je určena úrovní jeho konstrukce a technologie výroby; uživatel stroje může jako jednu z možností zvýšení spolehlivosti aplikovat zálohování. Z podstaty zálohování vyplývá, že u zálohovaného strojního zařízení se sníží pravděpodobnost výskytu poruchy, a tím se dosáhne i snížení ztrát ve výrobě. Zálohování však vyžaduje v porovnání se zařízením nezálohovaným zvýšení investičních nákladů. Z toho vyplývá, že je třeba řešit optimalizační úlohu, zda je vůbec účelné přistoupit ke zvyšování spolehlivosti zařízení zálohováním. Zjistí-li se tato ekonomická účelnost, je třeba stanovit optimální hodnotu spolehlivosti zařízení, a tím i stupeň zálohování.

STANOVENÍ EFEKTIVNOSTI ZÁLOHOVÁNÍ STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ

Při řešení ekonomické účelnosti zálohování je základním hodnotícím kritériem výsledný ekonomický efekt. Předpokládejme, že základní nezálohované zařízení se vyznačuje spolehlivostí, charakterizovanou pravděpodobností bezporuchové činnosti $R_b(T)$ po dobu T plnění časově omezeného úkolu (dojení, krmení apod.). Nespolehlivost zařízení $Q_b(T)$, charakterizovaná pravděpodobností výskytu poruchy v době T , je dána vztahem

$$Q_b(T) = 1 - R_b(T) \quad (1)$$

V práci se předpokládá, že zařízení se vyznačuje konstantní intenzitou poruch. Pro složité zařízení a poruchy náhlého charakteru lze tento předpoklad vyslovit (Šor 1965). Hodnota nespolehlivosti je pak u všech časově omezených úkolů, plněných stejným typem základních zařízení po dobu T , stejná. Dojde-li u zařízení při plnění časově omezeného úkolu k poruše, představuje to určitou ztrátu z výše uvedených důvodů. Pro potřeby těchto úvah počítejme s průměrnou hodnotou ztrát Z , připadajících na jeden časově omezený úkol, při jehož plnění došlo k poruše. Je logické, že velikost průměrných ztrát z připadajících na jeden časově omezený úkol celkově (jsou uvažovány všechny úkoly — tedy jak ty, u kterých se vyskytly poruchy, tak ty, u kterých se poruchy nevyskytly) bude úměrná nespolehlivosti zařízení $Q(T)$. Konstantou úměrnosti bude průměrná hodnota ztrát Z , čili

$$z = Z Q(T) \quad (2)$$

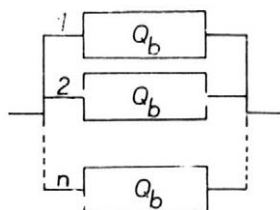
Hodnotu nespolehlivosti $Q(T)$ je možno ovlivňovat zálohováním v rozmezí od $Q_b(T)$ do $Q(T) \rightarrow 0$. Uvažuje se ovšem jako diskrétní veličina, neboť velikost nespolehlivosti je dána stupněm zálohování s

$$s = n - 1 \quad (3)$$

kde: n — celkový počet zařízení v předpokládané paralelní soustavě; jsou to tedy celá kladná čísla

Provede-li se u základního zařízení (za předpokladu, že je to technicky možné) určitý stupeň zálohování (obr. 1), dojde ke snížení ztrát. Rozdíl ztrát při plnění časově omezeného úkolu základním nezálohovaným zařízením a zálohovaným zařízením tvoří úspory $U(s)$ v důsledku zálohování, čili

$$U(s) = Z \left[Q_b(T) - Q_b(T)^{s+1} \right] \quad (4)$$



1. Funkční schéma zálohovaného zařízení jakožto celku
 Q_b — nespolehlivost základního zařízení
 n — počet základních zařízení zálohované soustavy

Těchto úspor je ovšem dosaženo vynaložením dalších nákladů $N(s)$ na pořízení stupně zálohování s . Protože se se ztrátami z počítá na jeden časově omezený úkol, je rovněž nutné přepočítat náklady N_p , vynaložené na pořízení jednoho stupně zálohování (jednoho zařízení), na jeden časově omezený úkol. Přepočet se provede vydělením hodnoty N_p průměrným počtem k časově omezených úkolů, které je schopno vykonat základní zařízení. Při omezeném pohledu poroste se stoupajícím stupněm zálohování i průměrný počet časově omezených úkolů, jež bude schopno vykonat zálohované zařízení — úměrně s růstem n . Tento počet úkolů by se tedy pohyboval v intervalu od k do hodnoty nk . Ve skutečnosti tomu tak ovšem není, protože dochází k přirozenému stárnutí, korozi, morálnímu opotřebení apod. Tuto skutečnost je možno vyjádřit přiřazením exponentu $0 < c < 1$ k veličině n . Náklady $N(s)$ na pořízení stupně zálohování $s = n - 1$ je tedy možno vyjádřit jako

$$N(s) = \frac{N_p}{k(s+1)^c} s \quad (5)$$

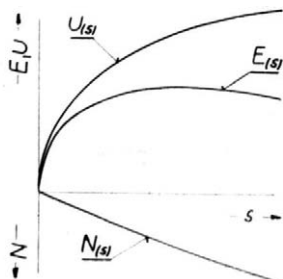
kde počet časově omezených úkolů k se rovná podílu střední životnosti t_{st} základního zařízení a doby trvání T jednoho úkolu

$$k = \frac{t_{st}}{T} \quad (6)$$

Budou-li úspory $U(s)$ větší než náklady $N(s)$, získá uživatel takto zálohovaného zařízení určitý ekonomický efekt E , připadající na jeden časově omezený úkol.

$$E(s) = U(s) - N(s) = Z \left[Q_b(T) - Q_b(T)^{s+1} \right] - \frac{N_p}{k(s+1)^c} s \quad (7)$$

Dosazením konkrétních hodnot do rovnice (7) je možno zjistit, zda je zálohování vůbec ekonomicky výhodné, a tím i účelné. Zálohování bude ekonomicky výhodné tehdy, když hodnota ekonomického efektu bude větší než nula, tj. $E(s) > 0$. Závislost ekonomického efektu E na stupni zálohování s ukazuje obr. 2.



2. Závislost ekonomického efektu na stupni zálohování
 $U(s)$ — úspory v důsledku zálohování; se stupněm zálohování rostou
 $N(s)$ — náklady na pořízení stupně s zálohování zařízení, připadající na jeden časově omezený úkol

Mezní hodnoty parametrů v rovnici (7), tj. hodnoty, při kterých by bylo ještě možné provést alespoň první stupeň zálohování, je možno zjistit tak, že s položíme rovno jedné a ekonomický efekt E roven nule — při současném dosažení hodnoty k z rovnice (6) do vztahu (7), tj.

$$U(s=1) - N(s=1) = Z[Q_b(T) - Q_b^2(T)] - \frac{N_p T}{t_{stf} 2^c} = 0$$

odkud

$$Z[Q_b(T) - Q_b^2(T)] = \frac{N_p T}{t_{stf} 2^c} \quad (8)$$

Je-li splněna tato rovnost (8), jsou parametry určující efektivnost zálohování na mezní hodnotě, což znamená, že při tomto stavu je z ekonomické stránky lhostejné, zda se zálohování provede (získané úspory jsou rovny vynaloženým nákladům na zálohování).

Z prosté úvahy i z obr. 2 je zřejmé, že ekonomický efekt E s růstem stupňů zálohování $s = n - 1$ roste do jejich určitého počtu, po jehož překročení pak opět klesá. Je-li maximální ekonomický efekt základním hodnotícím kritériem účelnosti zálohování, jak bylo v úvodu kapitoly uvedeno, a je-li nyní ve vztahu (7) i na obr. 2 ekonomický efekt vyjádřen jako funkce stupně zálohování, lze výpočtem maxima této funkce stanovit optimální stupeň zálohování. Vypočítat pak optimální spolehlivost není obtížné.

STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ SPOLEHLIVOSTI ZÁLOHOVANÉHO ZAŘÍZENÍ

Je patrné, že optimální hodnoty spolehlivosti zálohovaného zařízení z ekonomického hlediska bude dosaženo tehdy, když ekonomický efekt bude maximální. Lokální extrém (v tomto případě maximum) funkce efektivnosti zálohování (7) je možno zjistit tak, že prvá derivace funkce E podle s se položí rovna nule, čili

$$\frac{dE}{ds} = -Z Q_b^{s+1}(T) \ln Q_b(T) - (1-c) \frac{N_p}{k} (s+1)^{-c} - c \frac{N_p}{k} (s+1)^{-c-1} = 0 \quad (9)$$

Vypočítat stupeň zálohování s z této rovnice (9) v obecném případě je značně obtížné. Budeme-li uvažovat zvláštní hodnotu korekčního exponentu $c = 0$, při níž je počet časově omezených úkolů plněných zálohovaným zařízením roven počtu úkolů k , jež je schopno vykonat základní nezálohované zařízení (je to vlastně z ekonomického hlediska nejméně příznivý stav, který může nastat), pak za tohoto předpokladu optimální stupeň zálohování s_0 bude dán vztahem

$$s_0 = \frac{\ln \frac{N_p}{kZ \ln \frac{1}{Q_b(T)}}}{\ln Q_b(T)} - 1 \quad (10)$$

Zpětným dosazením vypočteného optimálního stupně s_o do rovnice (7) je možno zjistit maximální hodnotu ekonomického efektu E_m při $c = 0$.

$$E_m = Z \left[Q_b(T) - Q_b(T)^{s_o^{*+1}} \right] - \frac{N_p}{k} s_o \quad (11)$$

Poněvadž funkce ekonomického efektu E je při výpočtu uvažována jako spojitá a ve skutečnosti tomu tak není, je nutné zaokrouhlit vypočtený optimální stupeň zálohování s_o na celé číslo s_o^* , a to takové, aby platilo

$$E_m - E(s_o^*) = \min \quad (12)$$

Jak již bylo naznačeno, maximální možné hodnotě ekonomického efektu $E(s_o^*)$ odpovídá i hodnota optimální spolehlivosti $R(T)_{opt}$ zálohovaného zařízení.

$$R(T)_{opt} = 1 - Q_b(T)^{s_o^{*+1}} \quad (13)$$

Za předpokladu, že intenzita poruch λ zařízení je konstantní, platí pro nespolehlivost (Šor 1965) základního zařízení $Q_b(T)$ rovnice

$$Q_b(T) = 1 - \exp(-\lambda T) \quad (14)$$

Dosadíme-li do rovnice (13) veličinu $Q_b(T)$ z rovnice (14), obdržíme vztah vyjadřující optimální spolehlivost zařízení ve tvaru

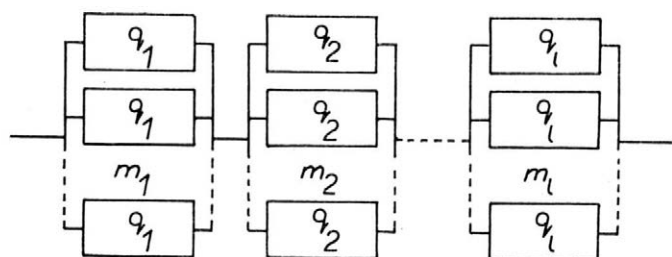
$$R(T)_{opt} = 1 - [1 - \exp(-\lambda T)]^{s_o^{*+1}} \quad (15)$$

Rovnice (15) udává z ekonomického hlediska optimální hodnotu spolehlivosti zařízení pro plnění časově omezeného úkolu po dobu T , dosaženou zálohováním základního zařízení.

Je třeba podotknout, že všechny vztahy až dosud uvedené se týkaly optimálního zálohování základního zařízení jakožto celku. V praxi se však většina zařízení skládá z určitého počtu prvků, jejichž spolehlivost a cena se může podstatně lišit. Potom bude zřejmě výhodnější zálohovat, je-li to technicky možné a ekonomicky výhodné, každý prvek zvlášť (obr. 3) a takovým způsobem zvyšovat spolehlivost zařízení jako celku

3. Funkční schéma zařízení zálohovaného po prvcích

- q_i — nespolehlivost i -tého prvku základního zařízení
 l — počet prvků základního zařízení
 m_i — počet stejných, paralelně řazených prvků



(Smolinskij, Čukrejev 1959b). Tuto úlohu je již obtížné řešit jedním funkčním vztahem s analytickým zjištěním optima. Je však možno použít soustavu rovnic postupně řešených a kombinovaných s využitím grafické metody stanovení maxima ekonomického efektu.

APLIKACE EKONOMICKÉHO HLEDISKA PŘI STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ SPOLEHLIVOSTI ZAŘÍZENÍ INDIVIDUÁLNÍM ZÁLOHOVÁNÍM JEDNOTLIVÝCH ZÁKLADNÍCH PRVKŮ

U zařízení zálohovaného tak, že se u prvku přihlíží jak k hodnotě jeho spolehlivosti, tak i k jeho ceně, lze dosáhnout ve srovnání se zálohováním celého zařízení často vyššího ekonomického efektu. Při výpočtu optimální spolehlivosti je možno vycházet z rovnice (7), kde veličiny Z , $Q_b(T)$ a k zůstávají stejné. Hodnotu c v tomto případě položíme opět rovnu nule. Nespolehlivost $Q_b(T)$ základního nezálohovaného zařízení — jsou-li známy hodnoty q_i nespolehlivosti l sériově řazených prvků tvořících základní zařízení — je možno vypočítat ze vztahu

$$Q_b(T) = 1 - \prod_{i=1}^l (1 - q_i) \quad (16)$$

Nespolehlivost zálohovaného zařízení individuálním způsobem $Q_z(T)$ je dána rovnici

$$Q_z(T) = 1 - \prod_{i=1}^l (1 - q_i^{m_i}) \quad (17)$$

kde: m_i — počet stejných, paralelně řazených prvků

Pořizovací hodnota N_{pz} zálohovaného včetně základního zařízení je pak dána vztahem

$$N_{pz} = \sum_{i=1}^l m_i G_i \quad (18)$$

kde: G_i — pořizovací hodnota jednotlivých prvků tvořících základní zařízení

Na základě vztahů (16), (17), (18) a předpokladu, že $c = 0$, je možno rovnici (7) upravit na tvar

$$E = Z \left[\prod_{i=1}^l (1 - q_i^{m_i}) - \prod_{i=1}^l (1 - q_i) \right] - \left(\sum_{i=1}^l m_i G_i - N_p \right) \frac{1}{k} \quad (19)$$

V hranaté závorce první člen vyjadřuje spolehlivost zálohovaného zařízení a druhý člen spolehlivost nezálohovaného zařízení, což je pro dané zařízení a danou dobu plnění časově omezeného úkolu konstanta. Maximální hodnotu ekonomického efektu E stanovíme tak, že budeme volit hodnoty spolehlivosti $R_{vz}(T)$ v rozmezí od $1 - Q_b(T)$ do hodnoty blízké se k jedné a pro takto zvolené hodnoty spolehlivosti zálohovaného zařízení $R_{vz}(T)$ vypočteme exponenty m_i tak, aby pořizovací hodnota N_{pz} zařízení byla minimální. K řešení této úlohy je možno využít některých dílčích výsledků z literatury (Malikov a kol. 1963). Odvození následujících vztahů (20) až (23) je poměrně složité a je provedeno v práci Smolinského a Čukrejeva (1959a).

Z uvedené literatury (Malikov a kol. 1963) je zřejmé, že exponent m_i , vyjadřující počet stejných, paralelně řazených prvků, lze vypočítat ze vzorce

$$m_i = \frac{\ln \left(\frac{y + a_i}{a_i} \right)}{\ln \frac{1}{q_i}} \quad (20)$$

kde veličina y se určuje z rovnice

$$R_{vz}(T) = \frac{y^l}{\prod_{i=1}^l (y + a_i)} \quad (21)$$

Velichina a_i se vypočte ze vztahu

$$a_i = \frac{G_i}{\ln \frac{1}{q_i}} \quad (22)$$

Určení y ze vztahu (21) je obtížné, je-li l velké. Proto pro první přiblížení lze použít vzorce

$$y_1 = \frac{R_{vz}(T) \sum_{i=1}^l a_i}{1 - R_{vz}(T)} \quad (23)$$

Získaný výsledek lze zpřesnit Newtonovou metodou

$$y_2 = y_1 - \frac{1 - R_{vz}(T) \prod_{i=1}^l \frac{a_i + y_1}{y_1}}{\frac{l}{y_1} - \sum_{i=1}^l \frac{1}{a_i + y_1}} \quad (24)$$

Pro praktické výpočty obvykle stačí jedno až dvě zpřesnění. Vzorec (20) udává m_i ve tvaru zlomků. Skutečnosti však odpovídají jen celistvá čísla. Proto po výpočtu se musí m_i zaokrouhlit na nejbližší celá čísla.

Postup výpočtu optimální spolehlivosti zálohovaného zařízení:

1. Zvolí se dostatečný počet hodnot spolehlivosti $R_{vz}(T)$ tak, aby se nacházely v intervalu $1 - Q_b(T) < R_{vz}(T) < 1$ a byly od sebe různé.
2. Pro každou takto zvolenou hodnotu spolehlivosti se výpočtem exponenty m_i následujícím způsobem:
 - a) podle vzorce (22) se vypočte $a_1, a_2, \dots, a_l$,
 - b) na základě známých $a_1, a_2, \dots, a_l$ a zvolené spolehlivosti $R_{vz}(T)$ se určí podle vzorců (23) a (24) veličiny y ,
 - c) podle vzorce (20) se vypočtou hodnoty $m_1, m_2, \dots, m_l$,
 - d) hodnoty $m_1, m_2, \dots, m_l$ se zaokrouhlí na nejbližší celá čísla.
3. Dosazením hodnot m_i do rovnice (19) se vypočtou hodnoty ekonomického efektu E .
4. Nejvyšší vypočtené hodnotě ekonomického efektu E odpovídá i optimální spolehlivost zálohovaného zařízení $R(T)_{opt}$.

Není-li technicky možné všechny prvky zařízení zálohovat, vypočítá se ekonomický efekt E podle upraveného vzorce (19).

$$E = Z \left[\prod_{i=1}^{l-o} (1 - q_i) \prod_{i=1}^o (1 - q_i^{m_i}) - \prod_{i=1}^l (1 - q_i) \right] - \left(\sum_{i=1}^o m_i G_i + \sum_{i=1}^{l-o} G_i - N_p \right) \frac{1}{k}$$

kde: o – počet prvků, které lze zálohovat

l – celkový počet prvků tvořících základní zařízení

Hodnoty exponentů m_i se počítají obdobným způsobem jako v předešlém případě, jen s tím rozdílem, že se uvažuje o zálohovaných prvků místo l prvků. Všimneme-li si blíže rovnice (25), vidíme, že je obecnějším případem vztahu (19), neboť je-li veličina $o = l$, přechází rovnice (25) na tvar (19). Opět i v tomto případě maximální napočítané hodnotě ekonomického efektu odpovídá optimální spolehlivost částečně zálohovaného zařízení.

Z Á V Ě R

Ze stručného rozboru problematiky plnění časově omezených úkolů v živočišné výrobě (např. dojení, krmení apod.) vyplývá, že v důsledku nespolehlivosti strojního zařízení dochází ke ztrátám. Je proto uveden návrh na zvýšení spolehlivosti těchto zařízení zálohováním.

V práci je především věnována pozornost účelnosti zálohování z ekonomického hlediska. Je stanovena mezní podmínka (8), kterou nesmí překročit parametry ovlivňující efektivnost zálohování strojního zařízení, má-li být zálohování vůbec účelné. Odvozená rovnice (7) udává závislost ekonomického efektu, čili efektivnosti zálohování strojního zařízení jako celku, na stupni zálohování. Je ukázáno, že funkce efektivnosti (7) má lokální extrém, a to maximum. Tomuto maximu ekonomického efektu je stanoven odpovídající stupeň zálohování a optimální hodnota spolehlivosti z ekonomického hlediska.

Dále je stanovena — při použití dílčích výsledků z práce Smolinského a Čukrejeva (1959a) — optimální spolehlivost zařízení z ekonomického hlediska dosažená individuálním zálohováním jednotlivých tvořících prvků základního zařízení. Je uvedena metodika výpočtu, snadno aplikovatelná na samočinný počítač. V neposlední řadě jsou v rovnici (25) respektována i taková zařízení, u kterých není technicky možné zálohovat všechny prvky.

L i t e r a t u r a

- CALABRO S. R., 1965, Základy spolehlivosti a jejich využití v praxi. SNTL, Praha.
MALIKOV I. M., POLOVKO A. M., ROMANOV N. A., ČUKREJEV P. A., 1963, Základy teorie a výpočtu spolehlivosti. SNTL, Praha.
MYSLIVEC V., 1966, Statistická teorie spolehlivosti a její použití v zemědělské technice. Zemědělská technika 9 : 537-550.
SMOLINSKIJ CH. L., ČUKREJEV P. A., 1959a, Ob optimalnom rezervirovanii aparatury. Izvestija AN SSSR, OTN Energetika i avtomatika 4 : 79-85.
SMOLINSKIJ CH. L., ČUKREJEV P. A., 1959b, O sravněni naděžnosti sistem pri poelementnom i obščem rezervirovanii. Izvestija AN SSSR, OTN Energetika i avtomatika 3 : 176-178.
ŠOR J. B., 1965, Statistické metody analýzy a kontroly jakosti a spolehlivosti. SNTL, Praha.

Došlo dne 24. 10. 1969

Об определении оптимальной надежности некоторых оборудования в сельском хозяйстве

В работе дан краткий анализ проблематики выполнения ограниченных во времени заданий в животноводстве и намечены пути воздействия на надежность машинного оборудования, работающего в этой области сельскохозяйственного производства. Особое внимание уделено повышению надежности машинного оборудования путем авансирования. Выведены отношения, позволяющие произвести оценку эффективности авансирования и оптимальной надежности авансированного оборудования.

On the Determination of the Optimum Reliability of Some Mechanical Equipments in Agriculture

There is presented a brief analysis of the problems involved with time-limited operations in livestock production and recommendations on the improvement of the reliability of mechanical equipments used in this branch of agricultural production. Special attention is paid to improvement of the equipments reliability by means of so-called deposits (i. e. by increasing their efficiency reserves). Relations are derived which enable to determine the efficiency of the depositing system, to determine the optimum degree of the depositing and thus the optimum reliability of the equipment.

Beitrag zur Bestimmung der optimalen Betriebssicherheit einiger Anlagen in der Landwirtschaft

In der Abhandlung wird in kurzgefaßter Form die Problematik der Erfüllung von zeitlich eingeschränkten Aufgaben in der tierischen Produktion analysiert und Möglichkeiten zur Beeinflussung der Betriebssicherheit von auf diesem Gebiete der landwirtschaftlichen Produktion arbeitenden Maschineneinrichtungen nahegelegt. Eine besondere Aufmerksamkeit gilt der Erhöhung der Betriebssicherheit von Maschineneinrichtungen durch Reservebildung. Es werden Beziehungen abgeleitet, die es gestatten, den Nutzeffekt der Reservebildung zu bewerten, den optimalen Grad der Reservebildung und somit auch die optimale Betriebssicherheit der diesbezüglichen Anlage zu bestimmen.

Contribution à la détermination de la fiabilité optima de certains mécanismes dans l'agriculture

Dans le travail on présente une analyse sommaire, concernant l'exécution des travaux, limités dans le temps, dans la production animale et on indique la possibilité d'influencer la fiabilité des dispositifs mécaniques, employés dans ce secteur de production agricole. Une attention particulière est accordée à l'amélioration de la fiabilité des dispositifs mécaniques par les réserves. On a établi les rapports permettant d'évaluer l'efficacité des réserves et de déterminer le degré optimum de réserves et de ce fait également la fiabilité optima des mécanismes munis de réserves.

Adresa autora:

Ing. Václav Legát, Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha 6 - Suchbát

Vědecké časopisy

ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ

uveřejňují původní vědecké práce o vyřešených výzkumných úkolech ze všech oborů zemědělství a lesnictví. Dále otiskují vědecká pojednání, studie a přehledy zahraniční literatury o vědeckých problémech. Práce z různých výzkumných pracovišť vztahující se k jednomu problému vycházejí v monotematických číslech.

V roce 1969 vycházejí:

Rostlinná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 216.—
Živočišná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Veterinární medicína	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská ekonomika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská technika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Sborník ÚVTI	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Lesnictví	12 X ročně, předplatné Kčs 144.—

Vědecký časopis

SCIENTIA AGRICULTURAE BOHEMOSLOVACA je určen pro zahraničí. Otiskuje takové vědecké práce a studie, které jsou československým přínosem k celosvětovým vědním zemědělským poznatkům. Články jsou otiskovány v angličtině, ruštině, němčině a francouzštině. Vychází čtvrtletně, celoroční předplatné Kčs 40.—

VĚSTNÍK ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ je orgánem ČSAZ, národních akademií zemědělských a jejich výzkumných ústavů. Pravidelně informuje o problémech zemědělské vědy a výzkumu, jež jsou projednávány na zasedáních pléna, předsednictva, odborů a komisí Akademií, na konferencích a symposiích. Přináší referáty z mezinár. kongresů a výsledné zprávy ze zahraničních studijních cest. V četných rubrikách uveřejňuje materiály o výsledcích a plánech činnosti jednotlivých výzkumných ústavů a pracovišť. Věstník ČSAZ vychází měsíčně, celoroční předplatné Kčs 96.—

Objednávky zasílejte na

ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ,

Slezská 7, Praha 2 — Vinohrady

631.243.244 633.2/.3 : 631.563.5

■ Značný podíl na rozšíření nového technologického způsobu konzervace pícnin s vyšším obsahem sušiny má plná mechanizace plnění a vybírání, nízké ztráty a vysoká kvalita vyrobeného krmiva. Použití věžových sil jako součásti technologického zařízení se rovněž podílí na rozšíření tohoto způsobu, který má nesporný technický přínos a který umožňuje vyrovnat nedostatek pracovních sil v zemědělství.

Dosavadní způsoby silážování travních a jetelových porostů v čerstvém stavu nezajišťují dokonalou jakost a výživnou hodnotu siláže. U čerstvých siláží převládá v mnoha případech kyselina octová nad kyselinou mléčnou, jak uvádí např. Weissbach (1966), Isajev (1962), Labuda (1966), Zimmer (1964).

Výsledky výzkumu u nás (Havelík, Mašková 1968, Labuda 1966, Barančic 1965) i v zahraničí (Zimmer 1964, Weissbach 1966, Renner 1967, Hegemeister 1967) v posledních letech ukázaly, že změnou silážní techniky, která spočívá v přechodu na silážování zavádě píce s vyšším obsahem sušiny bez konzervačních přísad, je možno zachovat ve větší míře jakost silážovaného materiálu.

METODIKA

Ověřování konzervace pícnin v otevřených věžích bylo zahájeno v roce 1965. K dispozici bylo několik typů věží naší i zahraniční výroby. Sledované věže (Maryson, prefabrikovaná věž, železobetonová věž a Vítkovice VÚZT), charakterizované vrchním odběrem, zastřešením, vnější shozovou šachtou a užitečným obsahem 330 až 360 m³, vykazovaly stejné podmínky pro průběh kvasného procesu.

Posečená píce byla sklizena sběracími řezačkami (KS-69, E-066) a pomocí metačů píce SMPU-80 nebo MP-15 dopravena do věže. Při plnění se zjišťovala váha materiálu, obsah sušiny a živin (ČSN 46 007). Při vybírání se zjišťovalo množství krmiva na povrchu, které bylo nevhodné ke zkrmování, celkové vybrané množství, obsah sušiny, živin a kvalita vyrobených krmiv (ČSN 46 7012). Ze získaných údajů se stanovily ztráty na hmotě, sušině, stravitelných dusíkatých látkách a z poměru organických kyselin a čísla pH se určila jakost vyrobených krmiv.

Při sledování ztrát a kvality při různém zakrytí byly odebírány vzorky

z několika míst (u stěny, 20 cm od stěny, 100 cm od stěny, 200 cm od stěny a ze středu věže).

Pro vyjádření statistické závislosti mezi zjištěnými hodnotami bylo použito metody nejmenších čtverců. Pro vystižení průběhu zkoumané závislosti byly udělány odhady na základě regresních funkcí. K měření těsnosti při jednoduché lineární korelaci bylo použito korelačního koeficientu r_{xy} . Při vyjádření korelační závislosti spojitou regresní funkcí se měřila těsnost závislosti indexem korelace I_{yx} .

VLASTNÍ PRÁCE

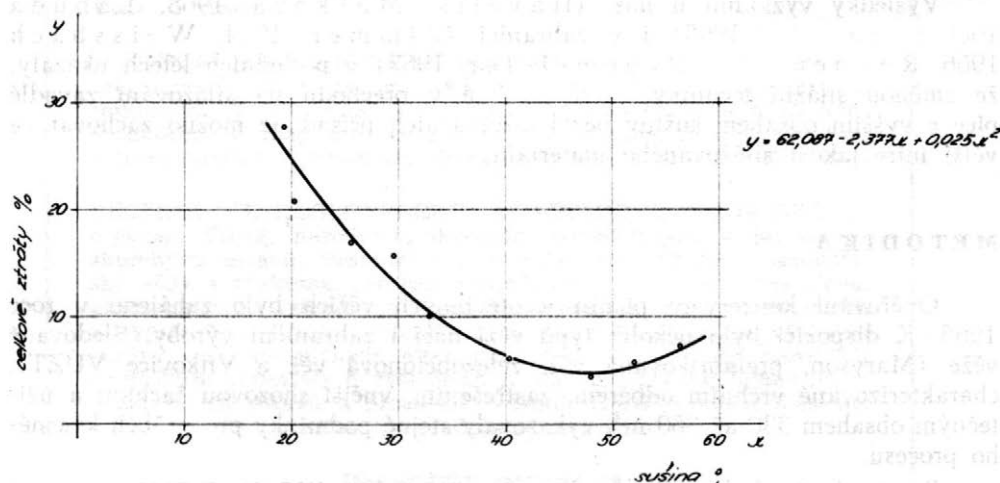
VLIV RŮZNÝCH ČINITELŮ NA ZTRÁTY A KVALITU KRMIV

Cílem provozního ověřování skladování píce v otevřených věžích bylo vyhodnotit činitele ovlivňující průběh kvasného procesu. Ze sledování vyplynulo, že sušina plněného materiálu, doba plnění a zakrytí povrchu (za předpokladu, že skladovaný materiál je nařezaný) jsou nejvýznamnějšími faktory, ovlivňujícími ztráty a kvalitu vyrobeného krmiva.

Na obrázku 1 je graficky uvedena závislost celkových ztrát na původní sušině uhlohydrátového, polobílkovinného a bílkovinného materiálu při skladování do otevřených věží. Graf vyjadřuje průběh výše ztrát vzhledem k sušině v rozmezí 19,29 % až 56,18 %. Závislost je vyjádřena kvadratickou funkcí:

$$y = 62,087 - 2,377 x + 0,025 x^2$$

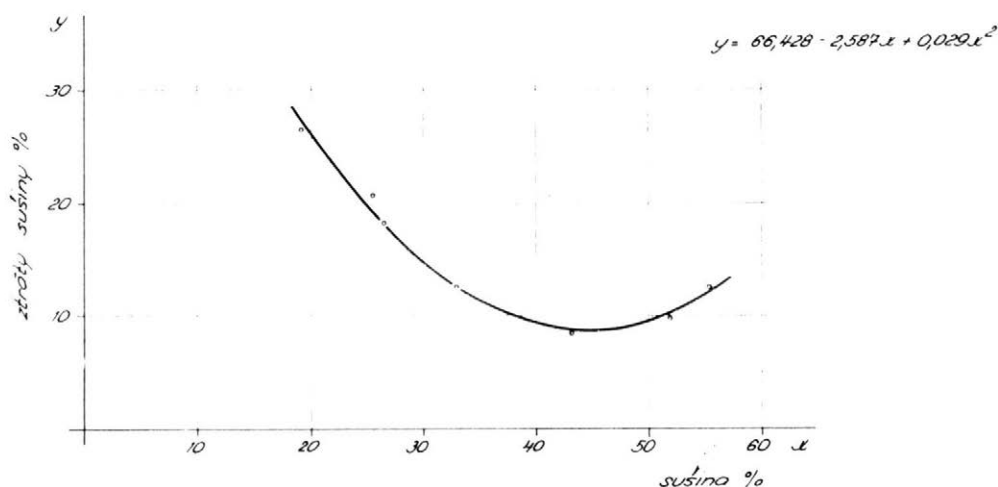
Z grafu je zřejmé, že k nejnižším ztrátám dochází při sušině 48 %.



1. Závislost celkových ztrát na sušině materiálu

Na obrázku 2 je graficky vyjádřena závislost ztrát sušiny na původní sušině uhlohydrátového, polobílkovinného a bílkovinného materiálu při skladování do otevřených věží. Závislost má obdobný průběh jako v předcházejícím případě, přičemž k nejnižším ztrátám dochází při 45 % sušině. Vztah je dán rovnicí:

$$y = 66,428 - 2,587 x + 0,029 x^2$$



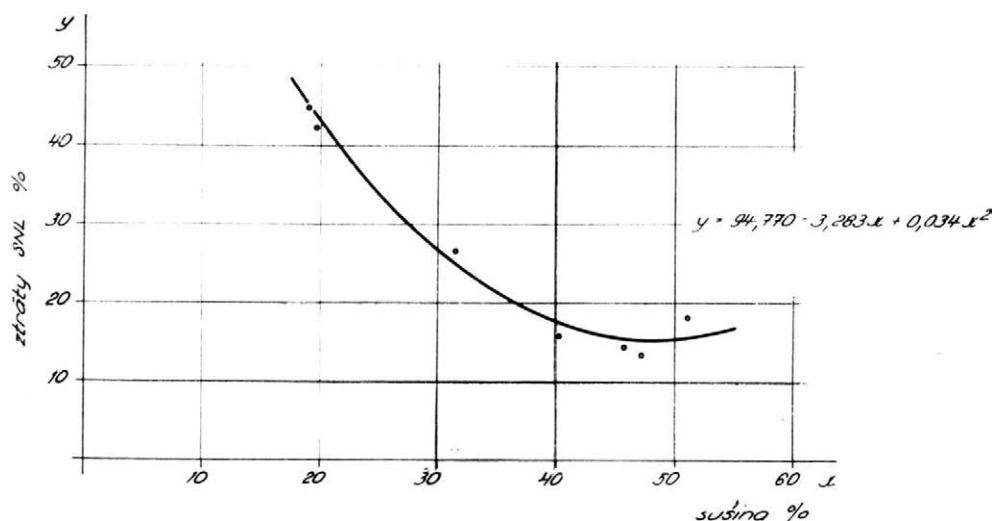
2. Závislost ztrát sušiny na sušině materiálu

Závislost ztrát stravitelných dusíkatých látek na výši sušiny je vyjádřena na obrázku 3. Daný vztah je vyjádřen pomocí kvadratické funkce rovnicí:

$$y = 94,770 - 3,283x + 0,034x^2$$

K minimálním ztrátám dochází při sušině 48 %. Vyjádření závislosti celkových ztrát, ztrát sušiny a stravitelných dusíkatých látek vzhledem k sušině plněného materiálu má vysoký stupeň průkaznosti. Index korelace I_{yx} je v prvním případě roven 0,9769, v druhém případě $I_{yx} = 0,9925$ a ve třetím případě $I_{yx} = 0,9897$.

Jak vyplynulo z hodnocení, má zavádění rozhodující vliv na výši ztrát konzervovaných krmiv, skladovaných v otevřených věžích. Stejně je tomu i ve

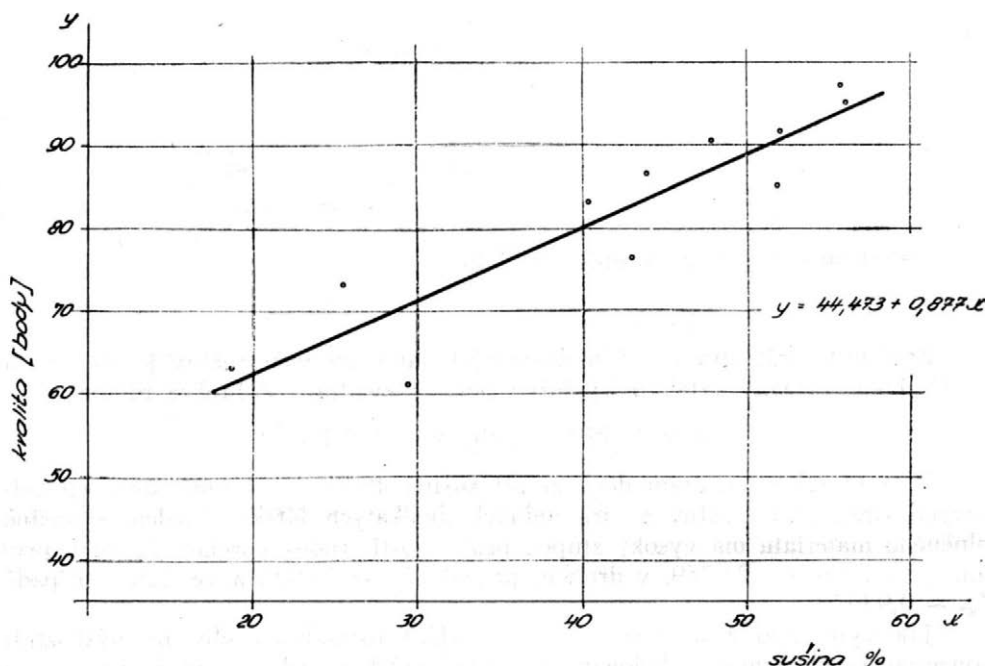


3. Závislost ztrát stravitelných bílkovin na sušině materiálu

vztahu ke kvalitě vyrobeného krmiva. Závislost kvality vyrobeného krmiva na sušině materiálu je zobrazena na obrázku 4. Vztah je vyjádřen lineárně a je dán rovnicí:

$$y = 44,473 + 0,877 x$$

s vysokým korelačním koeficientem $r_{xy} = 0,9166$.



4. Závislost kvality krmiva na sušině materiálu

Souhrn údajů, zpracovaných do grafu, dává jasný přehled o průběhu kvality vzhledem k sušině. Graf je zpracován pro sušiny krmiv od 18,77 % do 56,18 %. S rostoucí sušinou (až do 56,18 %) vzrůstá kvalita vyrobeného krmiva.

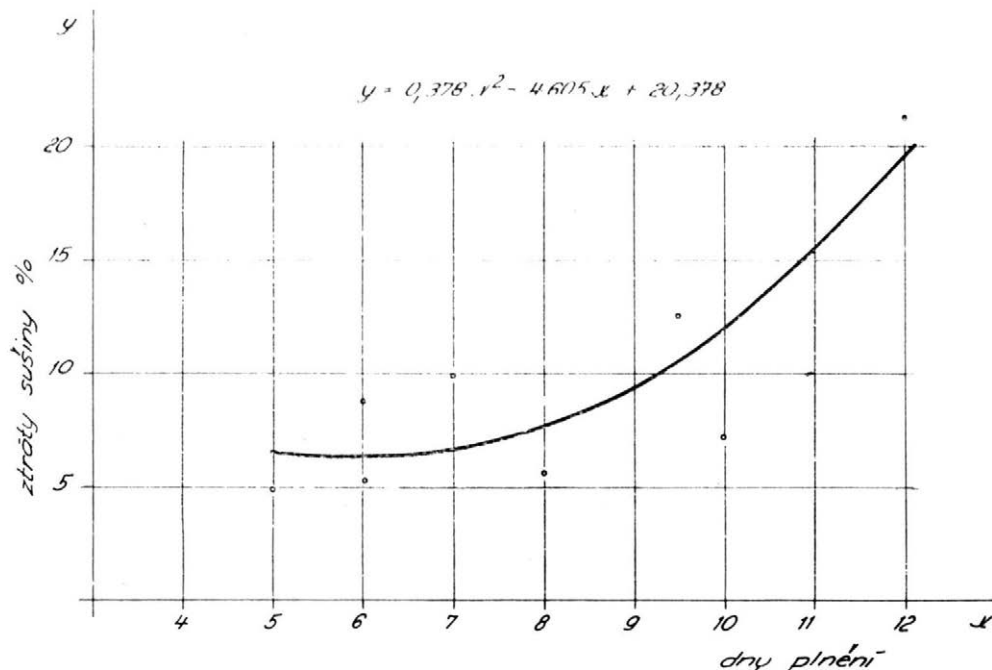
Ukázalo se, že doba plnění je významný činitel, ovlivňující ztráty sušiny. Prodlužování doby plnění nepříznivě ovlivňuje výši ztrát. Na obrázku 5 je vyjádřen vztah mezi dobou plnění a výši ztrát sušiny u bílkovinných a polobílkovinných pícnin v rozmezí 34 % až 59 %. Vyjádření vztahu je dáno rovnicí:

$$y = 20,378 - 4,605 x + 0,378 x^2$$

při vysokém indexu korelace $I_{yx} = 0,8383$.

Ze získaných údajů vyplývá, že při době plnění 5 až 7 dní se ztráty pohybují zhruba na stejné úrovni. Překročili-li se doba plnění ze 7 na 12 dnů, jsou ztráty až trojnásobné.

Zakrytí povrchové vrstvy je nezbytným požadavkem k vytvoření optimálních podmínek pro konzervaci pícnin.



5. Závislost ztrát sušiny na době plnění

ZAKRÝVÁNÍ POVRCHU PÍCNIN PLNĚNÝCH DO OTEVŘENÝCH VĚŽÍ

K sledování jednotlivých způsobů zakrytí se použilo otevřených zastřešených sil o průměru 6 m, naplněných bílkovinnými pícninami. Tabulka I udává přehled jednotlivých způsobů zakrytí.

I. Přehled způsobů zakrývání povrchu pícnin v otevřených věžích

Typ věže	Plněný materiál	Sušina vrchní vrstvy (%)	Způsob zakrytí
Maryson	travina	56,33	sláma (3 q)
Maryson	travina	58,98	udusání + sláma (3 q)
Maryson	travina	38,85	fólie PVC
Maryson	travina	51,88	sláma + fólie PVC
Betonová monolitická	travina	52,90	plechový poklop

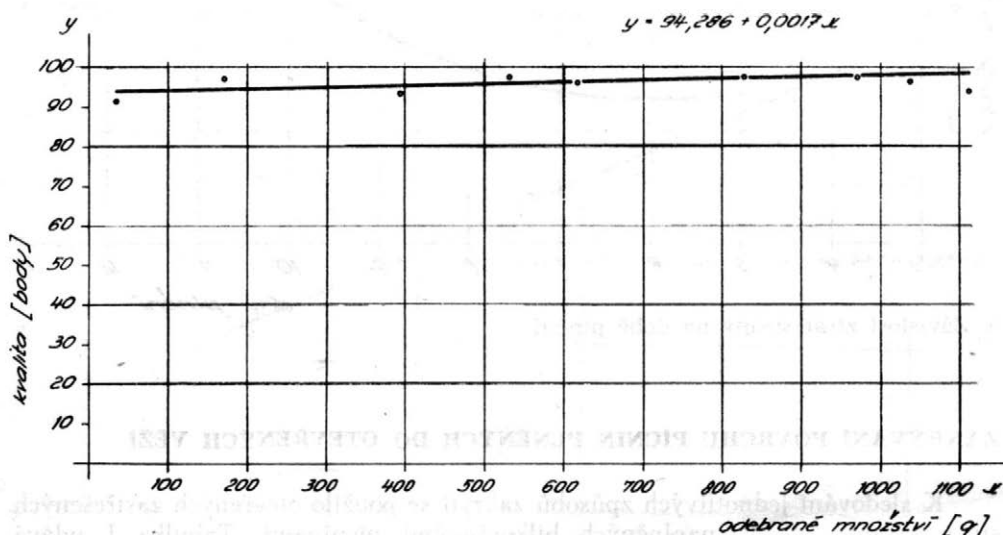
Při hodnocení jednotlivých způsobů zakrytí v otevřených věžích byl zvolen průběh měnicí se kvality jako měřítko k jejich posouzení. Kvalita krmiva za jinak stejných okolností se mění s množstvím vybraného krmiva, tzn. že se zlepšuje od vrchní vrstvy směrem dolů. Při účinnějším způsobu zakrytí je kvalita vyrobeného krmiva již od vrchní vrstvy uspokojivá a neliší se o mnoho od spodních vrstev.

Z uvedených způsobů zakrytí se jevil jako nejlepší ten, při kterém se použilo fólie nebo vrstvy řezané slámy s fólií. Znázornění průběhu kvality u těchto dvou způsobů zakrytí je zakresleno na obrázcích 6 a 7. Lineární průběh závislosti je při zakrytí fólií dán rovnicí:

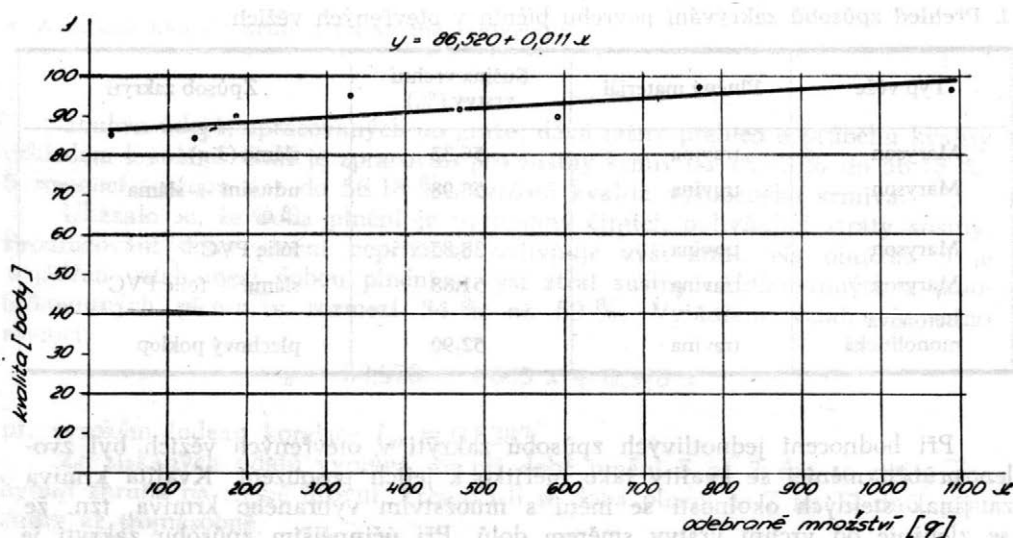
$$y = 94,286 + 0,0017 x$$

při zakrytí slámou a fólií je určující rovnice:

$$y = 86,520 + 0,011 x$$



6. Závislost kvality krmiva na množství vybraného krmiva při zakrytí fólií



7. Závislost kvality krmiva na množství vybraného krmiva při zakrytí slámou a fólií

ZÁVĚR

Z hodnot, získaných o ztrátách a kvalitě vyrobených krmiv v otevřených věžových silech, vyplývají tyto závěry:

K dosažení minimálních ztrát je třeba, aby plněný materiál byl zavadlý na 45 % až 48 % sušiny.

Doba plnění má být co nejkratší. Prodlouží-li se doba plnění ze 7 na 12 dnů, ztráty se ztrojnásobují.

Zavadnutí má příznivý vliv na kvalitu vyrobeného krmiva.

Podmínkou pro úspěšný průběh kvasného procesu v otevřených věžových silech je důkladné zakrytí povrchové vrstvy buď vrstvou řezané slámy s fólií PVC nebo samotnou fólií PVC.

Dodrží-li se základní technologické požadavky (obsah sušiny, řezání píce, doba plnění, zakrytí povrchové vrstvy), je možno v otevřených věžových silech vyrobit krmivo výborné jakosti při nízkých ztrátách.

Literatura

- BARANČIC F., 1965, Provéření velkovýrobní technologie silážování bílkovinných píceň s vyšším obsahem sušiny. Závěrečná zpráva.
- HAVELÍK J., MAŠKOVÁ H., 1968, Rozbor faktorů ovlivňujících konzervaci píceň ve věžových silech. Z-713, VÚZT, Praha-Řepy.
- HEGEMEISTER H., 1967, Untersuchungen über Verluste bei Gärheu, Frischgras und Mischsilagebearbeitung sowie über den Silageverzehr. Das wirtschaftseigene Futter, Heft 4.
- ISAJEV F., 1962, Výzkum vlivu úpravy zelené píce na průběh konzervace a kvalitu siláže. Disertační kandidátská práce.
- LABUDA J., 1966, Vplyv stupňa zvädnutia lucerny satej na priebeh senážovania a na zmeny zloženia senáže. Poľnohospodárstvo 8.
- NÁPRSTKOVÁ V., 1970, Technologie skladování pícnin v otevřených věžových silech. Z-759, VÚZT, Praha-Řepy.
- RENNER E., 1967, Über den Zusammenhang zwischen Trockenmassegehalt und Qualität der Silage I. Säureverhältnisse im Gärfutter. Bayerisches landwirtschaftliches Jahrbuch 8.
- WEISSBACH F., 1966, Zu den naturwissenschaftlichen Grundlagen der Silierung. Die deutsche Landwirtschaft 17, 5.
- ZIMMER E., 1964, Vliv různých silážních podmínek na kvasný proces, tvorbu kyselín a ztráty vojtěšky. Landbauforschung Völkenrode 14.

Došlo dne 14. 1. 1970

Хранение кормовых в открытых силосных башнях

На основе полученных данных о потерях и качестве кормов, производимых в открытых силосных башнях, можно сделать следующие выводы:

Для достижения минимальных потерь необходимо, чтобы материал, загружаемый в башню, был подвялен на 45 %—48 % сухого вещества. Время загрузки должно быть как можно короче. Если загрузка вместо 5 дней будет продолжаться 12 дней, потери увеличатся в три раза. Подвяливание благоприятно влияет на качество приготовленного корма. Условием для успешного хода процесса брожения в открытых силосных башнях является основательное прикрытие верхнего слоя или слоем измельченной соломы с пленкой из поливинилхлорида, или только пленкой из поливинилхлорида.

Будут ли удовлетворены основные технологические требования (содержание сухого вещества, измельчение кормовых, продолжительность загрузки, прикрытие верхнего слоя), в открытых силосных башнях при низких потерях можно произвести корм отличного качества.

Storing of Forage Crops in Open Tower Silos

The following conclusions have been drawn on hand of the values of losses and quality of fodder produced in open tower silos:

To keep the losses at the minimum, the crops fed into the silo should be wilted to 45–48 % of dry matter contents.

The filling time should be as short as possible. If the time of filling is prolonged from 5 to 12 days, the losses are trebled.

The wilting has a favourable effect on the quality of the fodder produced.

A condition for the successful course of the fermentation process in open silos is a thorough closing of the surface layer either with a layer of chopped straw and a sheet of PVC or by a sheet of PVC alone.

If the principal technological requirements are observed (dry matter contents, chopping of the fodder, time of filling, covering of the surface layer), it is possible to produce in the open tower silos fodder of the first quality with low losses.

Grünfutterlagerung in offenen Silotürmen

Die Werte, die über Verluste und Güte von in offenen Silotürmen produzierten Futtermitteln gewonnen wurden, ergeben folgende Schlußfolgerungen:

Zur Erzielung von Mindestverlusten muß das Füllgut auf 45% bis 48% Trockensubstanz angewelkt werden.

Die Beschickungsdauer soll kurzmöglichst sein. Falls die Beschickungsdauer von 5 auf 12 Tage verlängert wird, sind die Verluste dreimal so hoch.

Das Vorwelken wirkt sich günstig auf die Güte des produzierten Futtermittels aus.

Als Bedingung für einen erfolgreichen Ablauf des Gärprozesses in offenen Silotürmen gilt eine gründliche Abdeckung der Oberflächenschicht entweder mit dem PVC-folienbedeckten Häckselstroh oder mit der PVC-Folie allein.

Falls technologische Grundforderungen (Trockensubstanzgehalt, Futterhäckseln, Beschickungsdauer, Abdeckung der Oberflächenschicht) eingehalten werden, kann in offenen Silotürmen hochwertiges Futtermittel unter geringen Verlusten aufbereitet werden.

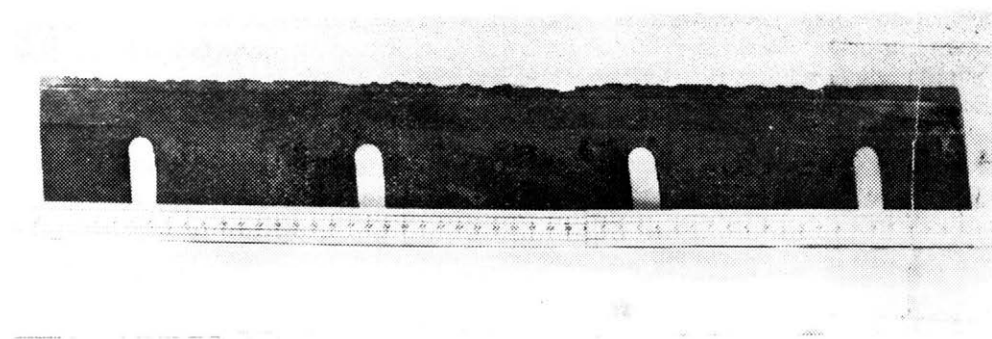
Adresa autora:

Ing. Věra Náprstková, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

631.353.7.004.5/6

■ V práci „Měření a hodnocení opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček“ (Grund 1969) byla uvedena metoda měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů řezacího ústrojí sklízecích řezaček v případě, kdy na ostří působí pouze abrazivní opotřebení bez účasti tvrdých příměsí jako jsou kameny, ocelové předměty apod. K takovému druhu opotřebení ostří nožů dochází pouze v příznivých podmínkách sklizně píce na zeleno anebo při sklizni zavadlé píce z řádků na čistých pozemcích bez kamenů. Většinou však musí řezačky pracovat ve více či méně kamenitých podmínkách, v nichž se dostanou do řezacího ústrojí kameny a jiné předměty, které způsobují vylamování ostří nožů. V těchto případech neubývá materiál ostří plynule (jako tomu bylo u abrazivního opotřebení), ale v místech poškození se tloušťka ostří zvětší okamžitě — skokem.

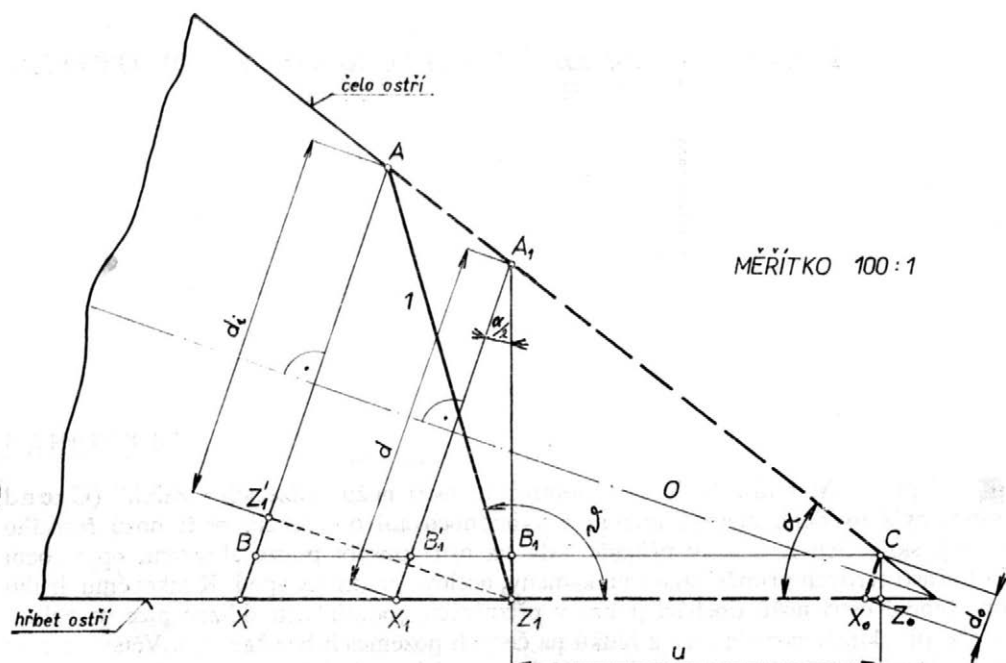
Na ostří nožů se tedy projevuje dvojitý druh opotřebení — jednak opotřebení způsobené otěrem, jednak poškození ostří násilné, projevující se místním vylomením ostří — zuby. Na obr. 1 je uveden příklad značně poškozeného ostří nože při práci sklízecí řezačky v kamenitých podmínkách. Podle výsledků měření činilo poškození lomem v některých případech až 80 % délky ostří nože.



1. Ostří nože poškozené lomem

1. GEOMETRIE OTUPENÍ OSTŘÍ PŘI POŠKOZENÍ LOMEM

Charakteristickým znakem poškození ostří lomem není zaoblené ostří, jako tomu je při abrazivním opotřebení, ale různě skloněná, nepravidelná rovina lomu v místě poškození ostří (v zubu). Na obr. 2 je schématicky znázorněn řez břitem nože v místě poškozeného ostří, kde rovina AZ_1 , skloněná pod úhlem ϑ , představuje náhodně zvole-



2. Geometrie otupeného ostří nože při poškození lomem

1 — rovina vylomeného ostří, α — úhel čela ostří, ϑ — úhel sklonu roviny vylomení ostří, u — úbytek šířky nože, d_i — ideální tloušťka ostří, d — naměřená tloušťka ostří, O — osa úhlu čela ostří, d_o — výchozí tloušťka neopotřebovaného ostří po nabroušení

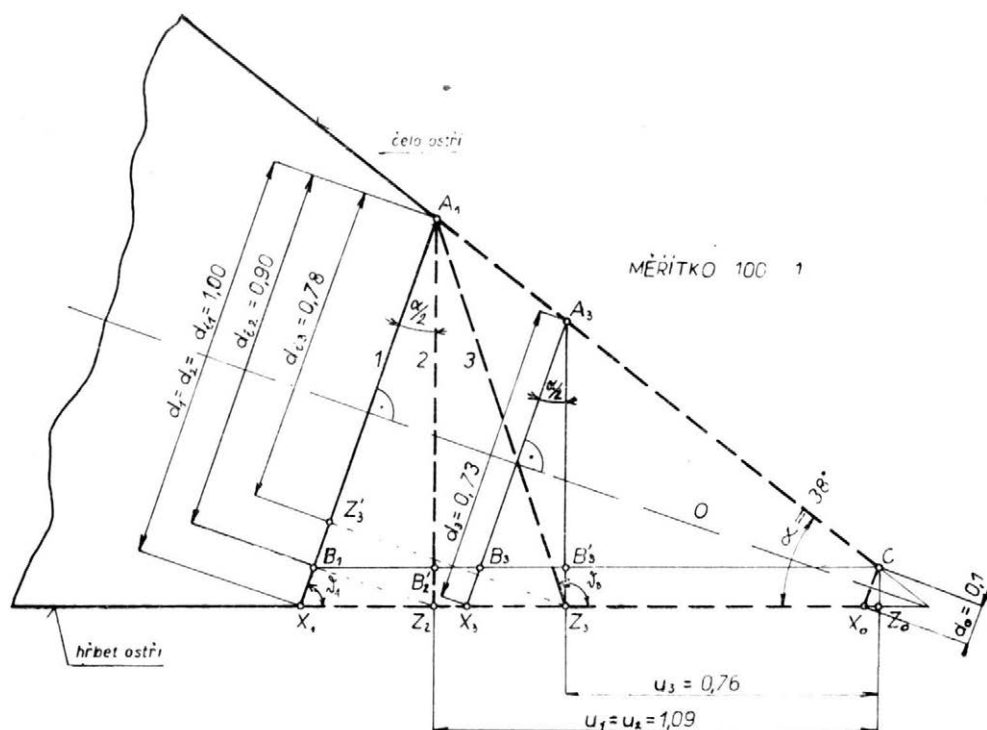
nou rovinu vylomení ostří. Stav opotřebení v tomto místě můžeme opět teoreticky vyjádřit průmětem tvaru vylomeného ostří do roviny AX , jež je kolmá na osu O úhlu čela ostří α . Průmět vylomeného ostří je vyznačen úsečkou $AZ'_1 = d'_i$ — nazvěme ji opět ideální tloušťkou ostří d_i .

Naměřená tloušťka ostří „ d “ v místě poškození je stejně jako u abrazivního opotřebení určena úbytkem šířky nože $u = s_1 - s_2$ (příčměž roviny měření šířky nože CZ_0 a A_1Z_1 jsou kolmé na hřbet ostří) a rovinou A_1X_1 , kolmou na osu O úhlu čela ostří α . Z trojúhelníků A_1B_1C a $A_1B'_1C$ (obr. 2) můžeme odvodit rovnici pro výpočet naměřené tloušťky ostří „ d “ v daném místě poškození:

$$d = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha/2} \cdot u + d_o \quad (1)$$

(Odvození vztahu viz Zem. technika č. 10–11/1969.)

Kdybychom změřili úbytek šířky nože v místě poškození ostří lomem, obdržíme opět rozdíly mezi ideální (d_i) a naměřenou (d) tloušťkou ostří. Velikost tohoto rozdílu je ovlivněna náhodným sklonem roviny (AZ_1) vylomení ostří; ta svírá s rovinou hřbetu ostří úhel ϑ . Na obr. 3 jsou znázorněny tři zvolené roviny vylomení ostří — rovina 1 — A_1X_1 , 2 — A_1Z_2 , 3 — A_1Z_3 , které procházejí bodem A_1 a svírají s hřbetem ostří úhly $\vartheta_1 = \frac{180^\circ - \alpha}{2} = \frac{180^\circ - 38^\circ}{2} = 71^\circ$, $\vartheta_2 = 90^\circ$, $\vartheta_3 = 109^\circ$. Měříme-li úbytky šířky



3. Geometrie otupeného ostří nože při poškození lomem

1, 2, 3 — zvolené roviny vylomení ostří, θ_1, θ_2 — úhel sklonu rovin vylomení ostří, u_1, u_2, u_3 — úbytek šířky nože, d_{i1}, d_{i2}, d_{i3} — ideální tloušťka ostří, d_1, d_2, d_3 — naměřená tloušťka ostří

nože v rovinách kolmých na hřbet ostří, obdržíme v daném příkladu při sklonu roviny 3 úbytek šířky nože $u_3 = 0,76$ mm, u roviny 2 $u_2 = 1,09$ mm, ale při dalším zmenšování úhlu z θ_2 na θ_1 a méně naměříme stále stejný úbytek šířky nože $u_2 = 1,09$ mm.

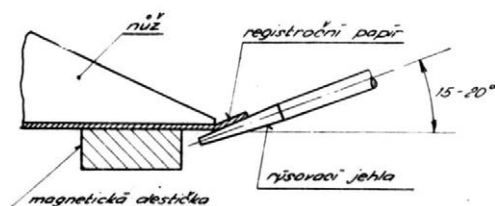
Náhodný sklon vylomení ostří θ tedy ovlivňuje absolutní a relativní rozdíly mezi ideální a naměřenou tloušťkou ostří v daném místě poškození a ukazuje míru chyb, kterých se použitou metodou měření dopouštíme. V příkladu na obr. 3 dosahují absolutní (Δd_i) a relativní (Δd_r) rozdíly těchto hodnot:

pro: $d_1 = 1,00$ mm a $d_{i1} = 1,00$ mm je $\Delta d_{i1} = 0,00$ mm a $\Delta d_{r1} = 0 \%$,
 $d_2 = 1,00$ mm a $d_{i2} = 0,90$ mm je $\Delta d_{i2} = -0,10$ mm a $\Delta d_{r2} = -11 \%$,
 $d_3 = 0,73$ mm a $d_{i3} = 0,78$ mm je $\Delta d_{i3} = 0,05$ mm a $\Delta d_{r3} = 6 \%$.

Při běžných úhlech sklonu vylomení ostří (θ) se pohybují relativní rozdíly od -11% do $+21 \%$. Vzhledem k předpokládanému normálnímu rozdělení náhodné veličiny úhlu sklonu vylomení ostří a k největší četnosti velikosti úhlu $\theta_1 = \frac{180^\circ - \alpha}{2}$, kdy $\Delta d_{r1} = 0 \%$, lze s postačující přesností vyhodnotit tloušťku ostří v místě poškození lomem pomocí naměřené tloušťky ostří „ d “, která bude mírou opotřebení ostří.

2. VYHODNOCENÍ OTUPENÍ OSTRÍ PŘI SLOŽENÉM OPOTŘEBENÍ

Jestliže poškození ostrí lomem přesáhne 10–20 % délky ostrí, nelze již vyhodnocovat otupení ostrí pouze pomocí úbytků šířky nože, zjištěných na několika místech měření, jako u abrazivního opotřebení ostrí. V případě složeného opotřebení je třeba zjišťovat úbytek šířky nože po celé délce ostrí, zejména v místech opotřebení lomem, kde často dochází k poškození ostrí do hloubky 1 mm i více. Proto byla při polně-laboratorních a provozních zkouškách použita metoda grafického snímání profilu ostrí po celé jeho délce na pás voskovaného registračního papíru o šířce 70 mm.

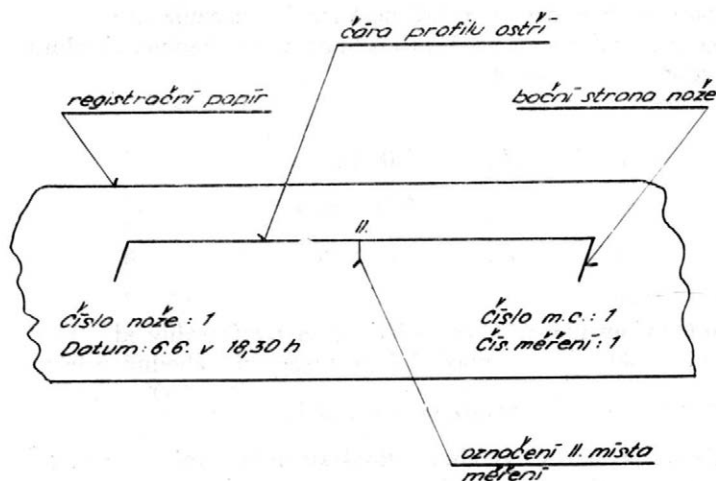


4. Snímání profilu ostrí nože na registrační papír

Grafický záznam se pořídí přiložením pásu papíru ze strany hřbetu ostrí a posouváním rysovací jehly po papíru přes hranu ostrí (obr. 4). Tím se okopíruje čára profilu ostrí, která zachytí všechny nerovnosti a vylomená místa na ostrí nože. Grafický záznam profilu ostrí se snímá přímo v řezačce bez demontáže nožů; stejně se měří i úbytky šířky nožů. To umožňuje zjišťovat stav opotřebení ostrí kdykoli během provozu řezačky s minimální časovou ztrátou.

Pro vyhodnocení stavu opotřebení ostrí je nutno zhotovit první grafický záznam profilu ostrí (obr. 5) ihned po nabroušení ostrí nožů na tloušťku $d_0 = 0,1$ mm a současně změřit na třech vyznačených místech šířky nože. Od čáry profilu ostrí, vyznačené na pásu papíru, se v místech měření šířky nože vynese libovolná vzdálenost „z“ (5 nebo 10 mm) a zakreslí se přímka nazvaná základní čára. Tím obdržíme plochu ohraničenou čarou profilu ostrí, základní čarou a prodlouženými boky nože na koncích ostrí (obr. 6). Zplanimetrováním této plochy dostaneme velikost základní plochy P_2 profilu neopotřebovaného ostrí nože po nabroušení.

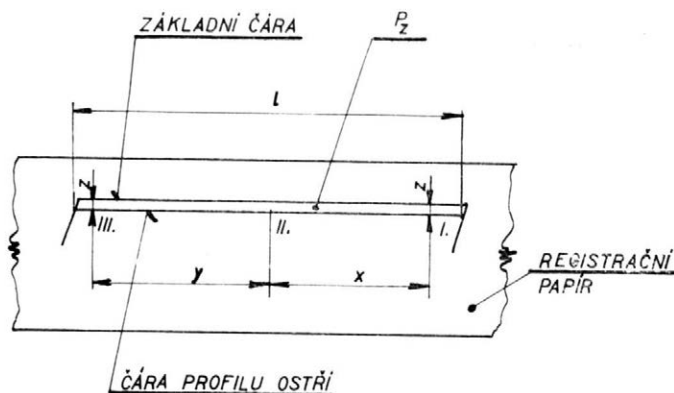
Po určitém opotřebení ostrí se provede na jiný pás registračního papíru druhý grafický záznam profilu ostrí a změří se úbytky šířky nože. Od čáry druhého profilu ostrí se opět zakreslí základní čára, jejíž vzdálenost (z_1) od čáry profilu ostrí v místech



5. Grafický záznam profilu ostrí

6. Zakreslení základní čáry do grafického záznamu

l — délka ostří nože, I, II, III — místa měření šířky nože, x, y — vzdálenost míst měření, z — vzdálenost základní čáry od čáry profilu ostří, P_z — základní plocha

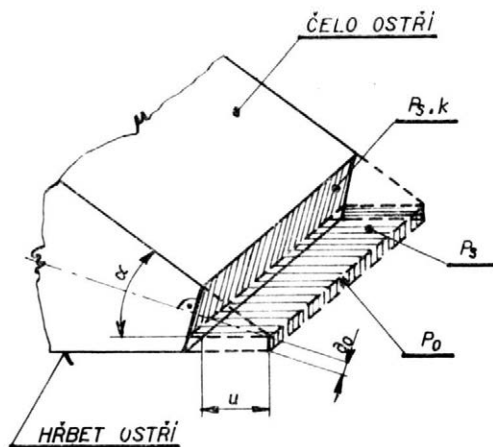


měření je dána úbytkem šířky nože, zvětšeným o zvolenou vzdálenost „ z “, tj. $z_1 = z + u$. Tím obdržíme tzv. hrubou plochu opotřebenosti ostří P_h , která je ohraničena čarou druhého profilu ostří, základní čarou a prodlouženými boky nože. Odečtením základní plochy P_z profilu neopotřebeného ostří od hrubé plochy opotřebeného ostří P_h vypočteme plochu opotřebenosti ostří P_s v rovině hřbetu ostří (obr. 7), tj.:

$$P_s = P_h - P_z \quad (2)$$

7. Schéma ploch ostří nože při poškození ostří lomem

u — úbytek šířky nože v místě vylomení ostří, α — úhel čela ostří, d_o — výchozí tloušťka ostří, P_o — plocha výchozího ostří, P_s — plocha opotřebenosti ostří v rovině hřbetu ostří, $P_{s.k}$ — část plochy ostří zvětšená opotřebením



Při dalším zjišťování stupně opotřebenosti v daném meziopravném cyklu (tj. v období mezi dvojím broušením nožů) se postup měření úbytků šířky nože, snímání profilu ostří a zakreslování základní čáry opakuje, přičemž se vždy od zplanimetrované hrubé plochy P_h (která se při každém měření opotřebenosti zvětšuje) odčítá základní plocha P_z neopotřebeného ostří. Nová základní plocha se určí pro další meziopravný cyklus.

Jestliže plochu opotřebenosti ostří P_s v rovině hřbetu ostří (viz vztah (2)) násobíme součinitelem $k = \frac{\tan \alpha}{\cos \alpha/2}$ (jeho odvození viz Zem. technika č. 10—11/1969), obdržíme část opotřebené plochy ostří ($P_{s.k}$) v rovině kolmé na osu úhlu čela ostří α (obr. 7).

Připočteme-li dále plochu výchozího (nabroušeného) ostří P_o , jež je u neopotřeбенého ostří nože dána výchozí tloušťkou ($d_o = 0,1$ mm) a délkou (l) ostří, dostaneme vztah pro určení plochy opotřeбенého ostří k danému měření:

$$P = P_s \cdot k + P_o \quad (3)$$

přičemž

$$P_o = d_o \cdot l \quad (4)$$

kde: P — plocha opotřeбенého ostří nože (mm^2)
 P_s — plocha opotřeбенí ostří v rovině hřbetu ostří (mm^2)
 k — součinitel určený úhlem čela ostří α , zjištěným po nabroušení nožů
 P_o — výchozí plocha neopotřeбенého ostří nože (mm^2)
 d_o — výchozí tloušťka neopotřeбенého ostří nože po nabroušení nožů (mm)
 l — délka ostří nože (mm)

Složené opotřeбенí ostří nože můžeme tedy charakterizovat plochou opotřeбенého ostří a vyjádřit je jednotkou plochy ostří v mm^2 . Celková plocha opotřeбенí všech nožů namontovaných na nožovém bubnu je potom dána součtem ploch opotřeбенého ostří jednotlivých nožů:

$$P_c = P_1 + P_2 + \dots + P_j + \dots + P_n = \sum_{j=1}^n P_j \quad (5)$$

kde: P_c — celková plocha opotřeбенí ostří všech nožů (mm^2)
 P_j — plocha opotřeбенého ostří j -tého nože (mm^2)
 n — počet nožů řezacího ústrojí

Charakterizujeme-li velikost plochy opotřeбенého ostří jako kvantitativní ukazatel opotřeбенí, potom kvalitativním ukazatelem opotřeбенí bude tloušťka opotřeбенého ostří nože, která je dána jednoduchým vztahem:

$$d = \frac{P}{l} = \frac{P_s \cdot k}{l} + d_o \quad (6)$$

Střední tloušťka ostří všech nožů namontovaných na nožovém bubnu bude:

$$d_s = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n d_j = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{P_j}{l_j} \quad (7)$$

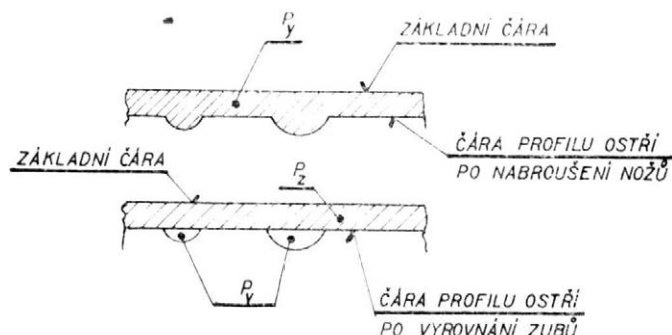
kde: d_s — střední tloušťka opotřeбенého ostří nožů (mm)
 d_j — tloušťka ostří j -tého nože (mm)
 l_j — délka ostří j -tého nože (mm)

3. VYHODNOCOVÁNÍ PLOCHY OSTŘÍ PO NABROUŠENÍ NOŽŮ

Podle vztahu (4) se určí výchozí plocha neopotřeбенého ostří po nabroušení nožů. Tento vztah platí za předpokladu, že je ostří vybroušeno po celé délce na tloušťku $d_o = 0,1$ mm.

U nožů poškozených lomem zůstanou však na ostří i po nabroušení vylomená místa (zuby), která se obvykle nevybrousí a zvětšují výchozí plochu ostří P_o . V těchto případech je třeba zjistit plochy zubů pomocí profilu ostří, pořízeného při prvním grafickém záznamu. Čára profilu ostří vyznačí vylomená místa, jejichž plocha se vymezí zakreslením

8. Vyznačení základní plochy na grafickém záznamu
 P_z — základní plocha,
 P_y — zvětšená základní plocha,
 P_v — celková plocha vylomených míst (zubů)



přímky, vyrovnávající zuby (obr. 8). Zplanimetrováním jednotlivých ploch zubů (P_v) v rovině hřbetu ostří a vynásobením součinitelem „ k “ obdržíme plochu všech zubů v rovině kolmé na osu úhlu čela ostří α , o kterou musíme zvětšit výchozí plochu ostří P_o . Potom bude plocha poškozeného ostří po nabroušení nožů dána vztahem:

$$P_e = P_v \cdot k + P_o \quad (8)$$

přičemž

$$P_v = \sum_{i=1}^x P_{vi} \quad (9)$$

kde: P_e — plocha nabroušeného ostří s vylomenými místy — zuby (mm^2)
 P_v — celková plocha vylomených míst (zubů) na ostří, v rovině hřbetu ostří (mm^2)
 P_{vi} — plocha i -tého vylomeného místa (zubu) (mm^2)
 x — počet vylomených míst (zubů) na ostří

Poznámka: Jestliže se vyskytuje na ostří po nabroušení větší počet zubů, potom je výhodnější zplanimetrovat celou plochu (P_y), vymezenou čarou profilu ostří (včetně zubů) a základní čarou a od této plochy odečíst základní plochu P_z , ohraničenou základní čarou a čarou profilu ostří bez zubů (tj. zakreslenou přímkou vyrovnávající vylomená místa — viz obr. 8). Potom určíme celkovou plochu vylomených míst na ostří nože podle vztahu:

$$P_v = P_y - P_z \quad (10)$$

kde: P_y — zvětšená základní plocha (o plochy vylomených míst — zubů) (mm^2)
 P_z — základní plocha po nabroušení nožů (mm^2)

Ze vztahu (8) můžeme určit tloušťku ostří po nabroušení nožů, které byly poškozeny lomem:

$$d_e = \frac{P_e}{l} = \frac{P_v \cdot k}{l} + d_o \quad (11)$$

kde: d_e — tloušťka ostří po nabroušení nožů v případě poškození ostří lomem (mm)

Je zřejmé, že tedy tloušťka ostří po nabroušení nožů bude při poškození ostří lomem vždy větší než při opotřebení abrazivním, tj. $d_e > d_o$.

Celková plocha ostří a střední tloušťka ostří po nabroušení lomem poškozených nožů bude:

$$P_{ce} = \sum_{j=1}^n P_{ej} \quad (12)$$

a

$$d_{se} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n d_{ej} \quad (13)$$

kde: P_{ce} — celková plocha ostří všech nožů po nabroušení lomem poškozených nožů (mm^2)
 P_{ej} — plocha nabroušeného ostří j -tého nože s vylomenými místy — zuby (mm^2)
 d_{se} — střední tloušťka ostří nožů po nabroušení lomem poškozených nožů (mm)
 d_{ej} — tloušťka ostří j -tého nože s vylomenými místy po nabroušení (mm)
 n — počet nožů na nožovém bubnu

Uvedenou metodou měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů řezačky při polně laboratorních a provozních zkouškách můžeme tedy charakterizovat základní ukazatele opotřebení ostří i v případě poškození ostří lomem, kterými jsou buď plocha ostří (P, P_c, P_e, P_{ce}) v mm^2 , nebo tloušťka ostří (d, d_s, d_e, d_{se}) v mm. Tím máme k dispozici veličiny, s jejichž pomocí je možno odvodit základní vztahy a zákonitosti vyplývající z opotřebení ostří nožů.

4. VYHODNOCOVÁNÍ ÚBYTKŮ ŠÍRKY NOŽŮ

Kritériem životnosti nožů (vyřazování nožů z provozu) může být maximálně přípustné opotřebení šířky nožů nebo maximálně přípustný úbytek hmotnosti nožů, odpovídající maximálnímu úbytku šířky. Maximálně přípustné opotřebení šířky nožů je zmenšení šířky nožů do takové míry, kdy již nemohou plnit řádně svou funkci, tj. při maximálním vysunutí nožů na konzolách nožového bubnu a jejich maximálním ubroušení.

Zjišťování úbytků hmotnosti nožů je značně pracné s ohledem na nutnou demontáž nožů, jejich opětovnou montáž a seřizování, a proto je výhodnější (zvláště u řezaček opatřených brousicím zařízením) použít jako kritéria životnosti nožů maximálně možný úbytek šířky nožů.

Ubývání šířky nože je způsobeno jednak opotřebením ostří při řezání píce, jednak zmenšením šířky nože při obnově (broušení) ostří nožů. Při broušení nožů na řezačce může, ale také nemusí vždy dojít k zmenšení šířky nožů. To je závislé na velikosti opotřebení ostří nožů, na zručnosti a technice broušení, na kvalitě nabroušeného ostří aj. Mluvíme-li však o celkovém úbytku šířky nože v meziopravném cyklu, je třeba brát v úvahu oba úbytky šířky nože.

4.1 V případě abrazivního opotřebení ostří se k vyhodnocení úbytku šířky nože (u_r) při řezání použije střední úbytek šířky nože, zjištěný měřením šířky nože ve třech nebo více místech měření, rozdělených po délce ostří (viz zjišťování tloušťky ostří pomocí úbytků šířky nože). Přitom se použijí hodnoty šířky nože získané při prvním měření po nabroušení nožů (ξ_1) a při posledním měření před dalším broušením nožů (ξ_p). Úbytek šířky nože při řezání v meziopravném cyklu tedy bude:

$$u'_r = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m u_{ri} \quad (14)$$

přičemž

$$u_{ri} = \xi_{1i} - \xi_{pi} \quad (15)$$

kde: u'_r — střední úbytek šířky nože při řezání za meziopravný cyklus (mm)
 u_{ri} — úbytek šířky nože řezáním v i -tém místě měření (mm)
 m — počet míst měření po délce ostří nože
 ξ_{1i} — výchozí šířka nože po nabroušení ostří v i -tém místě měření (mm)
 ξ_{pi} — šířka nože po opotřebení ostří před dalším broušením nožů, zjištěná v i -tém místě měření (mm)

Po určení středního úbytku šířky jednotlivých nožů se vypočte průměrný úbytek šířky všech nožů namontovaných na nožovém bubnu:

$$u_r = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n u'_{rj} \quad (16)$$

kde: u_r — průměrný úbytek šířky nožů při řezání za meziopravný cyklus (mm)
 u'_{rj} — střední úbytek šířky j -tého nože při řezání v meziopravném cyklu (mm)
 n — počet nožů na nožovém bubnu

Úbytek šířky nože způsobený broušením ostří se určí změřením šířky nože (v jednotlivých místech měření) před broušením a po broušení ostří v daném meziopravném cyklu, tj.:

$$u'_b = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m u_{bi} \quad (17)$$

přičemž

$$u_{bi} = \check{s}_{pi} - \check{s}_{li} \quad (18)$$

a

$$\check{s}_{li} \leq \check{s}_{pi}$$

kde: u'_b — střední úbytek šířky nože broušením ostří v daném meziopravném cyklu (mm)
 u_{bi} — úbytek šířky nože broušením v i -tém místě měření (mm)
 $\check{s}_{pi}$ — šířka nože před broušením ostří v daném meziopravném cyklu, v i -tém místě měření (mm)
 $\check{s}_{li}$ — šířka nože po nabroušení ostří v i -tém místě měření (tato šířka nože je pro následující meziopravný cyklus současně výchozí šířkou nože — viz (15))

Šířka nože po broušení ostří ($\check{s}_{li}$) může být v daném místě měření buď menší nebo stejná jako před broušením ($\check{s}_{pi}$) — a to tehdy, jestliže nedošlo k dostatečnému nabroušení ostří.

Průměrný úbytek šířky nožů broušením (u_b) se určí analogicky se vztahem (16) z úbytků šířky, zjištěných u jednotlivých nožů.

Celkový úbytek šířky nožů v daném meziopravném cyklu potom bude:

$$u_c = u_r + u_b \quad (19)$$

4.2 V případě složeného opotřebení ostří se k vyhodnocení úbytku šířky nože při řezání píce použije plocha opotřebení P_s v rovině hřbetu ostří, zjištěná při posledním měření opotřebení ostří před broušením nožů (viz (2)).

Potom střední úbytek šířky nože řezáním v daném meziopravném cyklu je dán vztahem:

$$u'_r = \frac{P_{sp}}{l} \quad (20)$$

kde: u'_r — střední úbytek šířky nože řezáním v meziopravném cyklu (mm)
 P_{sp} — plocha opotřebení ostří v rovině hřbetu ostří, zjištěná před broušením ostří (mm²)
 l — délka ostří nože (mm)

Ze středních úbytků šířky jednotlivých nožů se určí průměrná hodnota úbytku šířky nožů při řezání u_r .

K vyhodnocení úbytku šířky nože způsobeného broušením ostří se použije údajů o hrubé ploše opotřebení P_b v rovině hřbetu ostří, zjištěné před broušením a po broušení (viz (2)). Potom bude:

$$u'_b = \frac{P_b}{l} \quad (21)$$

přičemž

$$P_b = P_{hp} - P_{h1} \quad (22)$$

kde: u'_b — střední úbytek šířky nože broušením ostří v daném meziopravném cyklu (mm)
 P_{bj} — plocha opotřebení ostří v rovině hřbetu ostří, vzniklá ubroušením j -tého nože (mm²)
 P_{hp} — hrubá plocha opotřebení ostří v rovině hřbetu ostří před broušením nožů (mm²)
 P_{h1} — hrubá plocha opotřebení ostří v rovině hřbetu ostří, zjištěná po nabroušení nožů (mm²)

Z vypočtených hodnot pro jednotlivé nože se určí průměrný úbytek šířky nožů broušením (u_b) a celkový úbytek šířky nožů u_c v daném meziopravném cyklu v soulase s výrazy (16) a (19).

5. ZÁKLADNÍ VZTAHY VYPLÝVAJÍCÍ Z OPOTŘEBENÍ OSTŘÍ NOŽŮ

Pomocí uvedené metody měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů řezaček a pomocí veličin charakterizujících otupení ostří lze odvodit některé základní vztahy, potřebné k technicko-ekonomickému a exploatačnímu hodnocení řezacího ústrojí řezaček v laboratorně polních a provozních podmínkách.

5.1 PRŮMĚRNÁ RYCHLOST OPOTŘEBENÍ OSTŘÍ NOŽŮ

Použijeme-li k vyhodnocení opotřebení ostří nožů jako ukazatele střední tloušťku ostří d_s , můžeme říci, že opotřebení ostří probíhá v závislosti na času od počáteční (nabroušené) tloušťky ostří d_0 a počátečního okamžiku $t = 0$ ke zvětšené tloušťce ostří d_1 za čas t_1 a dále $d_2, d_3 \dots d_i$ za čas $t_2, t_3 \dots t_i$; tudíž platí, že zvětšování tloušťky ostří je funkcí času, tj. $d = f(t)$.

Jestliže je $d_1 = f(t_1)$ a $d_2 = f(t_2)$, bude průměrná rychlost opotřebení ostří „ v “ v daném časovém úseku ($t_2 - t_1$) určena vztahem:

$$v = \frac{d_2 - d_1}{t_2 - t_1} \quad (\text{mm h}^{-1}) \quad (23)$$

Pro určování rychlosti opotřebení ostří nožů v provozních podmínkách není časová jednotka nejvhodnější veličinou a můžeme ji nahradit hmotností pořezané píce při zjištěném obsahu sušiny. Potom můžeme analogicky napsat, že zvětšování tloušťky ostří je funkcí hmotnosti řezanky $d = f(q)$ a průměrná rychlost opotřebení ostří v rozmezí hmotnosti pořezané píce ($q_2 - q_1$) bude:

$$v = \frac{d_2 - d_1}{q_2 - q_1} = \frac{\Delta d}{\Delta q} \quad (24)$$

kde: v — průměrná rychlost opotřebení ostří dosažená v rozmezí hmotnosti píce ($q_2 - q_1$) (mm t⁻¹)

Δd — přírůstek střední tloušťky ostří z d_1 na d_2 (mm)

Δq — hmotnost pořezané píce při zjištěném obsahu sušiny, v rozmezí hmotnosti ($q_2 - q_1$) (t)

Podle vztahu (24) můžeme odvodit průměrnou rychlost opotřebení ostří v meziopravném cyklu, jež je určena přírůstkem tloušťky ostří z výchozí hodnoty po nabroušení nožů d_0 na hodnotu tloušťky opotřebovaného ostří d_p před broušením nožů a hmotností pořezané píce v meziopravném cyklu (při zjištěném obsahu sušiny v pici) podle vztahu:

$$v_m = \frac{d_p - d_0}{q_m} \quad (25)$$

kde: v_m — průměrná rychlost opotřebení ostří v meziopravném cyklu (mm t^{-1})
 d_o — výchozí tloušťka ostří po nabroušení nožů (mm)
 d_p — tloušťka opotřebovaného ostří před broušením (mm)
 q_m — hmotnost řezanky, zpracované v meziopravném cyklu při zjištěném obsahu sušiny v pici (t)

Jelikož průměrná rychlost opotřebení ostří udaná v mm tloušťky ostří na 1 tunu řezanky je příliš malá, je vhodné uvádět při praktických výpočtech hmotnost v 10 t a rychlost opotřebení v $\text{mm} \cdot 10 \text{ t}^{-1}$.

Při sklizni zavádě píce (např. pro silážní věže) dochází k řezání píce o různém obsahu sušiny v přípustném rozmezí 40–60 %, a to samozřejmě ovlivňuje hmotnost řezanky a znemožňuje srovnatelnost veličin odvozených od hmotnosti píce. Vzhledem k tomu, že nebyly dosud dostatečně prozkoumány závislosti vlivu vlhkosti píce na opotřebení ostří nožů a další vztahy, domníváme se, že je účelné omezit nepříznivý vliv různého obsahu sušiny v pici na hmotnost řezanky tím, že hmotnost píce při zjištěném obsahu sušiny přepočteme na srovnatelnou hmotnost píce o určitém zvoleném obsahu sušiny, odpovídajícímu srovnatelným podmínkám. Doporučujeme, aby pro sklizeň zaváděných pícnin byla používána hmotnost přepočtená na 50 % obsah sušiny v pici. Předpokládáme-li, že závislost mezi obsahem sušiny v pici a hmotností píce je v rozsahu 40–60 % sušiny přibližně lineární, můžeme zjištěnou hmotnost při určitém obsahu sušiny přepočítat na srovnatelnou hmotnost řezanky podle obecného vztahu:

$$q_x = q \frac{S}{S_x} \quad (26)$$

kde: q — hmotnost píce při zjištěném obsahu sušiny (t)
 q_x — hmotnost píce přepočtená na dohodnutý srovnatelný obsah sušiny (50 %) (t)
 S — zjištěný obsah sušiny v pici (%)
 S_x — dohodnutý obsah sušiny v pici (50 %)

Použitím vztahu (26) ve výrazu (25) bude srovnatelná rychlost opotřebení ostří v meziopravném cyklu dána vztahem:

$$v_{mx} = \frac{d_m - d_o}{q_m \cdot S / S_x} = v_m \frac{S_x}{S} \quad (27)$$

kde: v_{mx} — průměrná rychlost opotřebení ostří nožů v meziopravném cyklu, přepočtená na srovnatelný obsah sušiny v pici (50 %)

Poznámka: Pro ostří poškozené lomem se po nabroušení nožů výchozí tloušťka ostří d_o ve vztahu (27) zaměňuje za střední tloušťku ostří nožů d_{sc} podle vztahu (13).

5.2 TRVANLIVOST OSTŘÍ NOŽŮ

Trvanlivost ostří (T_r) je dána množstvím (hmotností) pořezané píce v období od nabroušení ostří nožů do opotřebení a do jeho nutné obnovy, tedy v meziopravném cyklu. Jestliže q_m je hmotnost řezanky zpracované v meziopravném cyklu, potom můžeme napsat, že $q_m = T_r$ a po dosazení T_r do výrazu (25) bude:

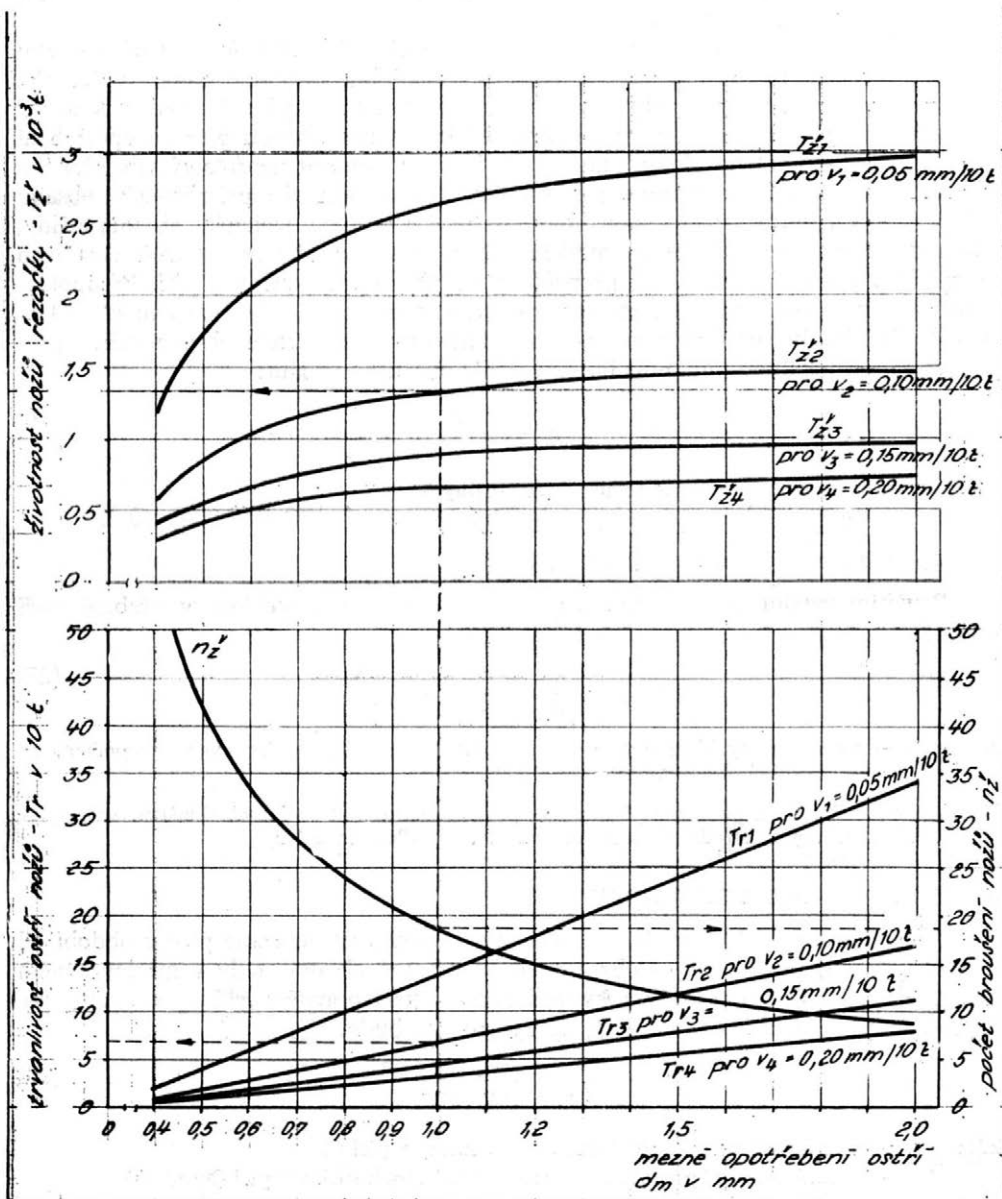
$$T_r = \frac{d_p - d_o}{v_m} \quad (28)$$

kde: T_r — trvanlivost ostří při zjištěném obsahu sušiny v pici (t)
 $\bar{T}_{rx}$ — trvanlivost ostří přepočtená na srovnatelný obsah sušiny v pici (50 %) (t)

a trvanlivost ostří přepočtená na srovnatelnou hodnotu:

$$T_{rx} = \frac{d_p - d_o}{v_{mx}} = T_r \cdot \frac{S}{S_x} \quad (29)$$

Trvanlivost ostří nožů ovlivňuje řada činitelů, z nichž nejdůležitější je mezní opotřebení ostří, které je rozhodující pro včasnou obnovu. Je samozřejmé, že předčasné nebo opožděné broušení nožů bude ovlivňovat velikost střední tloušťky opotřebeného ostří d_p před broušením nožů. Jestliže označíme mezní opotřebení ostří střední tloušťkou ostří d_m , potom — za předpokladu, že budou zachovány stejné podmínky opotřebení



9. Závislost trvanlivosti ostří T_r , životnosti nožů T_z a počtu broušení nožů n_z na velikosti mezního opotřebení ostří d_m při průměrné rychlosti opotřebení ostří „ v “ v meziopravném cyklu

ostří (kdy v_m je konstantní) — se bude trvanlivost ostří měnit (podle vztahu 28) v závislosti na velikosti mezního opotřebení ostří, resp. na tom, zda $d_p = d_m$ nebo $d_p \geq d_m$. Tato závislost je znázorněna na diagramu (obr. 9).

5.3 ŽIVOTNOST NOŽŮ

Životnost nožů řezacího ústrojí řezačky je dána množstvím (hmotností) pořezané píce od jejich nasazení až do vyřazení nožů z provozu, podle kritéria maximálně možného úbytku šířky nožů. Pokud není možno sledovat opotřebení ostří nožů až do konce jejich životnosti (s ohledem na značně dlouhé období), může být životnost nožů určena přibližně podle trvanlivosti ostří a úbytku šířky nožů v meziopravném cyklu, získaných z krátkodobých zkoušek opotřebení.

Ze získaných údajů o trvanlivosti ostří a o úbytcích šířky nožů se určí průměrné hodnoty a směrodatné odchylky, přičemž u trvanlivosti ostří je třeba určit vážený aritmetický průměr, jehož vahou je průměrný obsah sušiny v pici, zjištěný v jednotlivých meziopravných cyklech. Potom bude životnost sady nožů namontovaných na nožovém bubnu dána vztahem:

$$T_z = C \cdot \bar{T}_r = \frac{U_{max}}{\bar{u}_c} \cdot \bar{T}_r \quad (30)$$

přičemž

$$U_{max} = \bar{s}_1 - \bar{s}_v \quad (31)$$

- kde: T_z — životnost sady nožů, udaná hmotností pořezané píce při zjištěném průměrném obsahu sušiny v pici (t)
 C — počet meziopravných cyklů za životnost nožů
 $\bar{T}_r$ — vážený aritmetický průměr trvanlivosti ostří při průměrném obsahu sušiny v pici (t)
 U_{max} — maximálně přípustný úbytek šířky nožů dosažený při vyřazení sady nožů z provozu (mm)
 $\bar{u}_c$ — průměrný celkový úbytek šířky nožů v meziopravném cyklu (mm)
 $\bar{s}_1$ — šířka nových nožů (mm)
 $\bar{s}_v$ — šířka nožů při jejich vyřazení z provozu (mm)

Srovnatelná životnost nožů je dána vztahem:

$$T_{zx} = T_z \cdot \frac{S}{S_x} = \frac{U_{max}}{\bar{u}_c} \cdot \bar{T}_{rx} \quad (32)$$

- kde: T_{zx} — životnost nožů přepočtená na srovnatelný obsah sušiny v pici (50 %) (t)
 $\bar{T}_{rx}$ — vážený aritmetický průměr trvanlivosti ostří přepočtený na srovnatelný obsah sušiny (50 %) (t)

Z dříve uvedených základních vztahů, vyplývajících z opotřebení ostří nožů, je možno odvodit další ukazatele, potřebné k hodnocení provozních a ekonomických parametrů řezaček. Za předpokladu optimálních podmínek při broušení nožů byl sestaven diagram (obr. 9) průběhu závislosti veličin T_r a T_z na mezním opotřebení ostří d_m pro jednotlivé průměrné rychlosti opotřebení v meziopravném cyklu $v_{m1} = 0,05 \text{ mm } 10 \text{ t}^{-1}$, $v_{m2} = 0,10 \text{ mm } 10 \text{ t}^{-1}$, $v_{m3} = 0,15 \text{ mm } 10 \text{ t}^{-1}$ a $v_{m4} = 0,20 \text{ mm } 10 \text{ t}^{-1}$. Z diagramu je zřejmý růst trvanlivosti ostří a životnosti nožů při změnách mezního opotřebení ostří, přičemž v rozmezí mezního opotřebení od 0,40 mm do 1,00 mm je přírůstek životnosti nožů podstatně větší než v oblasti nad 1,00 mm. Z průběhu závislosti je možno odvodit, že např. při mezním opotřebení ostří $d_m = 1,00 \text{ mm}$ střední tloušťky ostří a rychlosti opotřebení $v_{m2} = 0,10 \text{ mm } 10 \text{ t}^{-1}$ činí průměrná trvanlivost ostří $T_r = 72 \text{ t}$ řezanky pro 50% obsah sušiny v pici, životnost sady nožů $T_z = 1300 \text{ t}$ řezanky pro 50%

obsah sušiny v píce a počet broušení nožů za životnost $n_z = 18$. Znám-li pořizovací cenu nožů a náklady na broušení a seřizování nožů po broušení, můžeme jednoduchým výpočtem zjistit předpokládané celkové i měrné náklady na 1 tunu řezanky a dělat ekonomická, popřípadě exploatační hodnocení z hlediska časových ztrát.

6. ZÁVĚR

Stručně popsaná metoda měření a způsob vyhodnocování opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček vysvětluje použité základní principy nepřímého zjišťování otupení ostří za podmínek, kdy dochází k poškozování ostří nožů lomem tvrdými příměsemi (kameny aj.), které se dostanou spolu s pící do řezacího ústrojí řezačky.

Tento způsob měření opotřebení ostří umožňuje vyjádřit stupeň otupení ostří základními jednotkami plochy ostří v mm^2 — jako kvantitativní ukazatel opotřebení nebo střední tloušťky ostří nožů v mm — jako kvalitativní ukazatel opotřebení. Ze zjištěných veličin je možno odvodit další ukazatele opotřebení, jako je průměrná rychlost opotřebení v meziopravném cyklu, trvanlivost ostří, úbytek šířky nožů a životnost nožů, které jsou podkladem k exploatačnímu a technicko-ekonomickému hodnocení sklízecích řezaček.

Uvedená metoda měření byla použita VÚZT Praha-Řepy při výzkumu opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček v běžném zemědělském provozu a při stanovení mezního opotřebení ostří nožů řezacího ústrojí při sklizni zavadlé píce v polně-laboratorních zkouškách (Grund 1968).

Literatura

GRUND F., 1968, Opotřebení nožů sklízecích řezaček. Dílčí zpráva Z-696, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha.

GRUND F., 1969, Měření a hodnocení opotřebení ostří nožů sklízecích řezaček. Zemědělská technika 10-11 : 589-596.

Došlo dne 25. 10. 1969

Измерение и определение степени износа лезвий ножей у силосоуборочных комбайнов

В статье описан метод измерения и определения степени износа лезвий ножей у режущего приспособления силосоуборочных комбайнов, основанный на косвенном установлении площади и толщины лезвия при повреждении лезвий в результате поломки. Износ лезвий ножей путем поломки возникает при повреждении твердыми примесями, например камнями и т. п., которые в большей или меньшей степени способствуют выламыванию лезвий-зубов. Метод основан на измерении сокращения ширины ножей и на графическом изображении профиля лезвия во всю его длину непосредственно в силосоуборочном комбайне. При помощи графических изображений изношенных и неизношенных лезвий после планиметрирования площади износа вычисляется проекция площади лезвия (до площади перпендикулярной к оси угла передней грани лезвия), которая дает величину износа в единицах площади (мм^2). Эта величина характеризует количественный показатель аварийно поврежденного лезвия. Качественным показателем износа лезвия в этом случае является средняя толщина лезвия (в мм), вычисленная как частное площади износа и длины лезвия.

При помощи приведенных величин выводятся основные отношения, вытекающие из износа лезвия, такие как например средняя скорость износа лезвия в междуремонтном цикле, износостойкость лезвия и срок службы ножей и их зависимость от величины предельного износа лезвий ножей. Эти показатели являются основным материалом для эксплуатационной и технико-экономической оценки силосоуборочных комбайнов.

Приведенный метод применялся в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственной техники Прага-Ржепы при определении износа лезвий в условиях текущей сельскохозяйственной эксплуатации и при определении предельного износа лезвий ножей во время лабораторно-полевых испытаний.

The Measuring and Evaluation of Wear with the Knife Cutting Edge of the Forage Harvesters

The author describes the method of measuring and evaluation of wear, caused to cutting edge of the chopper knives of forage harvesters, based on indirect determination of surface and thickness of edge with the damage of edge by breaking. The wear of cutting edge of the knives is caused by hard admixtures, such as stones etc., which break the edge to a smaller or larger extent, i. e. the so-called dents. The method is based on the gauging of loss in the width of the knives and on the diagrams with the profile of the edge on its whole length, as taken directly in the forage harvester. By means of graphical pictures of worn and non-worn edges the projection of the edge surface (into a plane perpendicular to the axis of angle of the head of cutting edge) is determined after the planimetry of the wear surface, indicating the wear in units of surface (mm^2). This value characterizes a quantitative index of the edge injured to the breakdown point. A qualitative index of the wear is consequently the medium thickness of edge (in mm), determined as a share from the wear surface and length of edge.

On hand of the values mentioned, principal relations from the wear of edge are derived, such as the average speed of wear within a cycle between repairs, durability of edge and life of knives and their dependence on the size of the limit wear of the knife edge. These values can be used for the exploitation and technical-economical evaluation of operation of the forage harvesters.

The method described was used in the Research Institute of Agricultural Engineering Praha-Repy when determining the wear of cutting edge in current agricultural operation and the limit wear of the cutting edge in laboratory and field tests.

Messung und Auswertung des Verschleißes von Häckselmesserschneiden

Im vorliegenden Aufsatz wird die Meß- und Auswertungsmethode für den Verschleiß der Häckselmesserschneide von Feldhäckslern, die auf der indirekten Ermittlung der Fläche und Dicke der Schneide bei deren Bruchbeschädigung gegründet ist. Der Bruchverschleiß der Messerschneide entsteht durch Beschädigung mittels harter Fremdstoffe, wie Steine u.dgl., die zum geringeren oder größeren Schneideausbrechen — Scharten — führen. Die Methode basiert auf der Abnahme der Messerbreite und auf dem graphischen Aufnehmen des Schneideprofils an seiner gesamten Länge unmittelbar im Häckslern. Mittels der graphischen Aufzeichnungen der abgenutzten und nicht abgenutzten Schneide wird nach dem Messen der Verschleißfläche die Projektion der Schneidefläche (in die zur Winkelachse der Schneidepanfläche winkelrechte Ebene) errechnet, die die Verschleißgröße in den Flächeneinheiten (mm^2) angibt. Diese Größe charakterisiert die quantitative Kennziffer der havarienmäßig beschädigten Schneide. Als qualitative Kennziffer des Schneideverschleißes gilt dann die mittlere Schneidedicke (in mm), die als Quotient von der Verschleißfläche und der Schneidelänge errechnet wird.

Mit Hilfe der angegebenen Größen werden grundlegende, aus dem Schneideverschleiß sich ergebende Beziehungen, wie mittlere Geschwindigkeit des Schneideverschleißes im Zyklus zwischen den Reparaturen, Dauerhaftigkeit der Schneide und Lebensdauer der Messer abgeleitet. Diese Kennziffern sind Unterlage zur betriebsgemäßen und technisch-ökonomischen Bewertung des Einsatzes von Feldhäckslern.

Die angegebene Methode wurde im Forschungsinstitut für Landtechnik Praha-Repy während der Ermittlung des Schneideverschleißes im laufenden landwirtschaftlichen Einsatz sowie bei der Bestimmung des Grenzverschleißes der Messerschneide in Feld-Laborprüfungen angewandt.

Mesure et évaluation de l'usure du tranchant des couteaux des hacheuses

Dans l'article on donne la description de la méthode de mesure et d'évaluation de l'usure du tranchant des couteaux du mécanisme coupeur des récolteuses hacheuses, établie sur l'identification indirecte de surface et d'épaisseur du tranchant, lorsque ce dernier est détérioré par la rupture. L'usure du tranchant des couteaux par la rupture a lieu par la détérioration due aux admixtions dures, comme les pierres,

etc. qui occasionnent des cassures plus ou moins importantes du tranchant — des brèches. La méthode est établie sur la mesure des diminutions de la largeur des couteaux et sur la prise graphique du profil en direct dans la hacheuse, le long de sa longueur tout entière. C'est grâce aux enregistrements graphiques du tranchant usé et non usé et après avoir effectué le planimétrage de la surface de l'usure que l'on calcule la projection de la surface du tranchant (sur le plan vertical à l'axe de l'angle de la face du tranchant) qui indique la grandeur de l'usure en unités de surface (mm^2). Cette grandeur caractérise l'indicateur quantitatif du tranchant détérioré par avarie. Or, l'indicateur qualitatif de l'usure du tranchant est par conséquent l'épaisseur moyenne du tranchant (en mm), calculée comme quotient de la surface de l'usure et la longueur du tranchant.

C'est à l'aide des grandeurs indiquées que sont déduits les rapports principaux découlant de l'usure du tranchant, comme la vitesse moyenne d'usure du tranchant dans le cycle entre les réparations, la durée du tranchant et la longévité des couteaux et leurs dépendances de l'importance de l'usure limite du tranchant des couteaux. Les indicateurs en question constituent la base pour l'évaluation technico-économique de la durée du service des récolteuses-hacheuses.

La méthode mentionnée était utilisée dans l'Institut de recherches pour la technique agricole à Prague-Řepý à l'occasion de l'identification de l'usure des tranchants dans le trafic agricole courant et de la détermination de l'usure limite du tranchant des couteaux au cours des essais de laboratoire et de plein champ.

Rukopis odevzdán k tisku 14. 4. 1970 — Podepsáno k tisku 30. 6. 1970

Adresa autora:

František Grund, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepý,
Gottwaldova 50

Břečka J.: Vliv mačkáčích válců na prosévání půdy a poškození brambor	159
Andert A.: Tahové charakteristiky pneumatik při obecném směru síly	171
Pejša L.: Příspěvek k optimalizaci technické diagnostiky	183
Legát V.: Příspěvek k určování optimální spolehlivosti některých zařízení v zemědělství	191
Náprstková V.: Skladování píce v otevřených věžových silech	201
Grund F.: Měření a vyhodnocování opotřebení ostří nožů řezaček	209

СОДЕРЖАНИЕ

Бржечка Й.: Влияние мяльных валиков на просеивание почвы и степень повреждения картофеля (168). — Андерт А.: Тяговые характеристики шин при общем направлении силы (181). — Пейша Л.: Об оптимизации технической диагностики (189). — Легат В.: Об определении оптимальной надежности некоторых оборудований в сельском хозяйстве (198). — Напрсткова В.: Хранение кормовых в открытых силосных башнях (207). — Грунд Ф.: Измерение и определение степени износа лезвий ножей у силосуборочных комбайнов (222).

CONTENT

Břečka J.: Effects of Compressing Rolls on the Separation of Soil and Damaging of Potatoes (169). — Andert A.: Pull Characteristics of Tyres with a General Direction of Force (181). — Pejša L.: A Contribution to the Optimization of a Technical Diagnostic (189). — Legát V.: On the Determination of the Optimum Reliability of Some Mechanical Equipments in Agriculture (199). — Náprstková V.: Storing of Forage Crops in Open Tower Silos (208). — Grund F.: The Measuring and Evaluation of Wear with the Knife Cutting Edge of the Forage Harvesters (223).

INHALT

Břečka J.: Einfluß der Klutenpneuwalzen und Vorhänge auf die Bodenabsiebung und Kartoffelbeschädigung (169). — Andert A.: Zugcharakteristiken der Reifen bei allgemeiner Kraftrichtung (182). — Pejša L.: Beitrag zur Optimierung der technischen Diagnostik (189). — Legát V.: Beitrag zur Bestimmung der optimalen Betriebssicherheit einiger Anlagen in der Landwirtschaft (199). — Náprstková V.: Grünfütterlagerung in offenen Silotürmen (208). — Grund F.: Messung und Auswertung des Verschleißes von Häckselmesserechniden (223).

TABLE DES MATIÈRES

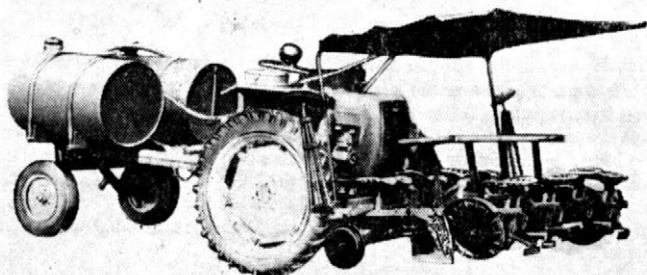
Břečka J.: Influence des rouleaux broyeurs sur le tamissage du sol et l'endommagement des pommes de terre (res. An, Al/169). — Andert A.: Caractéristiques de traction des pneus dans les conditions de sens général de la force (res. An/181, Al/182). — Pejša L.: Contribution à l'optimisation du diagnostic technique (190). — Legát V.: Contribution à la détermination de la fiabilité optima de certains mécanismes dans l'agriculture (199). — Náprstková V.: Stockage des plantes fourragères dans les silos-tours ouverts (res. An, Al/208). — Grund F.: Mesure et évaluation de l'usure du tranchant des couteaux des hacheuses (224).

SÁZECÍ STROJ TR-4

Čtyřkotoučový sázečí stroj TR-4 se připojuje k traktoru třídy I, 4, T typ Bělorus a je určen k mechanizovanému sázení zeleniny (zelí, paprika, rajská jablka apod.). S doplňkovými zařízeními typ TRT a TRV je vhodný i k sázení červené řepy, brambor apod. Pracovní rychlost stroje činí 0,8 až 1,2 km/h, sázečí výkon 6000 až 8000 kusů/h, hloubka sázení 4 až 15 cm.

Stroj se vyrábí ve dvou variantách:

- a) hlavní provedení
- b) hlavní provedení s přídatnými zařízeními: pro sázení do krychlí hnojiva TRT, rám pro traktor Ursus - S325 jen na žádost zákazníka.



VÝVOZCE: STÁTNÍ OBCHODNÍ PODNIK

agromachinaimpex

SOFIA, TRÍDA AKSAKOV 5 - TELEFON 88 53 25 - DÁLNOPIŠ 011 597

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborového tisku, Jindřišská ul. 14, Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS - ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská 14, Praha 1. Vytiskl MÍT, novinařské závody, n. p., závod 6, Legerova 22, Praha 2.