

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 15 (XLII)
PRAHA,
BŘEZEN 1970
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

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 Šteffl, 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, rozbor 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, Слезка 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.

Práce mechanizační fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze

Nedílnou součástí celkové pracovní náplně každého vysokoškolského pracoviště je vedle hlavní činnosti pedagogické též činnost vědeckovýzkumná.

Na mechanizační fakultě Vysoké školy zemědělské v Praze je věnována této činnosti zvláštní pozornost z několika důvodů. Průběh i výsledky vědeckovýzkumné činnosti se přímo podílejí na zvyšování úrovně hlavní činnosti fakulty — pedagogické práce. Mechanizační fakulta je jedním z mála pracovišť, která se zabývají problematikou zemědělské techniky.

Vědeckovýzkumná činnost probíhá na všech katedrách fakulty. Percentuální zastoupení není pochopitelně rovnoměrné na všech katedrách, protože problematikou zemědělské techniky se zabývají hlavně katedry provozní. S ohledem na personální i materiální možnosti se řeší řada úkolů ve spolupráci s dalšími pracovišti.

Výsledky některých prací jsou pravidelně publikovány ve Sborníku fakulty mechanizační, který vychází neperiodicky. V poslední době se výrobní lhůty tohoto Sborníku prodlužují, a proto jsme uvítali možnost vydat tematické číslo *Zemědělské techniky*, obsahující články pracovníků fakulty. Vedle takto tematicky zaměřených čísel jsou pochopitelně zařazovány odborné práce z fakulty mechanizační do běžných čísel časopisu *Zemědělská technika*.

Předkládané tematické číslo nezahrnuje práce všech kateder, ale obsahuje pouze některé práce, věnované problematice zemědělských strojů, spalovacích motorů, vnitropodnikové mechanizace a provozuschopnosti strojů.

První článek (J. Břečka) podává celkový pohled na problematiku prosévání pudy u sklizňových strojů na brambory. Práce řeší také otázky poškozování brambor na prutovém dopravníku. Výsledkem experimentálních prací a příslušného výpočtu je ověření použitelnosti exponenciální závislosti při prosévání pudy na délce prutového dopravníku. Důležité je také hodnocení tvaru kladek dopravníku.

Další příspěvek (V. Kadlec) je věnován problematice proudění vzduchu v halách pro velkochov nosnic. Práce se zabývá jak celkovým pohybem čerstvého a zkaženého vzduchu v hale, tak i činiteli, kteří mají vliv na utváření mikroklimatu v klecích s ohledem na pohyb vzduchu (samočinný, nucený a smíšený).

Práce J. Vorlíčka řeší energetickou náročnost rotačních křídlových vývěv, používaných u dojících strojů. Výsledky je možné použít pro hodnocení rotačních vývěv z hlediska konstrukčního uspořádání, energetické náročnosti i z hlediska volby vhodných otáček.

Další práce (V. Vopálenský) řeší problematiku jedné z nejdůležitějších soustav spalovacích motorů vznětových — palivové soustavy. Práce se

zabývá hodnocením opotřebení hlavních částí vstřikovacího čerpadla pístového. Cenné je experimentální měření a zvláště sestavení citlivého tenzometrického snímače tlakových změn. Výsledky, uvedené v práci, umožňují objektivně zjišťovat technický stav vstřikovacího čerpadla.

Tematické číslo uzavírá příspěvek pracovníků katedry technologie a organizace oprav (L. Pejša, V. Legát, J. Havlíček), který řeší otázky proměnné fyzické životnosti a optimální doby používání strojů v provozu. Článek se zabývá úkolem stanovit nejuhodnější období pro vyřazení stroje s ohledem na soubor strojů. Přihlíží se přitom k tomu, aby se dosáhlo co nejmenších měrných nákladů celého souboru. Práce obsahuje vlastní návrh, jak stanovit optimální dobu použití strojů v provozu.

Domníváme se, že vybraná témata z prací řešených na mechanizační fakultě umožní odborné veřejnosti seznámit se s výsledky vědeckovýzkumné činnosti pracovníků fakulty.

Doc. ing. Milan Růžicka, CSc., vědecký redaktor čísla

■ Ve sklizňových strojích se k oddělení půdy od brambor používají rozličné prosévací mechanismy, jako jsou prutové (řetězové) dopravníky, kmitající rošty, kola, bubny, vačky a další. Nejrozšířenější jsou prutové dopravníky a kmitající rošty. Podle dřívějších výzkumů lze říci, že prutové dopravníky lépe odebírají půdu z radlice, snadněji se přizpůsobují rozdílným pracovním podmínkám, zajistí dopravu pod větším úhlem, než způsobují rostlinnými zbytky a za stejných pracovních podmínek poškozují brambory méně, než kmitající rošt. Kmitající rošt je v provozu méně poruchový, jeho životnost je delší a v těžko prosévatelných půdách, pokud jsou bez natě a rostlinných zbytků, může dosáhnout větší intenzity prosévání než prutový dopravník. V našich lehkých a polotěžkých půdách se používají převážně prutové dopravníky.

U vyoravačů s odkládáním brambor do řádků na pole není prosévání půdy takovým problémem jako u sklizečů, kde se požaduje dokonalé oddělení půdy, neboť se brambory dopravují ze sklizeče přímo na vedle jedoucí přívěs. Půda spolu s dalšími příměsemi by zbytečně znečišťovala brambory a zatěžovala dopravu.

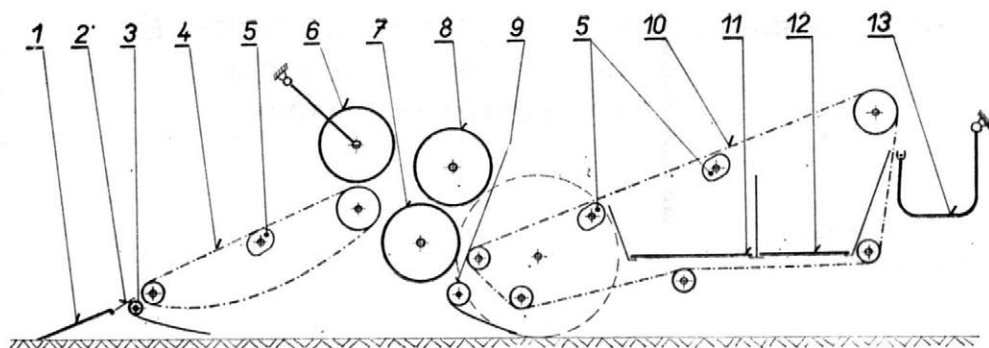
Dokonalejší oddělení půdy z brambor je možno zajišťovat buď prodloužením prosévací délky dopravníku, nebo zvětšením intenzity prosévání při stejné délce dopravníku. Četné výzkumy ukázaly, že poškození brambor neúměrně vzrůstá s prosévací délkou dopravníku. Zbývá tedy zvyšovat intenzitu prosévání půdy, aniž by se podstatněji zvětšovalo poškození brambor. K objasnění a vymezení vlivů, působících na prosévání půdy a poškození brambor na povrchu prutového dopravníku, bylo uskutečněno v roce 1965 a 1966 polní měření (zkoušky).

1. METODIKA MĚŘENÍ

Převážná část dosud publikovaných výzkumných prací byla uskutečněna v laboratorních nebo jinak zidealizovaných podmínkách. Tyto podmínky se často od skutečných polních podmínek značně liší, takže ani výsledky měření nemohou odpovídat skutečnosti. Měření v polních podmínkách je obtížnější a riskantnější, neboť je větší nerovnoměrnost v podorané půdě a v její vlhkosti; je tedy nutno zkoušku několikrát opakovat. Měření bylo provedeno v polních podmínkách:

1.1. MĚŘICÍ STROJ

Je polonesený, úprava prutových dopravníků umožňuje zachytit propadlou půdu (viz. obr. 1). Konstantní parametry stroje, jako je sklon radlice a dopravníků, délka dopravníků, byly voleny na základě literárních údajů. Pojezdová rychlost, zahloubení radlice a tlak v mačkáčích válcích byl volen podle pracovních podmínek. Rychlost



1. Schéma měřicího stroje: 1 — radlice; 2 — prodlužovací rošt; 3, 9 — zachycovací folie; 4, 10 — prutové dopravníky; 5 — eliptické kladky; 6, 7, 8 — mačkácí válce; 11, 12, 13 — zachycovací koše

I. a II. dopravníku je možno nastavit samostatně výměnou řetězových kol. Velikost natřásání dopravníků lze změnit výměnou eliptických kladek. Po demontáži I. dopravníku a výměně spodních vodicích kladek za prutový váleček, jehož parametry odpovídají dolní části I. dopravníku, je možno stanovit poškození mezi vyorávací radlicí a I. dopravníkem. Nad I. dopravník lze upevnit gumové závěsy nebo mačkácí váleček k drobení soudržné půdy. Horní mačkácí válce je možno demontovat. Půdu propadlou dopravníky lze zachycovat na dvou fóliích a ve dvou koších.

1.2. PODMÍNKY ZKOUŠEK

Mají-li být polní zkoušky jedné série vzájemně srovnatelné, musí být vykonány téhož dne a krátce po sobě. Celý rozsah zkoušek se uskutečnil v podmínkách, které uvádí tab. I. (str. 113).

Zvolené odrůdy Kardinál a do jisté míry i Čajka jsou značně náchylné na mechanické poškození.

Rychlost prutového dopravníku. Rychlost dopravníku ovlivňuje drobení podorané půdy, a to při jejím přechodu z radlice na dopravník i na samotných dopravnících a přepadech mezi nimi. Intenzita drobení půdy na dopravníku je závislá na natřásání horní větve dopravníku. Natřásání může být pasivní (od volných eliptických kladek), nebo aktivní (od zvláště poháněných kladek). Má-li při pasivním natřásání dojít k odtržení půdy od povrchu dopravníku, musí mít dopravník určitou rychlost (u), odpovídající rozměrům kladek. Rychlost dopravníku je určena rovnicí:

$$u = \sqrt{K \frac{2g \cdot r_2}{m + 1}} \quad (\text{m s}^{-1}) \quad (1)$$

kde: K — ukazatel kinematických podmínek a je dán rovnicí:

$$K = \frac{1}{\sin(\beta - \alpha)} \quad (2)$$

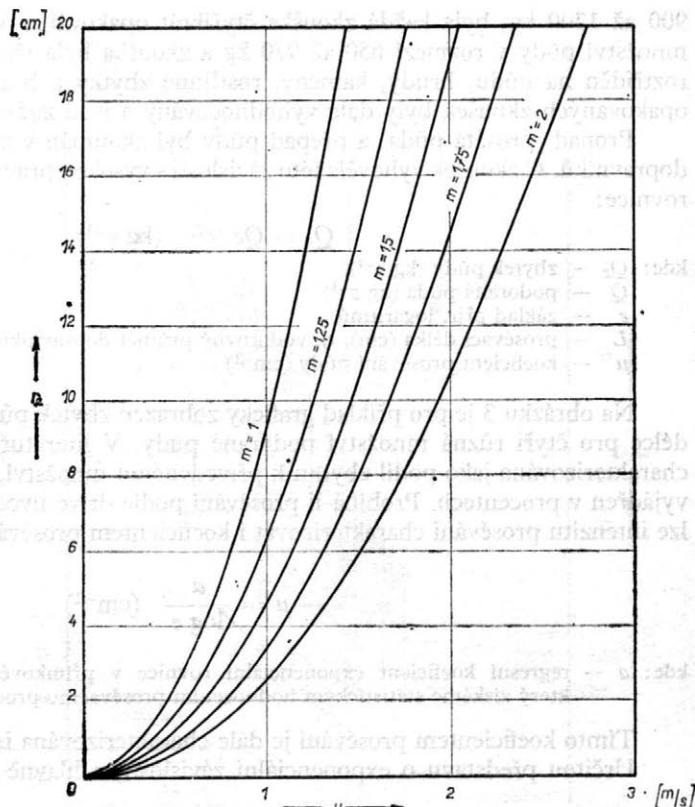
kde: β — $\arcsin \frac{1}{m}$ a určuje počáteční polohu pro oddělení půdy od dopravníku

α — sklon horní větve dopravníku

r — největší poloměr (poloosa) eliptické kladky v (m)

m — poměr poloměrů $\frac{r_2}{r_1}$ eliptické kladky, kde (r_1) je menší poloměr kladky

2. Poloměr eliptické kladky (r_2) v závislosti na rychlosti prutového dopravníku (u): m — poměr poloměrů eliptické kladky $\frac{r_2}{r_1}$



Úpravou rovnice (1) lze stanovit, jak se bude muset měnit rychlost dopravníku s měněními se rozměry kladek. Upravená rovnice je rovnicí paraboly:

$$r_2 = \frac{1}{a^2} \cdot u^2 \quad (\text{m}) \quad (3)$$

kde: a — může být považováno za konstantu, jsou-li konstantní veličiny její rovnice:

$$a = \frac{2g \cdot k}{m + 1} \quad (\text{m s}^{-2}) \quad (4)$$

Konstanta (a) nabývá různých hodnot s měněním se sklonem dopravníku a poměrem (m). Se změnou konstanty (a) se mění i průběh parabol. Pro zvolené hodnoty, odpovídající přibližně reálným podmínkám, jsou některé paraboly graficky znázorněny na obrázku 2. Z obrázku je zřejmé, že má-li dojít při pasivním natřásání k oddělení půdy od dopravníku, musí být s rostoucím poměrem (m) i poměrem eliptické kladky (r_2) zvětšena rychlost dopravníku (u).

Pro zvolené eliptické kladky musí být tedy rychlost dopravníků větší než $1,1 \text{ m s}^{-1}$ (pro malé kladky 61; 72 mm) a $1,7 \text{ m s}^{-1}$ (pro velké kladky 55; 95 mm).

1.3. POSTUP A ZPRACOVÁNÍ ZKOUŠKY

Propad i přepad podoraného hrůbku byl zachycován na dráze 10 m dlouhé. Při tom byly měřeny otáčky hnacího hřídele, čas průjezdu a zahloubení radlic. Vzhledem k tomu, že se v roce 1965 podorané množství půdy u jednotlivých zkoušek měnilo v rozmezí

900 až 1300 kg, byla každá zkouška čtyřikrát opakována. V roce 1966 bylo podorané množství půdy v rozmezí 650 až 970 kg a zkouška byla třikrát opakována. Přepad byl roztržěn na půdu, hrudy, kameny, rostlinné zbytky a brambory. Průměrné hodnoty opakovaných zkoušek byly dále vyhodnocovány a jsou znázorněny na obrázcích 3, 6, 7.

Propad (prosátá půda) a přepad půdy byl zkoumán v závislosti na prosévací délce dopravníků. U zkoušek vyhověla této závislosti s vysokou pravděpodobností exponenciální rovnice:

$$Q_z = Q e^{-\mu L} \quad (\text{kg s}^{-1}) \quad (5)$$

kde: Q_z — zbytek půdy (kg s^{-1})

Q — podoraná půda (kg s^{-1})

e — základ přír. logaritmu

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

μ — koeficient prosévání půdy (cm^{-1})

Na obrázku 3 je pro příklad graficky zobrazen zbytek půdy v závislosti na prosévací délce pro čtyři různá množství podorané půdy. V literatuře bývá intenzita prosévání charakterizována jako podíl zbytku k přivedenému množství, obvykle bývá tento poměr vyjádřen v procentech. Probíhá-li prosévání podle dříve uvedené exponenciální rovnice, lze intenzitu prosévání charakterizovat i koeficientem prosévání:

$$-\mu = \frac{a}{\log e} \quad (\text{cm}^{-1}) \quad (6)$$

kde: a — regresní koeficient exponenciální rovnice v přímkovém tvaru (po logaritmování), který získáme statistickým hodnocením prosévacího procesu

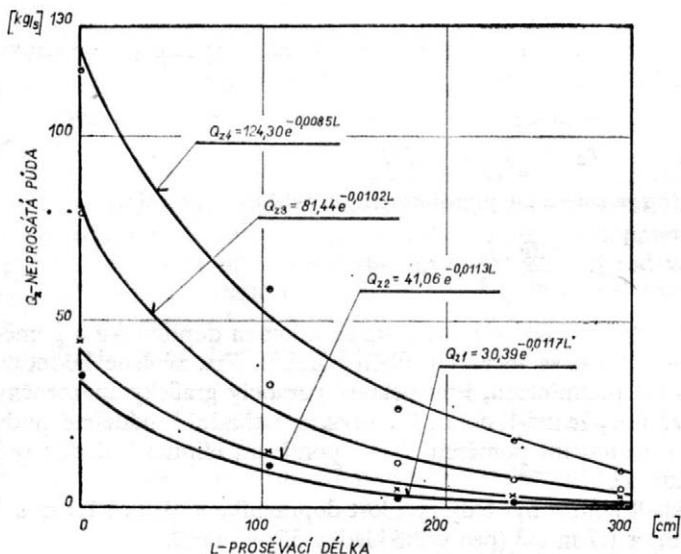
Tímto koeficientem prosévání je dále charakterizována intenzita prosévání.

Určitou představu o exponenciální závislosti, a hlavně jejich exponentech (L , μ),

dává spojnicový a průsečíkový nomogram. Na spojnicovém nomogramu s binárním polem znázorněném na obrázku 4 je například vidět, že při koeficientu prosévání $0,01 \text{ cm}^{-1}$ z přivedených 100 kg půdy zbude na konci 100 cm prosévací délky asi 35 kg půdy, na 200 cm jen 13 a na 300 cm necelých 5 kg.

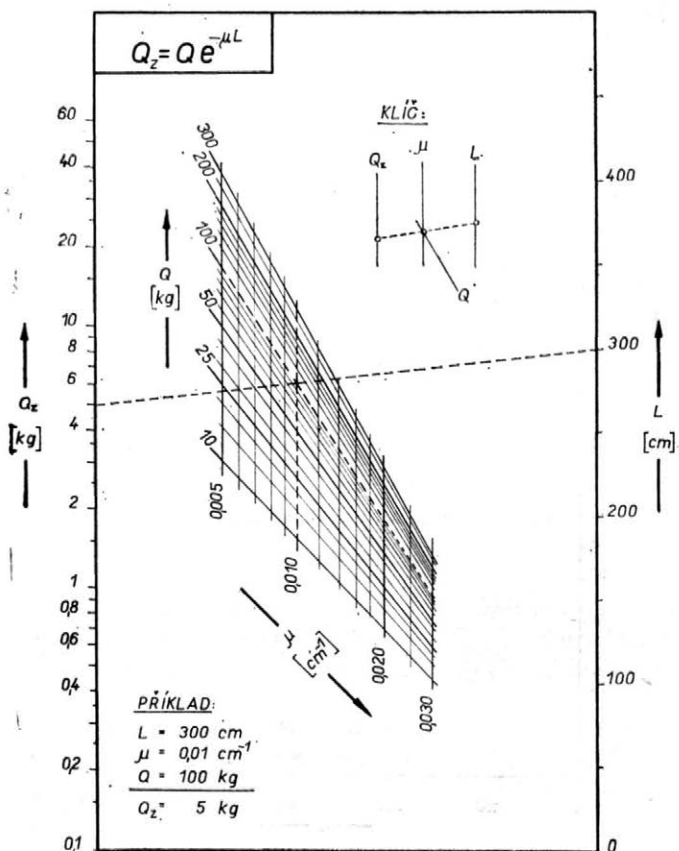
Zbytek půdy lze vyjádřit i procenticky k přivedené (podorané) půdě:

$$\frac{Q_z}{Q} = e^{-\mu L} \cdot 100 \quad (\%) \quad (7)$$



3. Zbytek neprosáté půdy (Q_z) v závislosti na prosévací délce dopravníků (L): Q_{z1} — pro pojezdovou rychlost $v = 0,43 \text{ m s}^{-1}$ a rychlost dopravníků $u = 1,12 \text{ m s}^{-1}$; Q_{z2} — pro $v = 0,58 \text{ m s}^{-1}$ a $u = 1,49 \text{ m s}^{-1}$; Q_{z3} — pro $v = 0,88 \text{ m s}^{-1}$ a $u = 2,30 \text{ m s}^{-1}$; Q_{z4} — pro $v = 1,14 \text{ m s}^{-1}$ a $u = 2,93 \text{ m s}^{-1}$

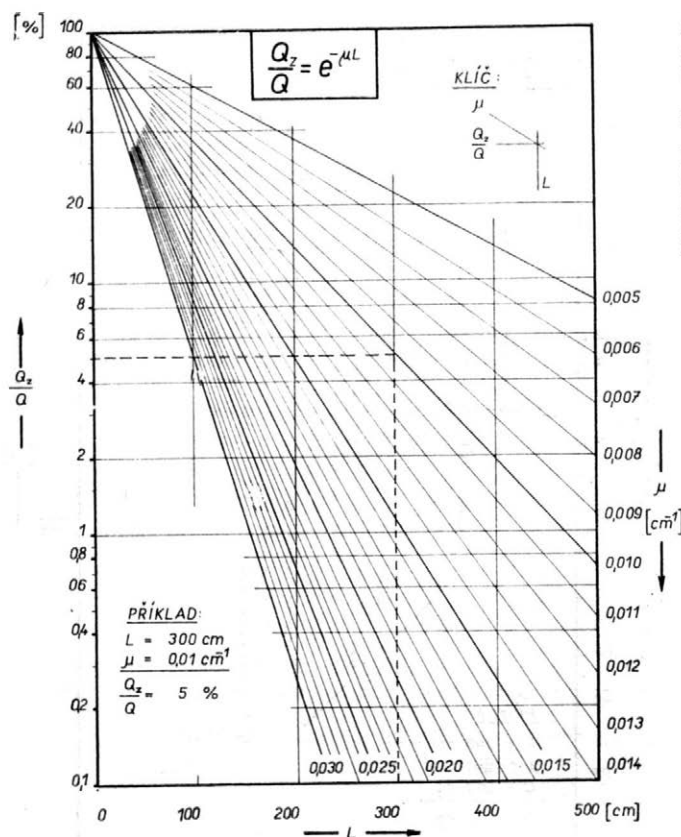
4. Spojnicový nomogram rovnice závislosti zbytku půdy (Q_z) na prosévací délce dopravníků (L):
: Q — podoraná půda;
 μ — koeficient prosévání



Z průsečíkového nomogramu na obrázku 5 lze pro určitou prosévací délku (L) a zvolený koeficient prosévání (μ) stanovit procentický zbytek půdy ($\frac{Q_z}{Q}$), nebo naopak.

Například na 300 cm prosévací délce při koeficientu prosévání $0,006 \text{ cm}^{-1}$ zbude asi 17 % půdy, při koeficientu $0,010 \text{ cm}^{-1}$ jen asi 5 %. Kdyby zůstal koeficient prosévání $0,006 \text{ cm}^{-1}$ a zbytek půdy by měl činit 5 %, potom by bylo třeba prodloužit prosévací délku z 300 cm na 500 cm. Z tohoto příkladu je vidět, že nejen s prosévací délkou, ale i s rostoucím koeficientem prosévání se velmi výrazně zmenšuje zbytek půdy na prosévacím dopravníku.

K hodnocení poškození bylo v roce 1965 z každé zkoušky odebráno 200 středně velkých brambor a v roce 1966 — 250 brambor. Poškození bylo hodnoceno podle metodiky zveřejněné v Zemědělské technice č. 1, leden 1966. Po omytí a namočení v roztoku jódu byly brambory tříděny podle stupně poškození, to je podle maximální hloubky poškození, do čtyř skupin: nepoškozené, povrchově poškozené do 1,7 mm, středně poškozené od 1,7 do 5 mm a hrubě poškozené nad 5 mm. Kromě maximálního poškození byla počítána i veškerá poškození na brambore, což je dále označováno jako celkové poškození brambor. Jednotlivé stupně poškození v procentech byly pomocí přepočítávacích koeficientů 0,1; 0,3 a 1 přepočteny na jediné poškození maximální (P_m) a celkové (P_c). Přítomnost hrud v bramborách byla vyjádřena v % (Q_h).



5. Průsečíkový nomogram rovnice závislosti procentického podílu zbytku půdy ($\frac{Q_z}{Q}$) na prosévací délce dopravníků (L): Q — podoraná půda; Q_z — zbytek půdy na dopravníku; μ — koeficient prosévání

2. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

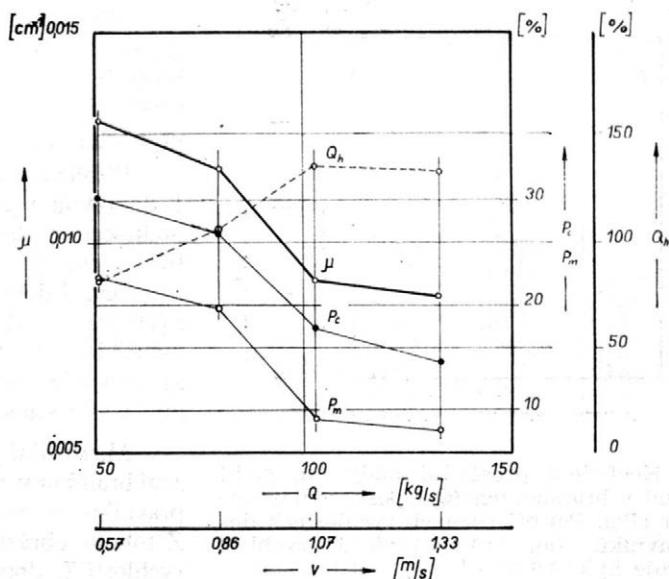
Intenzita prosévání půdy a poškození brambor závisí předně na podmínkách (druhu a stavu půdy, její vlhkosti, množství příměsí — hlavně rostlinných zbytků, kamenů apod.) a na parametrech prosévacích dopravníků. Velikost poškození brambor je navíc závislá na odrůdě, jejich růstových podmínkách, zralosti apod. Pověšme si dále, jak pojížděcí rychlost stroje (dopravníků), rychlost dopravníků a natřásání ovlivnilo intenzitu prosévání půdy, zbytek hrud v bramborách a maximální i celkové poškození brambor.

2.1. POJÍZDĚCÍ RYCHLOST STROJE

Pojížděcí rychlosti stroje (v), která je také pojížděcí rychlosti dopravníků, se mění množství podorané půdy (Q). Z obrázku 6 je vidět, že s rostoucím množstvím podorané půdy od 50 kg s^{-1} ($0,57 \text{ m s}^{-1}$) do 133 kg s^{-1} ($1,33 \text{ m s}^{-1}$) při rychlosti dopravníku $1,7 \text{ m s}^{-1}$ se koeficient prosévání (μ) v písčito-hlinité půdě snížil z $0,0129 \text{ cm}^{-1}$ na $0,0088 \text{ cm}^{-1}$. Lze tedy konstatovat, že s rostoucím plněním stroje se bude dosti výrazně snižovat intenzita prosévání, třebaže v tomto případě se na sníženém prosévání zřejmě projevil i zmenšující se poměr rychlosti dopravníku k rychlosti stroje. S množstvím podorané půdy vzrostlo i procento hrud (Q_h) v bramborách.

Zvětšené plnění stroje se příznivě projevilo jak v maximálním (P_m), tak i v celkovém (P_c) poškození brambor. Například celkové poškození pokleslo při uvedeném rozsahu měření z 30 % na 14 %.

6. Koeficient prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h), poškození brambor (P_m , P_c) v závislosti na podorané půdě (plnění Q): množství podorané půdy bylo měněno pojezdovou rychlostí, rychlost prutových dopravníků byla konstantní ($1,7 \text{ m s}^{-1}$)

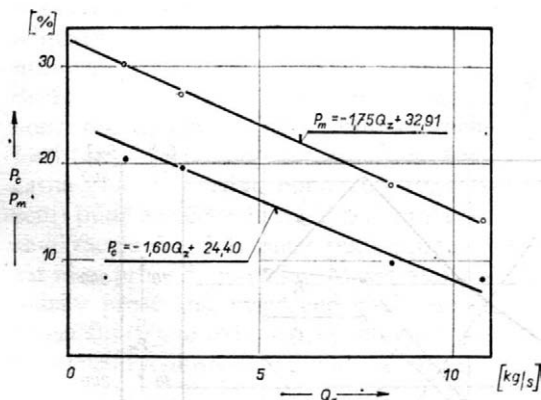


Dále bylo prokázáno, že mezi poškozením brambor a zbytkem půdy na konci II. dopravníku je závislost, které s vysokou pravděpodobností vyhovuje přímka, znázorněná na obrázku 7. Tím se do jisté míry potvrzuje, že neprosátá půda chrání brambory před poškozením.

Při sklizni brambor sklizečem se pro přítomnost kamenů a hrud na přebíracím dopravníku snižuje pojezdová rychlost, a tedy i množství podorané půdy pod 50 kg s^{-1} . Se zmenšeným množstvím podorané půdy se často nevědomě zvětšuje nežádoucí poškození brambor.

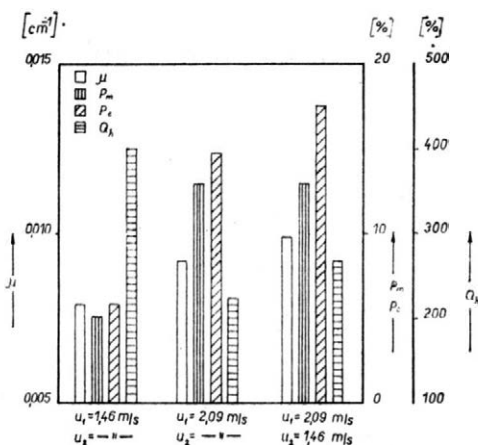
2.2. RYCHLOST DOPRAVNÍKŮ

Rychlostí dopravníků při konstantní pojezdové rychlosti stroje lze dosti výrazně ovlivnit intenzitu prosévání, jak je vidět z obrázku 8. Koeficient prosévání (μ), a současně i poškození brambor (P_m , P_c) vzrostl nejvíce při zvětšení rychlosti I. dopravníku ($2,09 \text{ m s}^{-1}$) a zmenšení rychlosti II. dopravníku ($1,46 \text{ m s}^{-1}$). To je pochopitelné, neboť se zvětšenou rychlostí I. dopravníku je podoraná půda intenzivněji drobená a se zmenšenou rychlostí druhého dopravníku se prodlužuje čas k prosévání již celkem značně rozrušeného hrubku.



7. Maximální (P_m) a celkové (P_c) poškození brambor v závislosti na zbytku půdy (Q_z) u konce II. dopravníku: zbytek půdy se měnil pojezdovou rychlostí stroje ($0,57 - 1,33 \text{ m s}^{-1}$), rychlost dopravníků byla konstantní ($1,7 \text{ m s}^{-1}$)

Jak může rychlost I. dopravníku ovlivnit sledované ukazatele při konstantní pojezdové rychlosti stroje ($v = 0,9 \text{ m s}^{-1}$) a rychlosti II. dopravníku ($u_2 = 1,46 \text{ m s}^{-1}$), je vidět z obrázku 9. Koeficient prosévání (μ), vypočtený z prosévací délky obou dopravníků, rychle stoupá zvětšující se rychlostí I. dopravníku, ale při rychlosti 3 m s^{-1} opět klesá. Naměřeným hodnotám vyhovuje rovnice paraboly $\mu = -1,30 +$



8. Koeficient prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h), poškození brambor (P_m , P_c) při různých rychlostech dopravníků (u_1 , u_2): pojezdová rychlost stroje byla $0,9 \text{ m s}^{-1}$

dopravníku. Např. celkové poškození na konci II. dopravníku stoupl o 9% na $20,4 \%$, zatímco rychlost vzrostla z $2,09 \text{ m s}^{-1}$ jen na $2,52 \text{ m s}^{-1}$.

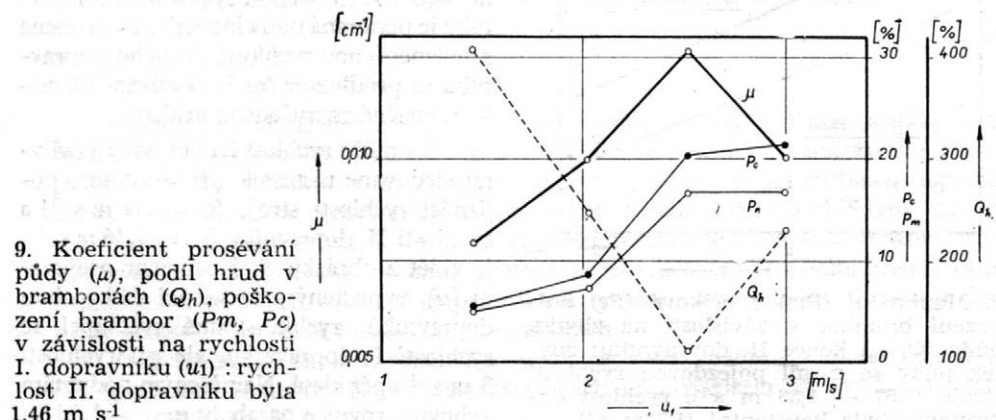
Dále je z uvedeného obrázku vidět značný rozdíl v poškození brambor na konci I. a II. dopravníku. Významnost rozdílů výběrových průměrů byla s vysokou pravděpodobností prokázána. Je nutno upozornit na to, že na tomto značném rozdílu poškození brambor se podílí hlavně nežádoucí hrubé poškození.

Mají-li být brambory co nejméně poškozeny, nebude zřejmě účelné zvyšovat rychlosti I. dopravníku nad 2 m s^{-1} , třebaže poškození naměřené na jeho konci podstatněji roste až při rychlosti $2,5 \text{ m s}^{-1}$. Značné poškození u konce II. dopravníku je s největší pravděpodobností ovlivněno i přepadem mezi I. a II. dopravníkem, kde se může projevit rozdílná rychlost dopravníků.

+ $2,00u_1 - 0,40u_1^2$. Derivací paraboly lze stanovit optimální rychlost I. dopravníku, která je asi $u_{1 \text{ opt.}} = 2,5 \text{ m s}^{-1}$. Těto rychlosti odpovídá maximální koeficient prosévání $\mu_{\text{max.}} = 0,012 \text{ cm}^2$.

Přibližně stejná optimální rychlost I. dopravníku ($2,4 \text{ m s}^{-1}$) byla získána vyhodnocením další série zkoušek, u které byl koeficient prosévání počítán pouze z prosévací délky I. dopravníku. V uvedených pracovních podmínkách nebude zřejmě účelné z hlediska maximálního drobení a prosévání půdy zvětšovat rychlost dopravníků nad $2,5 \text{ m s}^{-1}$.

Maximální (P_m) a celkové (P_c) poškození brambor v závislosti na rychlosti I. dopravníku je znázorněno na obrázku 10. Z tohoto obrázku je vidět, že s rostoucí rychlostí I. dopravníku se zvětšuje velmi výrazně jak maximální, tak i celkové poškození brambor, měřené na konci I. i II.

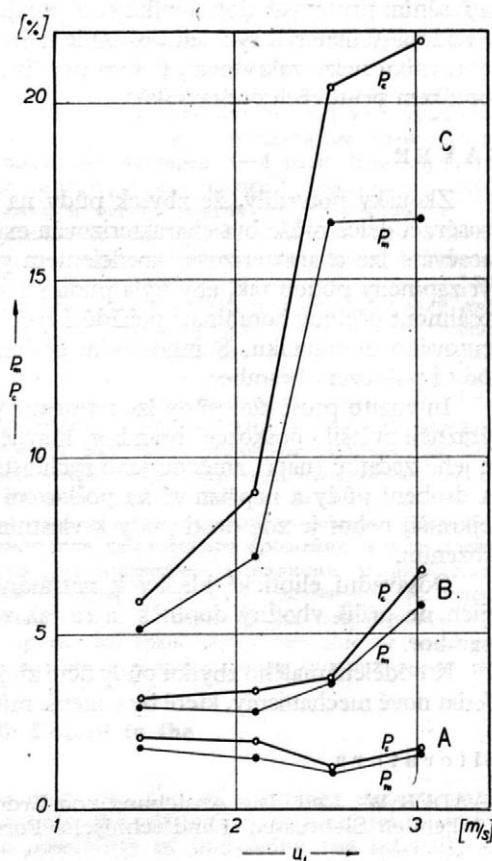


9. Koeficient prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h), poškození brambor (P_m , P_c) v závislosti na rychlosti I. dopravníku (u_1): rychlost II. dopravníku byla $1,46 \text{ m s}^{-1}$

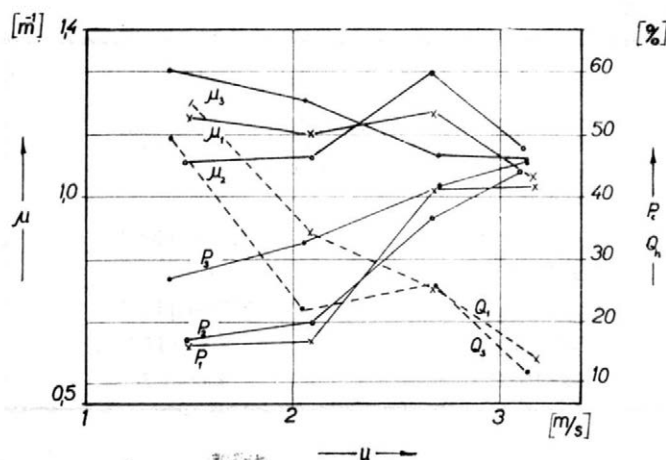
Rok	1965	1966
Druh půdy	písčito-hlinitá s obsahem skeletu do 10 %	hlinito-písčitá s obsahem skeletu 40—60 %
Objem pórů	29,09 %	43,09 %
Rostlinné zbytky	40,00 q ha ⁻¹	15,00 q ha ⁻¹
Odrůda	Kardinál	Čajka
Výnos	163,00 q ha ⁻¹	235,00 q ha ⁻¹
Vlhkost půdy	16,9 až 22,7 %	7,3 až 11,5 %
Teplota půdy	7 až 18 °C	9 až 21,5 °C

2.3. NATŘÁSÁNÍ DOPRAVNÍKŮ

Natřásání dopravníků — a tedy i půdy — se mění jednak rozdílnými eliptickými kladkami, jednak změnou rychlosti dopravníku. Při zkouškách byly pro srovnání s předchozím úkolem zkoumány kromě dvou rozdílných eliptických kladek (malých, velkých) i kladky kruhové. Z obrázku 11 je zřejmé, že jak kruhové kladky, tak i kladky eliptické mají z hlediska maximálního prosévání půdy určitou optimální rychlost. Pro kruhové a malé eliptické kladky se optimální rychlost dopravníku pohybovala okolo 2,5 m s⁻¹, zatímco pro velké eliptické kladky klesla pod 2 m s⁻¹. Výsledky měření jsou na první pohled v rozporu s dříve uvedenou teorií. Zkoumáme-li však podrobněji pohyb půdy na natřásaném prutovém dopravníku, je zřejmé, že eliptické kladky s větším rozdílem poloměrů ($r_2 - r_1$) více deformují podoranou půdu ve svislé rovině dopravníku. V případě, že se při natřásání odděluje půda od povrchu dopravníku, může se při zpětném dopadu intenzivně drobit. To potvrzuje zbytek hrud (Q_h) na konci dopravníku, neboť s rostoucí rychlostí (natřásáním) dopravníku klesá. Současně však v důsledku odpoutání (nadhození) půdy a zvětšené rychlosti dopravníku se zkracuje čas, kdy může půda propadávat mezi pruty dopravníku. Maximální intenzity prosévání, vyjádřené koeficientem prosévání (μ), se tedy logicky dosáhne jen při menší rychlosti dopravníku. Z obrázku



10. Maximální (P_m) a celkové (P_c) poškození brambor v závislosti na rychlosti I. dopravníku (u): A — měřeno na počátku I. dopravníku; B — na konci I. dopravníku; C — na konci II. dopravníku



11. Koeficienty prosévání půdy (μ), podíl hrud v bramborách (Q_h) a celkové poškození brambor (P_c) v závislosti na rychlosti dopravníků pro rozdílný tvar kladek: 1 — kruhové kladky; 2 — malé eliptické kladky; 3 — velké eliptické kladky

11 je dále vidět, že maximální hodnoty koeficientů prosévání jsou u eliptických kladek větší než u kruhových; významnost rozdílů mezi průměry však nebyla prokázána.

Celkové poškození brambor při použití malých eliptických kladek má v závislosti na rychlosti dopravníků přibližně stejný charakter průběhu jako u kruhových kladek, výrazněji roste při rychlosti větší než 2 m s^{-1} . Naproti tomu velké eliptické kladky značně poškozují brambory již při rychlosti dopravníku do 2 m s^{-1} . Přihlédneme-li k tomu, že natřásáním prutových dopravníků se zkracuje jejich životnost, na svahovitých pozemcích se podoraný materiál rychleji posunuje k jedné straně dopravníků a boky natřásaných dopravníků nelze zakrývat, potom používané natřásací řetězky nejsou příliš vhodným doplňkem prutových dopravníků.

ZÁVĚR

Zkoušky potvrdily, že zbytek půdy na prutovém dopravníku v závislosti na jeho prosévací délce může být charakterizován exponenciální rovnicí $Q_z = Q_e e^{-\mu L}$. Intenzitu prosévání lze charakterizovat koeficientem prosévání (μ). Prutové dopravníky by měly být zaplněny půdou tak, aby byla půda separována na celé délce dopravníků. Toho lze dosáhnout účelnou kombinací pojízdné rychlosti (množstvím podorané půdy) a rychlosti prutového dopravníku. S množstvím podorané půdy se zmenšuje intenzita prosévání půdy i poškození brambor.

Intenzitu prosévání půdy lze na prutových dopravnících značně zvětšit, aniž by se výrazněji zvětšilo poškození brambor, hlavně drobením půdy před I. dopravníkem nebo na jeho začátku (např. změnou jeho rychlosti). Přepad mezi dopravníky působí příznivě na drobení půdy a nepříznivě na poškození brambor; proto musí být I. dopravník co nejkratší, neboť je zde dosti půdy k vlastnímu drobení a k ochraně brambor před poškozením.

Dosavadní eliptické kladky k natřásání horní větve dopravníků se ukázaly jako jejich ne příliš vhodný doplněk, a to jak z hlediska prosévání půdy, tak i poškození brambor.

K oddělení malého zbytku půdy není zřejmě vhodný prutový dopravník a bude nutno hledat nové mechanismy, které by v menší míře ovlivňovaly poškození brambor.

Literatura

BAADER W., 1961, Die Absiebung von Erde in Kartoffelerntemaschinen mit Schwingenden Siebrosten. Landtechnische Forschung, 6.

- BŘEČKA J., MAREŠ M., 1965, Zjišťování a hodnocení mechanického poškození brambor sklízecími stroji. Zem. techn., 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.
- HÜREK B., 1956, Zemědělské stroje II, skripta fak. 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., 1964-1965, Výzkum příčin poškození a ztrát brambor při sklizni, při jednotlivých sklízňových operacích. Výzkumná zpráva VÚZT č. 591.
- SPECHT A., 1960, Über die Feststellung von Knollenbeschädigungen bei Roderprüfungen. Landtechnische Forschung, 6 : 161-162.
- ANDERSON Y., 1961, Versuche mit Gummiverkleidung bei Roderprüfungen. Landtechnische Forschung 11, 4 : 107-110.

Došlo dne 4. 12. 1969

Просеивание почвы на прутковом транспорте с учетом повреждения клубней картофеля

Автор статьи с позиций определенных теоретических предпосылок и ограниченного экспериментального измерения старается объяснить просеивание почвы прутковым транспортом. Одновременно, автор решает вопрос, можно ли повысить интенсивность просеивания земли без увеличения повреждения клубней картофеля. Теоретический и экспериментальный анализ показал, каким образом количество прихваченной картофелем земли, скорость транспортеров и их вибрация влияют на приведенные критерии.

В методике описана конструкция измеряющего аппарата и условия, при которых производились испытания. Более подробно анализирована зависимость скорости транспортера от радиуса эллиптического блока для того, чтобы земля отпадала от транспортера (вибрация). Далее дано описание опыта, который был повторен 3—4 раза. При обработке данных опыта главное внимание было уделено характеристике процесса просеивания, определению критерия для интенсивного просеивания и оценке поврежденного картофеля.

Экспериментальное измерение после статической оценки подтвердило, что остаток земли на прутковом транспортере может быть характеризован показателем уравнивания $Q_z = Q_e - \mu L$. Интенсивность просеивания можно таким образом характеризовать коэффициентом просеивания (μ). Прутковые транспортеры должны быть наполнены землей так, чтобы земля могла быть сепарирована по всей длине транспортера. Этого можно достичь путем целесообразной (возможной) комбинации скорости движения (количества подобранной земли) и скорости пруткового транспортера. С возрастанием количества подобранной земли уменьшается интенсивность просеивания почвы и повреждения картофеля.

Интенсивность просеивания земли на прутковых транспортерах можно значительно увеличить без заметного увеличения повреждения картофеля, главным образом, за счет крошения земли перед или в начале 1 транспортера (например при помощи изменения его скорости). Перепад между транспортерами благоприятно влияет на крошение земли и неблагоприятно на повреждение картофеля, поэтому 1 транспортер должен быть как можно короче, так как имеется достаточно земли для собственного крошения и для предохранения картофеля от повреждений. Оказалось, что имеющиеся в наличии эллиптические блоки для вибрирования верхней ветки транспортеров в качестве дополнения не очень подходят, как с точки зрения просеивания почвы, так и с точки зрения повреждения картофеля. Для отделения малого остатка земли прутковый транспортер очевидно не подходит и надо будет искать новые механизмы, которые бы в меньшей мере способствовали повреждению картофеля.

Sifting of Soil on an Elevator Digger with Regard to the Damaging of Potatoes

On the basis of certain theoretical assumptions and of a limited experimental measuring this work endeavours to illuminate the sifting of soil on an elevator digger. At the same time it examines the possibility of increasing the intensity of

the sifting without any increasing of the damaging of potatoes. In an experimental and theoretical analysis it examines to what extent the quantity of the lifted soil, the speed of the digger, and their shaking influence the mentioned criteria.

There is a description of the construction of the measuring apparatus and of the conditions under which the tests had been carried out. There is a more detailed description of the dependence of the speed of the digger on the radii of the elliptic roller if the earth is to separate from the digger (through the shaking). There is also a description of the procedure applied in the testing, which was repeated from 3 to 4 times. The actual evaluation of the experiment deals chiefly with the characteristic of the sifting process, with the determination of criteria for the intensity of sifting, and with an evaluation of the damaging of potatoes.

Experimental measuring after a statistical evaluation confirmed the fact that the earth remaining on the elevator digger can be characterized by the exponential equation $Q_z = Q_e \mu^L$. Thus the intensity of the sifting can be characterized by the coefficient of sifting (μ). The elevator diggers should be filled with earth to such an extent that the earth should be separated along the whole length of the digger. This can be attained by means of an appropriate (possible) combination of the travelling speed (quantity of the turned-up soil) and of the speed of the elevator digger. Together with the quantity of turned-up soil the intensity of the sifting of soil and the damaging of potatoes decrease.

On the elevator diggers it is possible to considerably raise the intensity of soil sifting without any more marked increase of the damaging of potatoes, and that chiefly by means of a breaking up of soil crumbs before or at the beginning of the 1st conveyer (e. g. by means of a changing of its speed). The overfall between the diggers has a favourable effect on the crumbling of the earth and acts unfavourably on the damaging of potatoes, and therefore the 1st digger must be as short as possible, as here there is enough earth for crumbling and for the protection of potatoes from damaging. It was shown that the hitherto used elliptic rollers for the shaking of the upper branch of the digger are not a very suitable device, and that both with regard to the sifting of earth and to the damaging of potatoes. For the separating of small remnants of earth the elevator digger is obviously not suitable, and it will be necessary to look for new mechanisms which would damage the potatoes to a smaller extent.

Erdabsiebung auf der Siebkette hinsichtlich der Kartoffelbeschädigung

Die Arbeit bestrebt sich aus bestimmten theoretischen Voraussetzungen und aus beschränkten experimentellen Messungen die Erdabsiebung auf der Siebkette zu erklären. Gleichzeitig wird analysiert, ob die Intensität der Erdabsiebung erhöht werden kann, ohne die Kartoffelbeschädigung zu steigern. Durch theoretische und experimentelle Analyse verfolgt die Arbeit, inwieweit die Menge der aufgenommenen Erde, die Förderergeschwindigkeit und das Aufschütteln der Förderbänder von der angegebenen Kriterien beeinflusst werden.

In der Methodik ist die Konstruktion des Meßgerätes und die Bedingungen, der Förderergeschwindigkeit von den Durchmessern der elliptischen Rolle analysiert, falls der Boden vom Förderer beseitigt werden soll (Aufschütteln). Weiter ist das Prüfungsverfahren, das drei- bis viermal wiederholt wurde, beschrieben. Die eigene Bearbeitung der Prüfung beschäftigt sich hauptsächlich mit der Charakteristik des Siebprozesses, mit der Bestimmung des Kriteriums für die Siebintensität und mit der Auswertung der Kartoffelbeschädigung.

Die nach der statistischen Auswertung durchgeführte experimentelle Messung bestätigte, daß die Bodenreste auf der Siebkette durch die Exponentialgleichung $Q_z = Q_e \mu^L$ gekennzeichnet werden kann. Die Siebintensität kann also von dem Durchsiebungswert (μ) gekennzeichnet werden. Die Siebketten sollten von Erde derartig bedeckt werden, daß die Erde der ganzen Fördererlänge nach separiert wird. Dies kann durch zweckmäßige (mögliche) Kombination der Fahrgeschwindigkeit (die Menge der aufgenommenen Erde) und der Fördergeschwindigkeit der Siebkette erreicht werden. Mit der Menge der aufgenommenen Erde verringert sich die Siebintensität und die Kartoffelbeschädigung.

Ohne die Kartoffelbeschädigung bedeutend zu erhöhen kann die Siebungsintensität auf der Siebkette wesentlich erhöht werden, vor allem durch die Boden-

krümmung und ungünstig auf die Kartoffelbeschädigung aus; deshalb muß die erste Siebkette womöglichst kurz sein, denn hier fällt viel Boden zur eigenen Krümmung und zum Kartoffelschutz vor der Beschädigung an. Es zeigte sich, daß die bisher verwendeten elliptischen Rollen zum Schütteln des oberen Fördererzweiges keine zweckmäßige Ergänzungsteile sind, und zwar sowohl vom Gesichtspunkt des Bodensiebens, als auch der Kartoffelbeschädigung. Zur Trennung eines kleinen Bodenrestes ist offensichtlich die Siebkette nicht geeignet und es wird notwendig sein, neue Mechanismen zu suchen, die Kartoffelbeschädigung im geringeren Maße beeinflussen.

Adresa autora:

Ing. Josef Břečka CSc., mechanizační fakulta Vysoké školy zemědělské v Praze, Praha 6 - Suchbát

REPORT
 NUMBER
 DATE

1. TITLE

2. AUTHOR

3. PERIOD COVERED

4. LOCATION

5. SUBJECT

6. SUMMARY

7. CONCLUSIONS

8. RECOMMENDATIONS

9. REFERENCES

10. DISTRIBUTION

11. COMMENTS

12. APPENDICES

13. INDEX

14. GLOSSARY

15. BIBLIOGRAPHY

16. NOTES

17. REFERENCES

18. APPENDICES

19. INDEX

20. GLOSSARY

21. BIBLIOGRAPHY

22. NOTES

23. REFERENCES

24. APPENDICES

25. INDEX

26. GLOSSARY

27. BIBLIOGRAPHY

28. NOTES

29. REFERENCES

30. APPENDICES

31. INDEX

32. GLOSSARY

33. BIBLIOGRAPHY

34. NOTES

35. REFERENCES

36. APPENDICES

37. INDEX

38. GLOSSARY

39. BIBLIOGRAPHY

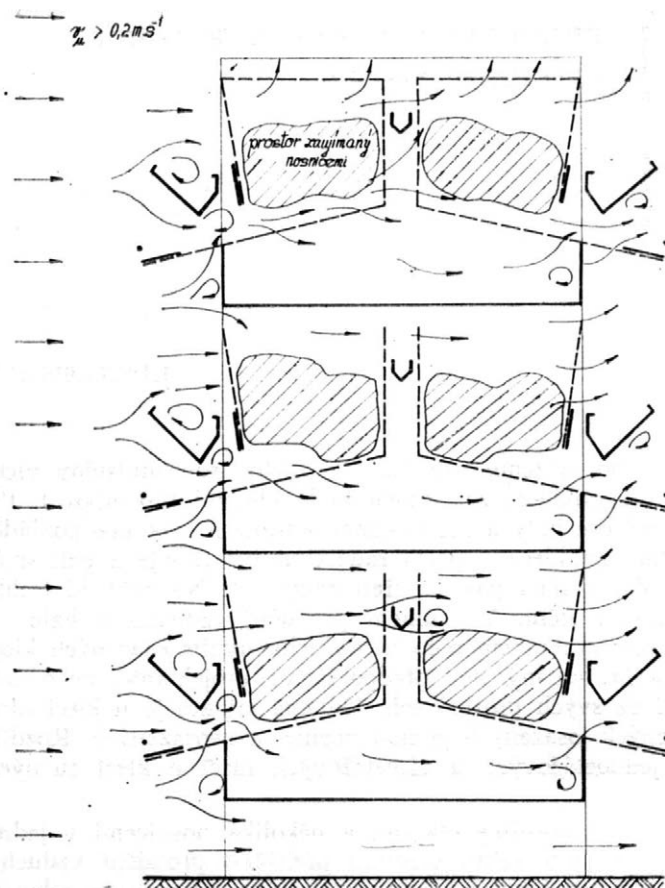
40. NOTES

Při navrhování větracího systému pro haly, v nichž jsou umístěny víceetážové baterie klecí, se předpokládá, že vzduch bude klecemi prostupovat. Při umístění více řad v podélné ose haly a při příčném větrání se pak předpokládá, že vzduch přiváděný kolmo na klece v první řadě jimi prostupuje a pak směřuje do klecí v druhé řadě; z nich pak do třetí řady atd. Na základě těchto předpokladů se řeší větrací systém. Výzkumem proudění vzduchu v hale — kolem klecí — a zvláště pak výzkumem pohybu vzduchu uvnitř osazených klecí bylo prokázáno, že je zcela odlišný než předpokládají projektanti, nebo než uvádí dodavatelé zařízení ve svých prospektech. Odlišná situace je u klecí plně osazených, částečně osazených, osazených jednou nosnicí a neosazených. Rozdílné podmínky jsou i u jednoetážových a víceetážových klecí a klecí různých typů.

Osazené klece v baterii s několika etážemi a několika nosnicemi v jedné kleci je nutno si představit jako velmi členitou překážku proudění vzduchu o poměrně velké tlumící hloubce (vzduch prostupuje dvěma klecemi za sebou). Proud vzduchu, který směřuje v nejpříznivějším případě kolmo na klece (na podélnou osu klecí), je nucen překonávat značné odpory. Ty jsou někdy tak velké, že zabrání vzduchu, aby proudil klecemi (jsou dvě za sebou) dostatečnou rychlostí na druhou stranu. Vzduch se i při kolmém proudění na klece (obr. 1 a 2) z velké části rozráží a proudí podle situace ve větší nebo menší míře podél klecí ke stropu nebo k podlaze, nebo do těch klecí, v nichž je menší počet nosnic, nebo v nichž nosnice jsou v poloze, při které kladou menší odpor proudícímu vzduchu. Je pochopitelné, že pak jednotlivé klece nebudou stejně provětrávány.

Do některých typů klecí nemůže vzduch proudící kolmo na ně ani vniknout (viz obr. 4 — krajní klece dole a nahoře). Jsou to hlavně takové typy, u kterých je podélně umístěna průtoková žlabová napáječka, žlab krmítka, sběrací pásový dopravník vajec a velké množství různých plných krytů.

U takových klecí byl sice dosažen vysoký stupeň mechanizace při obsluze nosnic, ale na úkor mikroklimatu, který se uvnitř vytváří. Mechanizační zařízení brání přívodu čerstvého vzduchu a výměna vzduchu v klecích je odkázána na místní samovolné proudění, vyvolané rozdílem měrných hmotností vzduchu uvnitř a vně klece, pohybem slepic (rozmach křídly, přecházení atd.) a dýcháním. Vzduchu, který již vnikl do klecí, je dále bráněno v pohybu nosnicemi, které při větším osazení (např. 2×4) zaplňují téměř celý prostor. Vzduch pak proudí do míst s menším odporem, např. pod podlahou („strop“ trusníku) nebo dolů do trusníku a z něho na příhodném místě ven. Vzduchu, kterému se přes



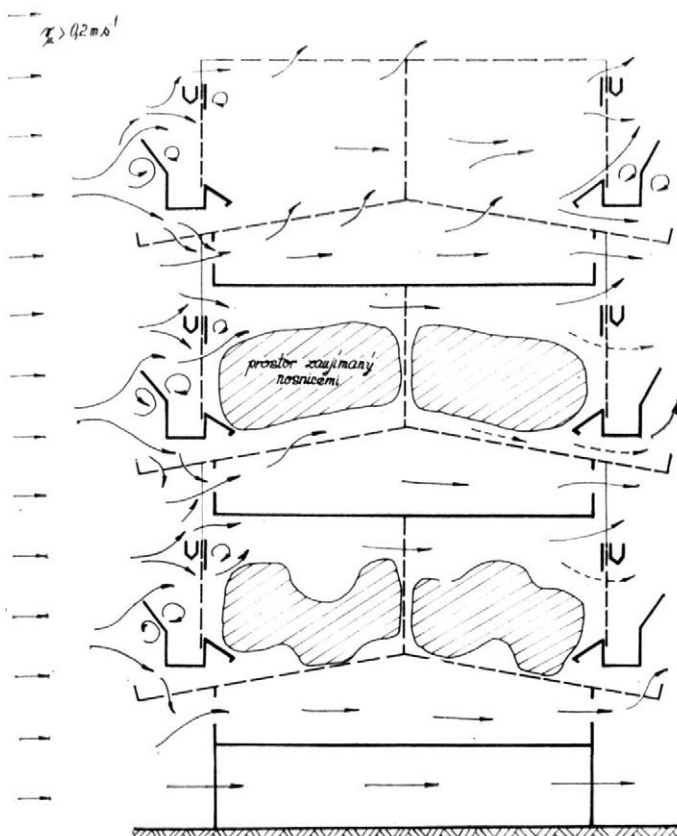
1. Schéma nuceného pohybu vzduchu v plně obsazených klecích typu AKN (překresleno podle kouřových zkoušek a měření rychlostí vzduchu před vstupem a po výstupu vzduchu z klecí); vzduch o teplotě t_u a vlhkosti φ_u proudí kolmo na klece o rychlosti v_u , přičemž $v_u > 0,2 \text{ m s}^{-1}$; proudění v horních klecích je pro případ, kdy všechny nosnice (2+2) stojí; ve středních klecích je případ, kdy dvě nosnice stojí a dvě sedí; v dolních klecích je případ, kdy všechny nosnice sedí

značné tlumící účinky slepic přece jen podařilo proniknout oběma klecemi na druhou stranu, jsou opět mechanizací kladeny překážky volného výstupu z druhé klece.

Aby vzduch pronikl do klecí a umožňoval výměnu, popřípadě měl ochlazovací účinek, musí být přiváděn takovou rychlostí, aby mohl být překonán odpor, který klade mechanizační zařízení při vstupu a výstupu z klecí a odpor, který kladou různě stojící a sedící nosnice. Pro konstrukci klecí, jejich rozmístění v hale a řešení ventilačního systému je třeba znát rychlostní poměry v klecích a kolem nich. Zjišťovali jsme je u tří etážových klecí typu Big Dutchman a klecí AKN. Vzduch se na ně přiváděl kolmo (kolmý směr je nejpříznivější, v provozu však se vyskytuje jen výjimečně). Rychlost vzduchu odpovídající průtočnému profilu klece se zjišťovala 0,3 m před klecí v profilu a 0,3 m za ní. U klecí typu AKN se zjišťovala také rychlost v profilu nad žlábkem a pod ním. Rychlost vzduchu před klecí byla od 1 m s^{-1} do $0,1 \text{ m s}^{-1}$. Minimální počet měření v síti profilu pro každou rychlost byl 25 (5×5). V tabulkách I a II jsou uvedeny průměrné rychlosti; za klecí jsou uvedeny také maximální a minimální hodnoty, které byly v síti profilu naměřeny.

Prívod vzduchu ve směru kolmém na klece je výjimkou. Ve většině případů proudí vzduch na klece šikmo vzhůru nebo šikmo dolů, ale také šikmo

2. Schéma nuceného pohybu vzduchu v různě osazených klecích typu Big Dutchman (překresleno podle kouřových a rychlostních zkoušek); vzduch proudí kolmo na klece, $t_u < t_k$, $\varphi_u < \varphi_k$, $v_u > 0,2 \text{ m s}^{-1}$; proudění v horních klecích je pro případ neosazených klecí, ve středních klecích je pro případ osazení 4+4 stojící nosnice, v dolních klecích je pro případ, kdy část nosnic sedí (4) a část (4) stojí



z boku, podle toho, zda se jedná o výtok vzduchu z otvoru nebo ze šterbiny. Tím má kolmá složka šikmého proudu na klece menší hodnotu. Poněvadž čerstvý vzduch je do haly přiváděn otvory nebo šterbinami, je vzdálenost k jednotlivým klecím v baterii různá. Proud vzduchu u jednotlivých klecí přichází tak do styku s čelním profilem pod různé velkými úhly. Protože rychlost i styčný úhel proudů vzduchu je u každé klece jiný, budou i vstupní rychlosti do klecí různé; lišit se budou také předpoklady pro proudění vzduchu v klecích. Obecně však jsou rychlosti vzduchu při vstupu do klecí velmi nízké (řádově $0-0,2 \text{ m s}^{-1}$). U klecí v „závětrí“ za jinou řadou baterií klecí jsou kolmé rychlosti primárního proudu téměř nulové. Podobné situace jsou i u jiných typů klecí a větracího systému. Rozdíly jsou hlavně v odporu, který kladou klece a slepice proudícímu vzduchu. Podle rychlostí naměřených u klecí typu Big Dutchman a klecí AKN (viz tabulky I a II) kladou klece AKN menší odpor než klece typu Big Dutchman.

Podle zjištěných rychlostí a směru proudění kolem klecí lze říci, že proudění vzduchu v uličkách má malý vliv na provětrávání. Ochlazovací účinky lze předpokládat jen u několika málo klecí výhodně postavených.

Pohyb vzduchu v klecích s několika etážemi lze na základě měření a kouřových zkoušek zjednodušeně (tj. pro případ, že vstup a výstup z klecí není rušen vnějším prouděním a slepice jsou v klidu, a za předpokladu, že teplota vzduchu v uličce t_u je menší než teplota vzduchu v kleci t_k ($t_u < t_k$) a relativní

I. Poměry rychlostí vzduchu u klecí střední etáže typu Big Dutchman při kolmém proudění na klece

Klece typ „Big Dutchman“	Rychlost před klecí v m.s ⁻¹	Rychlost za klecí v m. s ⁻¹		
		průměrná	max.	min.
Klece jsou prázdné (vzduch vstupuje jednou klecí a vystupuje druhou klecí)	1,0*)	0,35	0,50	0,05
	0,9*)	0,31	0,40	0,02
	0,7	0,22	0,32	0,01
	0,5	0,15	0,25	0,00
	0,3	0,10	0,15	0,00
V klecích je 8 stojících nosnic (v každé kleci jsou 4 slepice)	1,0*)	0,20	0,40	0,08
	0,82	0,15	0,30	0,07
	0,7	0,12	0,20	0,05
	0,5	0,10	0,15	0,02
	0,3	0,04	0,10	0,00
V kleci jsou 4 nosnice stojící a 4 sedící	1,0*)	0,15	0,20	0,08
	0,82	0,09	0,15	0,00
	0,7	0,08	0,15	0,00
	0,5	0,05	0,14	0,00
	0,4	0,02	0,12	0,00
	0,3	neměřitelné	0,10	0,00
	0,2	neměřitelné	0,10	0,00
	0,1	neměřitelné	0,05	0,00

*) V otvoru krytu štěrby pro přívod vzduchu do haly byly rychlosti při maximální výkonnosti ventilátorů podstatně nižší; nelze tedy s nimi počítat jako s rychlostmi vstupními do klecí

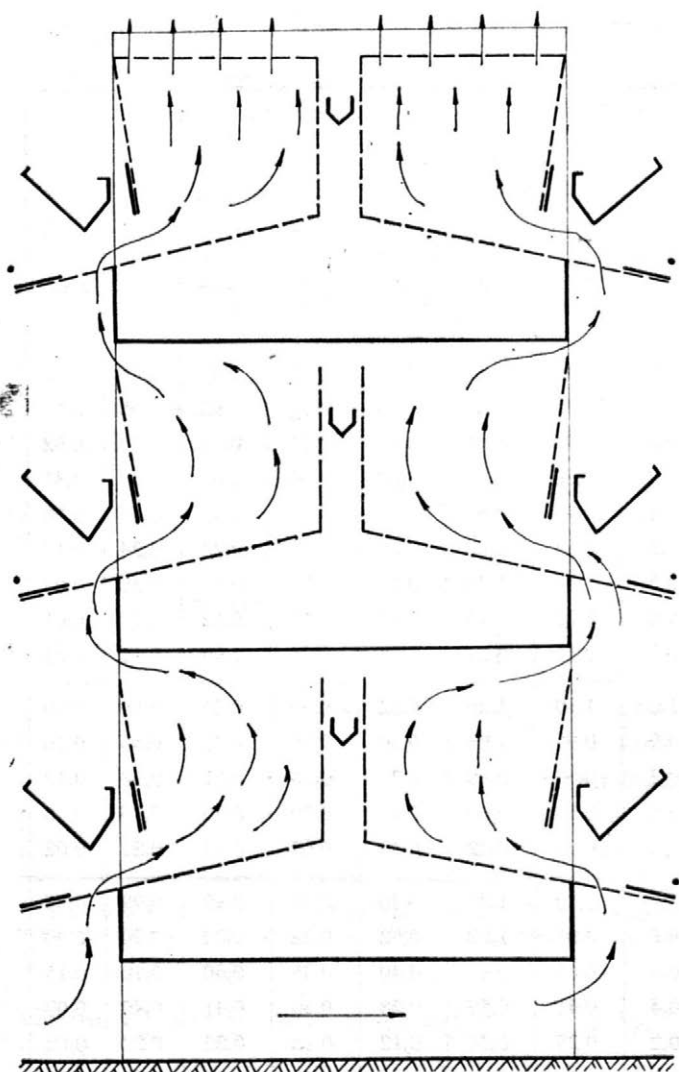
vlhkost v uličce φ_u bude menší než v kleci φ_k ($\varphi_u < \varphi_k$) charakterizovat následovně:

Teplý a vlhký vydechovaný vzduch a vzduch ohřátý vyzařováním tepla povrchu těl slepic v kleci stoupá. V dolních a středních klecích se pak otáčí a pod „stropem“ („strop“ je tvořen podlahou trusníku vyšší etáže) vystupuje ven (obr. 3). Místo něho přichází chladnější vzduch, který proudí z nejbližšího okolí v dolní části každé etáže. Proudí v horizontálním směru nad trusníkem, pak se otáčí a stoupá na místo ohřátého vzduchu v prostoru kolem slepic. V každé kleci lze tedy pozorovat za uvedených podmínek vstupní proud studenějšího vzduchu v dolní části klece a výstupní proud v horní části klece. To se týká dolní a střední etáže. V horní etáži (týká se třetí etáže baterií) klecí, které nemají „strop“, stoupá teplý vzduch z klecí, aniž by došlo k jeho otáčení. V nejbližším okolí klecí se tvoří místní proudění, které je charakterizováno tím, že čerstvý, chladnější vzduch od podlahy haly proudí v dolní části klecí ve spodní etáži; ohřívá se, vystupuje ven v horní části klecí, a to v místech, kde proudí vzduch do klecí střední etáže; vystupující vzduch z klecí střední etáže se pak opět otáčí a proudí jako vnější vzduch do klecí horní etáže. Vzduch tedy

II. Poměry rychlostí vzduchu u klecí střední etáže typu AKN při kolmém proudění na klece

Osazení klecí	Rychlosti vzduchu v profilu kolmého proudění na klece m.s ⁻¹							
	před klecemi			za klecemi				
	průměr celého profilu	pod žlábkem	nad žlábkem	průměr celého profilu	pod žlábkem	nad žlábkem	max.	min.
Klece jsou prázdné	1,0	1,10	1,18	0,90	0,95	0,98	1,00	0,80
	0,9	0,95	1,06	0,85	0,92	0,92	0,95	0,60
	0,8	0,82	1,01	0,70	0,71	0,71	0,73	0,52
	0,7	0,80	0,90	0,62	0,64	0,64	0,68	0,41
	0,6	0,65	0,83	0,40	0,43	0,42	0,45	0,30
	0,5	0,55	0,60	0,20	0,22	0,23	0,24	0,10
	0,3	0,34	0,42	0,18	0,19	0,20	0,20	0,05
	0,2	0,25	0,40	0,10	0,13	0,12	0,15	0,01
	0,1	0,15	0,21	0,05	0,08	0,90	0,10	0,01
V klecích jsou 4 stojící nosnice	1,0	1,10	1,20	0,32	0,30	0,40	0,50	0,20
	0,9	0,95	1,05	0,30	0,28	0,35	0,50	0,20
	0,7	0,80	0,89	0,20	0,20	0,31	0,38	0,12
	0,5	0,55	0,60	0,12	0,10	0,20	0,25	0,08
	0,3	0,34	0,42	0,10	0,05	0,15	0,21	0,02
V klecích jsou 2 stojící nosnice	1,0	1,10	1,20	0,40	0,50	0,90	0,99	0,35
	0,8	0,83	1,02	0,52	0,32	0,80	0,90	0,30
	0,6	0,65	0,83	0,40	0,35	0,60	0,70	0,15
	0,4	0,41	0,55	0,28	0,30	0,41	0,40	0,07
	0,2	0,25	0,38	0,12	0,18	0,22	0,22	0,02
	0,1	0,15	0,21	0,05	0,08	0,15	0,16	0,00
V klecích jsou 4 nosnice; 2 stojí a 2 sedí	1,0	1,05	1,10	0,25	0,28	0,30	0,35	0,10
	0,8	0,80	1,00	0,21	0,25	0,30	0,35	0,05
	0,6	0,60	0,75	0,18	0,20	0,28	0,30	0,05
	0,4	0,40	0,50	0,15	0,18	0,25	0,28	0,05
	0,2	0,21	0,30	0,13	0,13	0,25	0,25	0,01
	0,1	0,12	0,15	0,08	0,08	0,15	0,18	0,00

proudí z klecí dolní etáže do střední a ze střední etáže do horní. Tomuto proudění napomáhá umístění a tvar krmítka. Na své dráze přibírá proud vzduchu větší nebo menší množství vzduchu z manipulační chodby (uličky). Přirozený proud může být pak deformován jednak prouděním vzduchu vlivem ventilace, jednak pohybem slepic v klecích (rozmach křídly, vstávání, sedání, přecházení;

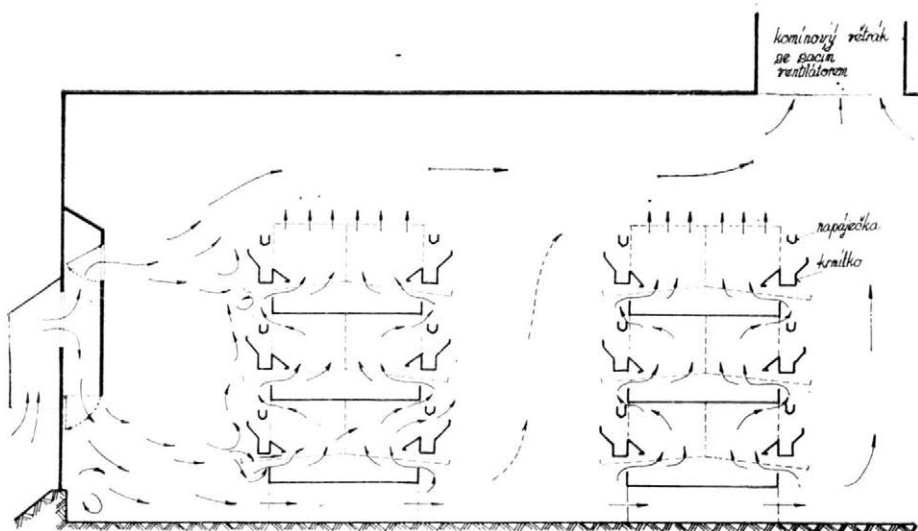


3. Schéma samovolného pohybu vzduchu v plně osazených klecích typu AKN (překresleno podle kouřových zkoušek, směry proudů vzduchu v klecích jsou v mezerách mezi nosnicemi); rychlost vzduchu kolem klecí je velmi malá ($v \approx 0$), teplota vzduchu v uličce t_u je menší než v klecích t_k ($t_u < t_k$); relativní vlhkost v uličce φ_u je menší než v klecích φ_k ($\varphi_u < \varphi_k$); jestliže $t_u = t_k$, $\varphi_u = \varphi_k$ a slepice budou v klidu, výměna vzduchu v klecích nenastane

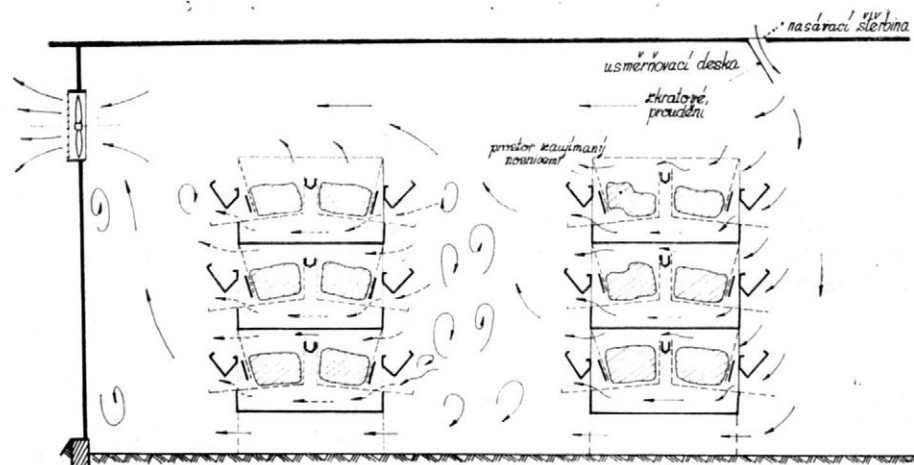
objem těl slepic vzhledem ke kubatuře klece je poměrně velký, takže každý pohyb ovlivňuje pohyb vzduchu v kleci). Při porovnání tříetážových a pětietážových baterií z hlediska samovolného proudění vzduchu z jedné etáže do druhé mají pětietážní baterie horší podmínky pro samovolné proudění. V případě, že $t_u = t_k$, $\varphi_u = \varphi_k$, $v_u \rightarrow 0$ a slepice jsou v klidu, pak vysvětlený pohyb vzduchu v klecích nenastane. Tato skutečnost může nastat hlavně v letních měsících a je velmi nebezpečná, zvláště trvá-li uvedený stav delší dobu (jako tomu bylo v roce 1969). Přistoupí-li k tomu nevhodně řešený neúčinný ventilační systém, prudce klesá snáška a vzrůstá úhyn nosnic. Uvedený stav vzniká také v té části haly, kde například nepracují ventilátory, nebo je vnějšími vlivy (viz účinky větru na výkonnost ventilátorů na závětrné a návětrné straně) ovlivňována výkonnost ventilátorů nebo samotné proudění (rušivé proudy otevřených dveří, havarijních otvorů atd.) kolem klecí.

Vysvětlený pohyb vzduchu v klecích jednotlivých etáží byl ověřován kouřovými zkouškami; byl odvozen na základě různých teplot a koncentrace CO_2 a NH_3 v jednotlivých etážích, v uličkách, pod klecemi (v přízemní vrstvě vzduchu) a nad klecemi. Teploty vzduchu v klecích při venkovní teplotě 10 až 15 °C se lišily průměrně o 0,5 až 3 °C. Tak např. při venkovní teplotě 14 °C byla teplota vzduchu v dolních klecích typu Big Dutchman ve stejném příčném řezu ve střední etáži 16 až 18,5 °C; v horních klecích, které jsou nahoře zakryté jen drátěnou zábranou a u klecí, které nejsou pod vlivem proudění vzduchu z krytu šterbin, byla teplota 17,1 až 18 °C. Při poklesu venkovní teploty a snížení výkonnosti ventilátorů (při poruše některých ventilátorů) se rozdíl v teplotách vzduchu v klecích v jednotlivých etážích a řadách podstatně zvětší, takže mohou dosáhnout hodnoty 6 až 8 i více °C. Podle rozložení rychlostí a směru proudů vzduchu při určité teplotě a vstupní rychlosti si lze udělat přibližný obraz o teplotních a rychlostních poměrech kolem klecí a o zkratovém proudění — obr. 4 a 5. Kouřovými zkouškami a měřením rychlostí a směru proudů vzduchu bylo prokázáno, že klecemi typu Big Dutchman při uspořádání podle obr. 4 a typy klecí jim podobných vzduch proudí zcela výjimečně. Druhé klece ve směru proudu vzduchu téže baterie a etáže (klece na odvrácené straně baterie) dostávají vzduch, který nelze označit jako čerstvý. Řady klecí, stíněné jinou řadou, nemají téměř předpoklady pro příčné provětrání, neboť tlumící účinek stínící řady (viz tabulka I) je značně vysoký. Následkem velkého odporu klecí proti vstupu, výstupu a proudění v nich se proud vzduchu z velké části rozráží. Za zvýšeného víření — podle podmínek přívodu vzduchu ke klecím a podle teplot vzduchu čerstvého i vzduchu v hale a v klecích — proudí ke stropu nebo k podlaze. Pak proudí k následující řadě klecí, přičemž se začínají formovat proudy vzduchu, směřující nejkratší cestou s nejmenšími odpory k odsávacím otvorům. Rychlost proudů vzduchu k ventilátorům se zvětšuje.

Za hlavní činitele, omezující, popřípadě znemožňující příčné provětrávání klecí, lze obecně považovat:



4. Schéma proudění vzduchu v klecích Big Dutchman, v části haly typu Bios (překresleno podle kouřových zkoušek) $t_s \sim t_b$, v klecích převládá samovolné proudění



5. Schéma proudění vzduchu v klecích typu AKN v části haly typu Jeseník $t_v \sim t_u \sim t_k$ při příznivém proudění vzduchu v hale; řada klecí při stěně má velmi malé až zanedbatelné proudění vzduchu v klecích, řada u šterbiny má při správné funkci ventilačního systému poměrně provětrávání; při malém t_v ($t_v < 10^\circ\text{C}$) nastává určité podchlazování slepic, zvláště v horních a středních klecích

1. konstrukci klecí (tvar a obrysové rozměry) a mechanizacího zařízení trvale spojeného s klecí,
2. velikost a členitost příčných ploch kolmých na proud vzduchu a hloubku klecí,
3. velikost úhlu, který svírá osa (rovina) souměrnosti proudů s čelní stěnou baterie klecí,
4. rychlost vzduchu při styku s klecí,
5. počet slepic v jedné kleci,
6. velikost čelní plochy, kterou slepice v obecné poloze nejčastěji zaujímají,
7. teplotní a vlhkostní poměry v hale a v klecích,
8. další náhodné překážky proti příčnému proudění kolem klecí,
9. světlou výšku mezery pod klecemi a nad nimi a velikost čelních mezer (příčných uliček mezi koncovými čely baterií a stěnou — obvykle štítovou),
10. tvar a členitost podhledu,
11. ventilační systém (rozvod a odvod vzduchu, umístění otvorů a šterbin, výkonnost, způsob vytápění, příčné a podélné proudění atd.).

Z toho vyplývá, že nelze bez zásadní změny větracího systému zajistit příčné rovnoměrné proudění každé dvojice klecí v kterékoliv části haly (baterii, etáži, řadě) se čtyřmi a více řadami klecí a v kterékoliv roční době tak, aby všechny slepice měly prostředí stejného nebo alespoň přibližně stejného fyziologického působení. Rozdíly v naměřených hodnotách sledovaných veličin (ϕ , t , v a koncentrace) jsou v jednotlivých klecích při stejném režimu ventilace tak velké, že je lze považovat za závažné.

U klecí typu AKN normálního provedení je situace s prostupem vzduchu klecemi oproti klecím typu Big Dutchman o něco lepší. Rychlosti vzduchu za klecemi za stejných podmínek, jako byly zkoušky proudění vzduchu klecemi Big Dutchman, jsou o 10 až 30 % vyšší. Je to způsobeno tím, že je menší čelní odpor proti vstupu a výstupu vzduchu z klecí. Odpor proti proudění by vhodnými úpravami klecí mohl být dále snížen. Všeobecným nedostatkem konstruk-

čního řešení víceetážových klecí je, že se nerespektují v plné šíři požadavky z hlediska jejich provětrávání. Krmítka, napáječky, pásový dopravník vajec nebo zábrana vykulovače vajec nejen že zhoršují výměnu vzduchu (ať přirozenou nebo nucenou), ale také stíní umělému osvětlení střední a dolní etáže. Poněvadž jak čistota, teplota, vlhkost a rychlost vzduchu, tak osvětlení mají vliv na snášku, nelze za běžného provozu vyhodnotit snášku z hlediska jednoho parametru, např. z hlediska proudění vzduchu nebo intenzity osvětlení jednotlivých klecí. Při běžném zjišťování snášky vzhledem k opatření v jednom směru nemohou dát skutečný obraz o jeho vlivu. Tak např. přívod čerstvého, přiměřeně teplého vzduchu do spodních klecí působí příznivě na snášku; ovšem v opačném směru působí nedostatečná intenzita osvětlení (zastínění prostoru klecí spodní etáže). Dále zde mohou působit i psychologické vjemy, o nichž nelze prohlásit, že budou stejné dole jako nahoře (viz například rozdílnost celkového prostředí v jednotlivých klecích, přirozená snaha slepic odpočívat — hřadovat — v nejvyšším místě, různá intenzita hluku a vibrace klecí při chodu mechanizačních prostředků v jednotlivých etážích atd.).

Systém příčného proudění, při němž proud vzduchu prostupuje více řadami klecí, však ani při zlepšeném prostupu klecemi — např. AKN (obr. 5) — nesplňuje požadavky, jestliže není zajištěn ke každé řadě (baterii) klecí přívod čerstvého vzduchu. Podle pohybu vzduchu v klecích a v jejich nejbližším okolí je nutno požadovat pro haly se čtyřmi a více řadami klecí ve směru podélné osy haly, aby byl čerstvý vzduch přiváděn ke každé řadě alespoň z jedné strany. Poněvadž v halách s klecemi, v nichž se konaly zkoušky a měření a v halách, v nichž se zjišťovaly informativní hodnoty, je 20 až 30 % klecí se závadným až nevyhovujícím mikroklimatem (během roku se procento závadných klecí mění a může dosáhnout v některém období i hodnot vyšších), jsou v tom směru značné rezervy v produkci vajec a spotřebě krmiva na jednotku produktu.

Poznámka: Na základě sledování t , φ , v snášky a zdravotního stavu nosnic ve velkokapacitních halách pro klecový chov a pro chov na hluboké podestýlce lze hlavní příčinu poklesu snášky v letních měsících roku 1969 spatřovat právě v nevyhovujícím klimatu (teplota v klecích dosahovala až 33 °C i více). Ventilační systémy vlivem nesprávného řešení a nesprávného využívání téměř selhaly. Poněvadž sledované případy nebyly ojedinělé, lze si celostátně vysvětlit i nedostatek vajec v letních měsících roku 1969.

U podtlakových ventilačních systémů s jednotkovou ventilací (vzduch je odsáván řadou samostatných ventilátorů umístěných v otvorech nebo v komínových větrácích v obvodovém plášti haly) je hrubou závadou netěsnost obvodového pláště (trvalé otevření dveří) a porucha některých ventilátorů, což vše působí jako neovladatelné náhodné přívodní otvory. Takové otvory jednak zásadně porušují proudění vzduchu v hale a vytvářejí podmínky pro zkratové proudění. Poněvadž výstupní rychlosti z těchto neovladatelných otvorů jsou značně velké, jsou účinné dosahy vzdušných vstupních proudů také značně velké a zasahují velký počet klecí. Vzhledem k vysoké rychlosti proudů nastává zvýšené ochlazování slepic, což při chladnějším venkovním vzduchu než je v hale má za následek jejich prochazení, vedoucí k zdravotním poruchám a k snížení snášky u těch nosnic, které jsou v dosahu chladnějších vzdušných proudů. Naproti tomu jiné části haly zůstávají neprovětrávány a může se zde podstatně zvýšit teplota, vlhkost a koncentrace škodlivin.

Při automatickém ovládání činnosti ventilátorů za situace, kdy je na jednotlivých místech haly v jednotlivých etážích rozdílná teplota, relativní vlhkost, rychlost vzduchu a koncentrace škodlivin, je velmi obtížné najít místa, na která

by se mohla umístit čidla pro ovládání ventilátorů, popřípadě vytápěcích jednotek. S umístěním čidel souvisí i nastavení hodnot. Jestliže čidla nelze umístit v prostoru pásma pobytu slepic, pak hodnoty musí být nastaveny s ohledem na požadované hodnoty v pásmu pobytu, nikoliv v pásmu obsluhy nebo v pásmu pro přívod či odvod vzduchu. Rozdíl mezi maximální a minimální teplotou má být v hale (klecích) menší než 2 °C.

Z A V Ě R

1. Při konstrukci klecí a jejich sestavení do baterií je nutno přísně respektovat zákonitosti, kterými se řídí pohyb vzduchu uvnitř klecí, a činitele, kteří rozhodujícím způsobem ovlivňují proudění uvnitř a vně klecí.

2. Baterie i jednotlivé klece je nutno posuzovat jako činitele působící bezprostředně na mikroklima v kleci a jako součást vnějšího prostředí.

3. Baterie klecí je nutno samostatně vyzkoušet z hlediska vzduchotechnického.

4. Klece mají mít co nejméně čelných ploch, omezujících vstup a výstup vzduchu z klecí; počet slepic v jedné kleci se určuje experimentálně při vzduchotechnických a zootechnických zkouškách.

5. Větrací systém je nutno řešit v souladu s požadavky jednotlivých typů klecí a baterií.

6. Ideální by bylo, kdyby ke každé řadě klecí a ke každé etáži byl přiváděn samostatně čerstvý vzduch; ten by proudil kolmo na klece, které by měly minimální odpor; rychlost vzduchu by byla plynule proměnná, odvod zkaženého vzduchu by byl rovnoměrný za každou řadou; je pochopitelné, že tomuto stavu se lze více nebo méně přibližovat.

7. Větrací systém musí být zaručeně bezporuchový, s náhradním energetickým zdrojem.

8. Proudění vzduchu v hale (směr, rychlost a intenzita proudů) nesmí být ovlivňována povětrnostními podmínkami (větretem).

9. Umístění baterií, vzdálenost od stěn a mezi jednotlivými klecemi nelze určovat jen z hlediska mechanizace pro obsluhu nosnic, nebo dokonce podle rozměrů haly, ale je nutno je řešit z hlediska potřeb utváření mikroklimatu (prostředí) uvnitř klecí a požadavků na proudění vzduchu v prostoru vně klecí a osvětlení.

10. Rozměry haly (výška, délka, šířka), interiér i exteriér a tepelné technické vlastnosti celé stavby, orientace v terénu i k ostatním budovám a k převládajícím větrům musí přesně odpovídat požadavkům stanoveným (vypočítaným) podle optimálních podmínek klecového chovu, zejména z hlediska pohody prostředí (větrání, osvětlení, vytápění, chlazení atd.).

11. Vzhledem k mnoha činitelům, působícím při vytváření mikroklimatu v klecích (vnější prostředí slepic umístěných v klecích), je nutno zavést u každé haly s klecovým chovem provozní zkoušky vzduchotechnického zařízení při různých pracovních režimech a různých povětrnostních podmínkách. Rozsah zkoušek se určí individuálně. Podle výsledků naměřených hodnot se systém buď dodatečně seřídí, upraví nebo přestaví. Podle provozních zkoušek se zpracují pokyny pro provoz a u automatického ovládání program činnosti ovládacího zařízení.

12. Vzhledem k vysoké biologické zátěži při klecovém chovu a charakteru chovu (prostorové umístění slepic s omezeným pohybem) nelze připustit provoz v halách, u nichž jsou nebo mohou nastat závady na větracím systému.

13. Pro správný a hospodárny provoz je nutno, aby pracovníci (údržbář, zootechnik, vedoucí směny) byli náležitě vyškoleni v obsluze ventilačního zařízení a v základech ventilace, popřípadě teplovzdušného větrání.

Došlo dne 4. 12. 1969

Движение воздуха в клетках для содержания кур-несушек

В статье автор занимается движением чистого и испорченного воздуха в многоэтажных клетках разных типов, с различной механизацией и при разных климатических условиях и движением воздуха в зале. На основе экспериментальных опытов клетки типа Big Dutchman и AKN и теоретических анализов движения воздуха в клетках с разным количеством кур-несушек и движения воздуха в зале, автор объясняет закономерности, которые влияют на движение воздуха в клетках.

В статье приводятся факторы, оказывающие главное влияние на создание микроклимата в клетках при условии самопроизвольного, вынужденного и смешанного движения воздуха в клетках. В заключение статьи описаны способ и зависимости при проектировании новых клеток, проектировании вентилирующей систем и устройства интерьера зала для клеточного содержания и при устройстве экстерьера.

Air Currents in Batteries for the Keeping of Laying Hens

In this paper the author deals with the movement of fresh and of fouled air in multi-deck cages of various types, with different mechanization, and under different climatic conditions and with different air currents in the room. On the basis of experimental tests carried out with cages of the Big Dutchman and AKN types and on the basis of theoretical analyses of air currents in the cages with different numbers of laying hens and of the movement of air in the room, the author explains the laws conditioning the movement of air in the cages.

The author states the factors exercising the greatest influence on the forming of the microclimate in the cages under the conditions of spontaneous, forced, and mixed movement of air in the cages. The conclusion of the paper describes the procedure and the dependences in the suggesting of new cages, in the projecting of fanning systems and of the arrangement of the interior of the house for cage rearing, and in the projecting of houses for cage rearing and of the arrangement of their exterior.

Luftströmung in Käfigen für die Legehennenzucht

Im vorliegenden Artikel beschäftigt sich der Verfasser mit der Bewegung der frischen und verdorbenen Luft in verschiedenen Typen von Etagenkäfigen, mit unterschiedlicher Mechanisierung und unter verschiedentlichen klimatischen Bedingungen und Luftströmung in der Halle. Auf Grund der experimentellen Prüfungen von Käfigen vom Typ Big Dutchman und AKN und der theoretischen Analysen der Luftbewegung in den Käfigen mit verschiedener Anzahl von Legehennen und der Luftbewegung in der Halle, erklärt der Verfasser die Gesetzmäßigkeit, nach der sich die Luftbewegung in der Halle richtet.

Es sind Faktoren angeführt, die den hauptsächlichsten Einfluß auf die Darstellung des Mikroklimas in Käfigen unter Bedingungen der spontanen, gezwungenen und der kombinierten Luftbewegung im Käfig ausübt. Zum Schluß sind das Verfahren und die Abhängigkeiten beim Entwerfen von neuen Käfigen, bei der Projektion der Lüftungssysteme und der Anordnung der Halleninterieure für die Käfigzucht und das Projektieren der Hallen für die Käfigzucht und die Anordnung der Exterieure angeführt.

Dans l'article l'auteur s'occupe du mouvement de l'air frais et pollué dans les cages à plusieurs étages de différents types, pourvues de mécanisation variée et dans des conditions climatiques et d'écoulement de l'air variées dans le hall. C'est sur la base des épreuves expérimentales des cages de type Big Dutchman et AKN et des analyses théoriques du mouvement de l'air dans les cages comprenant des nombres différents de pondeuses et du mouvement de l'air dans le hall que l'auteur explique les régularités qui président au mouvement de l'air dans les cages.

On indique les facteurs exerçant l'influence principale sur la formation du microclimat dans les cages dans les conditions de mouvement de l'air dans les cages spontané, forcé et combiné. En conclusion de l'article on indique le procédé et les facteurs d'interdépendance devant présider aux projets de cages nouvelles, aux projets de système d'aération et d'aménagement intérieur du hall destiné à l'élevage en cages et aux projets de halls mentionnés ta à l'aménagement de leur extérieur.

Adresa autora:

Doc. ing. Vladimír Kadlec, CSc., mechanizační fakulta Vysoké školy zemědělské v Praze, Praha 6 - Suchbát

1. ČINITELE OVLIVŇUJÍCÍ ENERGETICKOU NÁROČNOST VÝVĚV

Spotřeba energie na pohon vývěvy závisí na mnoha činitelích určených konstrukcí stroje, jeho výrobou a montáží a provozními podmínkami.

Z konstrukčních činitelů ovlivňujících energetickou náročnost vývěvy jsou to: rozměr rotoru, provedení a materiál křídel a potřebná velikost vůle mezi rotorem a čely statoru i mezi křídly a rotorem. Teoretický rozbor energie zmařené třením jednotlivých pohybujících se součástí vývěvy a výpočtový postup uvádí Richter (1957) a Steller (1932). Obtíž ve vyčíslování uvedených výpočtových postupů spočívá ve správném stanovení hodnot jednotlivých součinitelů tření, které se pohybují poměrně v širokém rozmezí. Výsledky těchto výpočtů jsou tedy poměrně nespolehlivé. Energetickou náročnost vývěvy (kompresoru) ovlivňuje také vhodné stanovení úhlu výstupní hrany vypouštěcího otvoru s ohledem na velikost podtlaku na vstupní straně. Komůrka se má spojit s atmosférou na straně výfuku tehdy, když tlak vzdušiny v ní dosáhl přibližně hodnoty atmosférického tlaku.

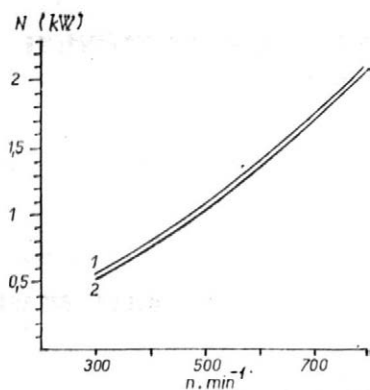
Při výrobě a montáži je třeba velmi přesně dodržet správné tolerance v uložení jednotlivých částí vývěvy (vůle křídel v rotoru, vůle mezi rotorem a bočními víky atp.).

Z činitelů ovlivňujících příkon k pohonu vývěvy v provozu jsou to hlavně velikost vstupního podtlaku a počet otáček rotoru.

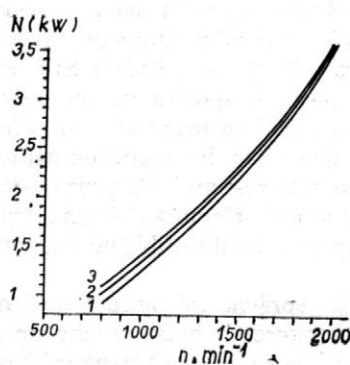
Aby bylo možno udělat závěry o vlivu různých činitelů na spotřebu hnací energie a aby byly získány některé konstrukční podklady, bylo energetické měření provedeno u dvou typů vývěv používaných u dojíčích strojů, a to u vývěvy RV 1000 a RV 1000 R. Tyto typy vývěv se značně liší svým konstrukčním uspořádáním. Příkon jsme měřili elektrickým dynamometrem a nasávané množství plynoměrem (bližší údaje uvádí Vorlíček 1966). Dále jsme měřili průběh tlaků v komůrce rotační křídlové vývěvy RV 1000 R. Vzhledem k tomu, že o těchto měřeních existuje v současné době poměrně málo zpráv (Ropischer 1961, Pešti 1965) je třeba je z tohoto hlediska posuzovat. Otázka měření průběhu tlaku zahrnuje celou řadu problémů, jako je např. konstrukce rozměrově nepatrného čidla a jeho připojení k otáčející se komůrce tak, aby nevznikal další přídavný prostor, který by ovlivňoval poměr objemu komůrky na vstupu k objemu komůrky na výstupní straně. Čidlo musí reagovat na podtlak i přetlak a vzhledem k otáčkám rotoru vývěvy musí mít poměrně vysoký kmitočet. Použité zařízení a měřicí aparatura e popsána v práci Řezníčka a kol. (1968).

2. VLIV VSTUPNÍHO TLAKU A POČTU OTÁČEK NA ENERGETICKOU NÁROČNOST VÝVĚV.

Vývěva má udržovat v prostoru dojíčícího stroje podtlak 380 torr. Určité kolísání podtlaku v prostoru dojíčícího stroje může vzniknout jednak nesprávným nastavením přísávacího ventilu (běžně používaný termín regulační ventil není zcela výstižný), nebo náhlým zvýšením spotřeby vzduchu.



1. Závislost příkonu na otáčkách (vývěva RV 1000)
1 — 460 torr 2 — 300 torr



2. Závislost příkonu na otáčkách (vývěva RV 1000 R)
1 — 300 torr 2 — 380 torr
3 — 460 torr

Vliv změny podtlaku v rozmezí 300 až 460 torr na příkon vývěvy byl měřen pro dva typy vývěv při různém počtu otáček rotoru. Výsledky měření jsou uvedeny na obr. 1 pro vývěvu RV 1000 a na obr. 2 pro vývěvu RV 1000 R. Závislost příkonu na otáčkách je možno vyjádřit v uvedeném rozsahu otáček aproximační křivkou, jejíž rovnice má tvar

$$N = A \cdot n + B \cdot n^2 \quad \text{kW} \quad (1)$$

kde: N — příkon vývěvy (kW)
 n — počet otáček rotoru (min^{-1})
 A ; B — konstanty

Hodnoty konstant A a B (určené metodou nejmenších čtverců) jsou uvedeny v tab. I.

Z výsledků měření je patrné, že vliv změny podtlaku v uvedeném rozmezí je velmi nepatrný. V tabulce II jsou uvedeny hodnoty naměřeného příkonu při provozních otáčkách vývěvy RV 1000 R. Přírůstek příkonu při vzrůstu podtlaku na 460 torr činí u vývěvy RV 1000 R necelá 4 % z příkonu při provozním podtlaku na vstupu (380 torr). S rostoucím počtem otáček se zmenšuje vliv změny podtlaku na příkon vývěvy.

Srovnáme-li naměřené hodnoty příkonu při provozních otáčkách (tj. otáčkách navržených výrobcem) s příkony elektromotorů dodávaných k vývěvám, je patrné, že v obou případech jsou motory značně předimenzované. Vývěva RV 1000 je opatřena elektromotorem 2,2 kW a vývěva RV 1000 R je na hřídeli přírubového elektromotoru o výkonu 3 kW. Vývěva RV 1000 je pomaloběžná ($n = 500 \text{ min}^{-1}$) a je poháněna od elektromotoru řemenovým převodem. Zanedbáme-li účinnost převodu, pak je motor předimenzován na 207 %. Vezmeme-li v úvahu, že účinnost převodu je $\eta = 0,9$, pak je příkon

elektromotoru stále o 86 % vyšší než potřebný. Neúměrné předimenzování motoru má za následek jeho špatnou účinnost (nevhodný $\cos \varphi$).

Vhodným měřítkem pro srovnání konstrukční dokonalosti, a tím provozní hospodárnosti různých typů vývěv, je tzv. měrná spotřeba energie. Je to množství energie, které vývěva spotřebuje na odčerpání jednotky objemu. Pro vzájemnou srovnatelnost výsledků

I. Hodnoty konstant A a B

Podtlak na vstupu (torr)	RV 1000		RV 1000 R	
	A	B	A	B
300	$1,310 \cdot 10^{-3}$	$1,471 \cdot 10^{-6}$	$0,752 \cdot 10^{-3}$	$0,500 \cdot 10^{-6}$
380	$1,342 \cdot 10^{-3}$	$1,452 \cdot 10^{-6}$	$0,819 \cdot 10^{-3}$	$0,464 \cdot 10^{-6}$
460	$1,399 \cdot 10^{-3}$	$1,429 \cdot 10^{-6}$	$0,928 \cdot 10^{-3}$	$0,427 \cdot 10^{-6}$

Podtlak na vstupu		300	380	460
Příkon	kW	2,034	2,058	2,136
	%	98,93	100,00	103,79

se odsávané množství vztahuje na objem při atmosférickém tlaku, nebo přesněji na normální technický stav při $T_n = 15^\circ\text{C}$ a $P_n = 735,5$ torr ($n\text{ m}^3$). Měrná spotřeba je stanovena podle vztahu

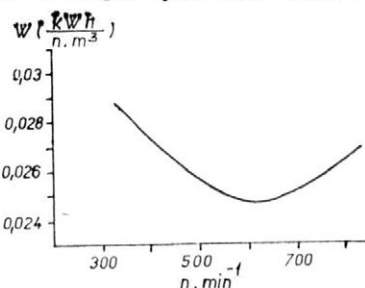
$$w = \frac{N}{Q_{sk}} \quad \frac{\text{kWh}}{n\text{ m}^3} \quad (2)$$

kde: N — příkon na pohon vývěvy (kW)
 Q_{sk} — skutečná výkonnost vývěvy ($n\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

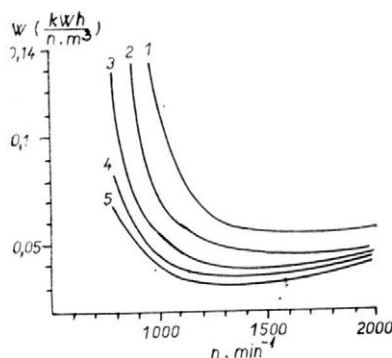
Na obr. 3 je znázorněna závislost měrné spotřeby energie w na otáčkách rotoru vývěvy RV 1000 při podtlaku na vstupu 380 torr. Tatáž závislost pro vývěvu RV 1000 R je znázorněna na obr. 4 pro různé hodnoty podtlaku na vstupní straně. Pro větší názornost a pro lepší srovnání obou měřených typů vývěv je uvedena na obr. 5 závislost měrné spotřeby energie pro oba typy vývěv při provozním podtlaku 380 torr. Otáčky jsou vynášeny v procentech, přičemž za základ jsou vzaty otáčky provozní. Z tohoto obrázku je patrné, že vývěva RV 1000 pracuje s příznivou hodnotou měrné spotřeby energie v relativně větším rozsahu počtu otáček. Závislost $w = f(n)$ má poměrně málo výrazné minimum. Z hlediska měrné spotřeby energie by mohl být počet otáček zvýšen přibližně o 20 %. U vývěvy RV 1000 R je optimální počet otáček z hlediska měrné spotřeby energie přibližně shodný s provozními otáčkami. Závislost $w = f(n)$ má však značné výrazné minimum a změna počtu otáček (za účelem zvýšení výkonnosti vývěvy) má za následek značné zvýšení měrné spotřeby energie. Při provozním počtu otáček je hodnota měrné spotřeby energie u vývěvy RV 1000 R přibližně dvakrát větší než u vývěvy RV 1000. Příčina této zvýšené energetické náročnosti spočívá jednak (a to ve značné míře) v nízkých hodnotách dopravní účinnosti, jednak v nevhodně stanoveném úhlu výstupní hrany výfukového otvoru.

3. INDIKACE VÝVĚVY

Rotační křídlová vývěva patří do té skupiny rotačních vývěv (kompresorů), které jsou nazývány vývěvy s vestavěným kompresním poměrem (Chlumský 1966). Tento kompresní poměr je dán poměrem tlaků v komůrce na výstupní a vstupní straně vývěvy.

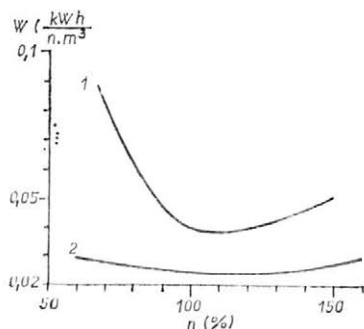


3. Závislost měrné spotřeby energie na otáčkách (RV 1000)



4. Závislost měrné spotřeby energie na otáčkách při různých hodnotách tlaku na vstupu (RV 1000 R)

1 — 460 torr 2 — 420 torr
 3 — 380 torr 4 — 340 torr
 5 — 300 torr



5. Závislost měrné spotřeby energie na otáčkách
1 — vývěva RV 1000 R
2 — vývěva RV 1000

Pro polytropickou kompresi platí obecně

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_{\max}}{V_v} \right)^{n'} \quad (3)$$

kde: P_1 — tlak na vstupní straně vývěvy
 P_2 — tlak v komůrce v okamžiku jejího spojení s atmosférou
 $V_{\max}$ — objem komůrky na vstupní straně v okamžiku uzavření sacího otvoru
 V_v — objem komůrky na výstupu v okamžiku jejího spojení s atmosférou
 n' — polytropický exponent

Pro stanovení objemu V_v podle uvedeného vztahu (a tím i pro stanovení polohy hrany výstupního otvoru) by bylo zapotřebí znát hodnotu polytropického exponentu n' . Stanovení této hodnoty naráží však na značné potíže (Chlumský 1966.) Hodnota polytropického exponentu se mění vlivem ohřívání vzdušiny od teplých částí stroje a vlivem netěsností se mění množství vzdušiny v komůrce; proto je nutno brát v úvahu tzv. zdánlivý mocnitel polytropu. Vzhledem k uvedenému je tedy i nesnadné výpočtem stanovit správnou polohu hrany výstupního otvoru vzhledem k sacímu kanálku.

Celková práce kompresoru (technická práce) je dána integrálem

$$W = \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (4)$$

Na obr. 6 je tato hodnota vyznačena plochou 1-2-3-4.

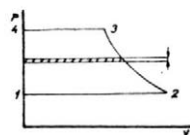
Sloučením obou předcházejících vztahů obdržíme po integraci a úpravě vztah pro celkovou práci kompresoru (vývěvy)

$$W = \frac{n'}{n' - 1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n' - 1}{n'}} - 1 \right] \quad (5)$$

Jestliže V_1 bude množství vzdušiny, které nasaje vývěva za jednu minutu, a vyjádříme-li tlak p_1 v $\text{kp} \cdot \text{cm}^{-2}$, potom polytropický příkon vývěvy je dán vztahem

$$N_{pol} = 1,634 \left\{ p_1 V_1 \frac{n'}{n' - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n' - 1}{n'}} - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

Vývěva, nasávající vzduch o tlaku p_1 by ho měla ztlakovat přibližně na tlak atmosférický p_b . V prostoru dojího stroje má být vytvářen podtlak 380 torr, tedy provozní kompresní poměr je přibližně 2 : 1. Jestliže vestavěný kompresní poměr neodpovídá tomuto provoznímu kompresnímu poměru, potom polytropický příkon vývěvy se změní na hodnotu



6. Práce kompresoru v $P-V$ diagramu

$$N_{pol} = 1,634 \left\{ \frac{n'}{n' - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n' - 1}{n'}} - 1 \right] - V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n'}} (p_2 - p_b) \right\} \quad (7)$$

v případě, že tlak v komůrce v okamžiku jejího spojení s atmosférou je větší než atmosférický. Indikátorový diagram pro tento případ je znázorněn na obr. 7 v části A. Jestliže v okamžiku spojení

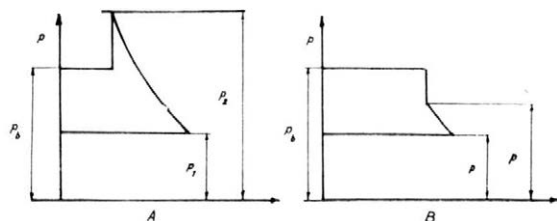
komůrky s atmosférou je v ní nižší tlak, komprese na atmosférický tlak se dokončí vzduchem, který vnikne do komůrky z atmosféry a musí být z prostoru vývěvy znovu vytlačen. Polytropický příkon vývěvy se potom změni na hodnotu

$$N_{pol} = 1,634 \left\{ \frac{1+n'}{n'-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n'-1}{n'}} - 1 \right] - V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n'}} (p_b - p_2) \right\} \quad (8)$$

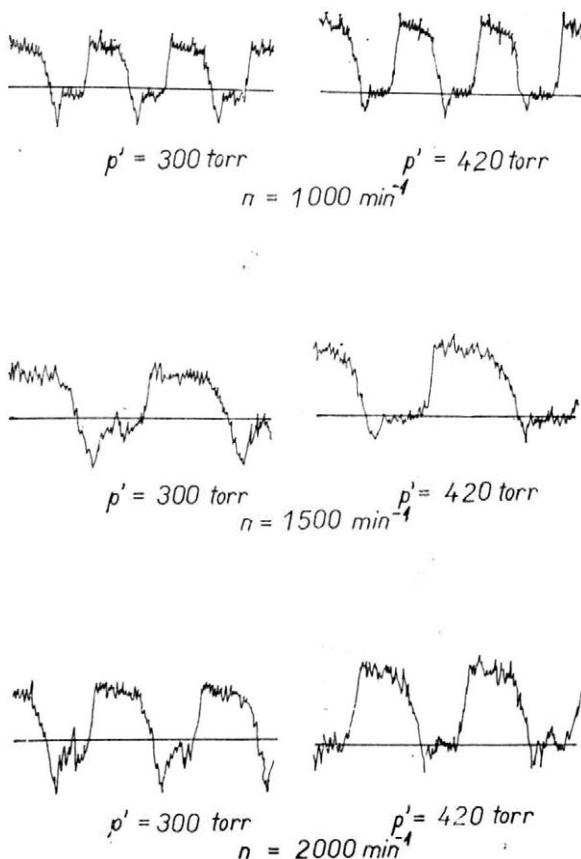
a indikátorový diagram se změni tak, jak je naznačeno na obr. 7 v části B.

Správné stanovení polohy hrany výstupního otvoru ovlivňuje energetickou náročnost vývěvy (kompresoru). Vzhledem k výše uvedeným potížím, vyvstávajícím při stanovení tohoto konstrukčního prvku vývěvy, pracují obvykle rotační křídlové vývěvy s nesprávně navrženým kompresním poměrem. Pro upřesnění a doplnění celkového obrazu činnosti vývěvy RV 1000 R byl indikován tlak v komůrce otáčejícího se rotoru. Měření byla prováděna pro tři různé hodnoty podtlaku na vstupu (300, 380 a 420 torr) a pro tři různé počty otáček (1000, 1500 a 2000 min⁻¹). Oscilografické záznamy z měření jsou na obr. 8. Tyto záznamy byly vyhodnoceny pro jednotlivé polohy rotoru, vzájemně pootočené o 20°, tak jak je vyznačeno na obr. 9. Ukázka vyhodnoceného záznamu s vyznačením úhlu potočení rotoru potřebného pro sání S (komůrka je spojena se vstupním otvorem), pro kompresi K (komůrka je uzavřena) a pro výfuk V (komůrka je spojena s výfukovým otvorem) je na obr. 10.

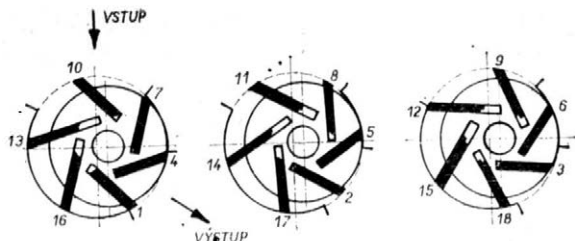
Z měření vyplývá, že poloha hrany výstupního otvoru není u vývěvy RV 1000 R zcela správně stanovena. Při měřeních vývěva vždy komprimovala vzduch na tlak vyšší, než je tlak atmosférický. I při podtlaku na vstupu 420 torr (větším, než je požadovaný podtlak v prostoru dojího stroje) dochází na výstupní straně ke kompresi na tlak přibližně 125 torr. Přetlak v komůrce před jejím spojením s at-



7. Indikátorový diagram vývěvy s vyšším (A) a nižším (B) vestavěným kompresním poměrem než je provozní



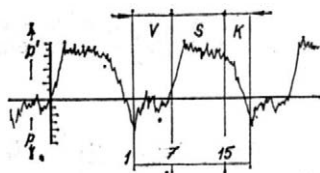
8. Oscilografické záznamy z měření průběhu tlaku v komůrce rotační křídlové vývěvy RV 1000 R



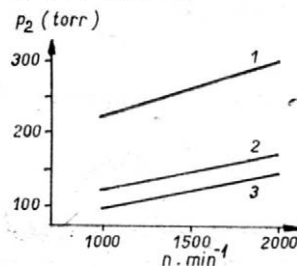
mosférou (p_2) se s rostoucími otáčkami zvětšuje, neboť tlakové ztráty vznikající přesáváním vzduchu z komůrek s vyšším tlakem do komůrek s nižším tlakem klesají se vzrůstajícím počtem otáček. Velikost přetlaku p_2 v závislosti na otáčkách rotoru vývěvy RV 1000 R je pro různé hodnoty vstupního tlaku vyznačena na obr. 11.

Z hodnot získaných při indikaci vývěvy byl dále stanoven polytropický exponent (zdánlivý) n' podle vztahu

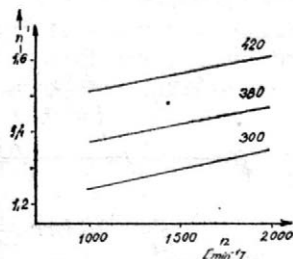
$$n' = \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_{\max} - \log V_v}$$



10. Ukázka vyhodnocení záznamu průběhu tlaku v komůrce vývěvy RV 1000 R



11. Závislost tlaku p_2 na otáčkách vývěvy
1 — 300 torr 2 — 380 torr
3 — 420 torr



12. Závislost zdánlivého polytropického exponentu n' na otáčkách rotoru vývěvy RV 1000 R

Závislost zdánlivého polytropického exponentu na otáčkách je pro různé hodnoty vstupního podtlaku vynesena na obr. 12. Velikost zdánlivého polytropického exponentu se pohybovala v rozmezí 1,24 — 1,61. Výsledky jsou ve shodě s údaji v odborné literatuře, ve které je uváděno rozmezí hodnot polytropického exponentu 1,1 — 1,66 (Chlumský 1966, Těťerjukov 1960).

4. Z Á V Ě R

V článku jsou uvedeny výsledky měření energetické náročnosti rotačních křídlových vývěv používaných v dojících strojích. Výsledky těchto měření ukazují, že vývěvy většinou nepracují ve spojení s vhodně dimenzovaným elektromotorem. Elektromotor bývá většinou značně předimenzován, což má za následek jeho špatnou účinnost (nevhodný $\cos \varphi$). Provozní počet otáček nebývá vhodně volen z hlediska optimální hodnoty měrné spotřeby energie (minimální náklady na energii). Provedená měření umožňují posoudit jednak vhodnost konstrukčního uspořádání měřených vývěv, jednak možnosti regulace výkonosti vývěvy změnou počtu otáček rotoru.

Indikace průběhu tlaku v komůrce rotační křídlové vývěvy poskytuje důležité podklady pro konstrukci a další vývoj těchto strojů. Podobné zkoušky rotačních křídlových vývěv, obsahující měření výkonnosti, měření příkonu a indikování tlaku v komůrce, se zatím u nás nekonal. Byla navržena a vyzkoušena metoda indikace tlaku v otáčející se komůrce, kterou je možno s některými dalšími zlepšeními použít pro indikování i jiných typů rotačních křídlových vývěv.

Seznam použitých označení

A, B	součinitelé pro určení příkonu vývěvy
n	počet otáček rotoru vývěvy (min^{-1})
N	příkon vývěvy (kW)
$\dot{u}$	měrná spotřeba energie ($\text{kWh} \cdot \text{n m}^3$)
P	tlak vzdušiny ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)
p	tlak vzdušiny ($\text{kp} \cdot \text{cm}^{-2}$) (torr)
n'	polytropický exponent (1)
V	objem rotující komůrky (m^3)
V_{max}	objem komůrky na vstupu (m^3)
V_v	objem komůrky na výstupu (m^3)
Q_{sk}	skutečná výkonnost vývěvy ($\text{n m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

Literatura

- CHLUMSKÝ V., 1966, Rotační kompresory a vývěvy. SNTL.
- PESTI J., 1965, Indicirovaniye rotacijonnych plastinčatych kompressornych mašin. Chimičeskoje a neftjanoje mašinostrojenije, 6.
- RICHTER D., 1957, Verlustleistung durch Reibung bei Rotationsverdichtern und -vakuumpumpen der Vielzellenbauart mit nichtradialen Arbeitschiebern. Maschinenbautechnik, 4.
- ROPISCHER E., 1961, Untersuchung des Druck- und Temperaturverlaufes in einem Zellenverdichter. Internationale technisch-wissenschaftliche Tagung des Industriezweiges Pumpen und Verdichter, Lipsko.
- REZNÍČEK O., MILION O., VORLÍČEK J., 1968, Vyšetřování průběhu tlaků v pracovní komoře rotační křídlové vývěvy. Strojírenství, 5.
- STELLER A., 1932, Leistungsverluste im Drehkolbenverdichter. ZVDI Band 76, Nr. 50.
- TĚTĚRJUKOV, 1960, Rotacijonnyje vakuum nasosy i kompressory. Mašgiz.
- VORLÍČEK J., 1966, Rozbor činitelů ovlivňujících výkonnost rotačních křídlových vývěv. Sborník fakulty mechanizace zemědělství Vysoké školy zemědělské v Praze.

Došlo dne 4. 12. 1969

Энергетическая требовательность ротационных крыльчатых вакуумных насосов

В статье даны результаты измерения энергетической требовательности ротационных крыльчатых вакуум-насосов, применяемых в доильных машинах. Результаты этих измерений показывают, что вакуум-насосы в большинстве случаев не оснащены электромоторами с хорошими параметрами. Электромотор в большинстве случаев имеет чрезвычайно большие параметры, в результате чего он работает с плохим эффектом (неподходящий $\cos \varphi$). Количество оборотов во время эксплуатации является неподходящим с точки зрения оптимальной величины удельного потребления энергии (минимальные расходы на энергию). Произведенные измерения позволяют судить как о пригодности конструкционного расположения измеряемых вакуум-насосов, с одной стороны, так и о возможности регулирования производительности вакуум-насоса с другой стороны путем смены количества оборотов у ротора.

Показатели кривой давления в камере ротационного крыльчатого вакуум-насоса дают важные основания для конструирования и дальнейшего развития этих машин. Подобные испытания ротационных крыльчатых вакуум-насосов, содержащие измерение производительности, измерение потребляемой мощности и определения давления в камере, у нас пока не производились. Был предложен и испытан метод определения давления во вращающейся камере, которую можно после некоторых усовершенствований применить для нахождения показателей других типов ротационных крыльчатых вакуум-насосов.

The Energetic Requirements of Rotary Wing Pumps

This paper submits the results obtained in a measuring of the energetic requirements of rotary wing pumps used in milking machines. The results obtained in these measurings show that in a majority of cases pumps do not work in connection with suitably proportioned electromotors. As a rule, the electromotor is consi-

derably over-dimensioned, which results in its inferior effectiveness (unsuitable $\cos \varphi$). The operational number of revolutions is usually unsuitably chosen from the point of view of an optimum value of the specific power consumption (minimal costs for energy). The performed measuring makes it possible to estimate both the suitability of the constructional arrangement of the measured pumps and the possibility of a regulation of the output of the pump by means of a change of the number of revolutions of the rotor.

The indication of the course of the pressure in the chamber of the rotary wing pump provides important material for the construction and further development of these machines. Hitherto a similar testing of rotary wing pumps, including measuring of output, a measuring of the input, and an indication of the pressure in the chamber, has not been performed in this country. Suggested and tested has been a method of the indication of the pressure in the rotating chamber, which, together with some further improvements, can be used for the indicating also of other types of rotary wing pumps.

Energiebedarf der Rotationskapselluftpumpe

Im vorliegenden Artikel sind die Meßergebnisse des Energiebedarfes der Rotationskapselluftpumpen, die bei den Melkmaschinen angewendet werden, angeführt. Die Ergebnisse dieser Messungen zeigen, daß die Luftpumpen meistens nicht in Verbindung mit entsprechend dimensioniertem Elektromotor arbeiten. Der Elektromotor ist meistens reichlich überdimensioniert, was einen schlechten Wirkungsgrad (ungünstiges $\cos \varphi$) zur Folge hat. Die Betriebsdrehzahl ist hinsichtlich des optimalen Wertes des spezifischen Energieverbrauches (minimale Energiekosten) nicht zweckmäßig gewählt. Die durchgeführten Messungen erlauben sowohl die Zweckmäßigkeit der konstruktiven Anordnung der gemessenen Luftpumpen, als auch die Möglichkeiten der Regulierung der Luftpumpenleistung durch die Drehzahländerung beim Kreisel, zu beurteilen.

Die Indikation des Druckverlaufes in der Kammer der Rotationskapselluftpumpe bietet wichtige Unterlagen für die Konstruktion und weitere Entwicklung dieser Maschinen dar. Ähnliche Prüfungen von Rotationskapselluftpumpen, die die Leistungsmessungen, die Messungen des Leistungsbedarfes und die Indikation des Druckes in der Kammer umfassen, wurden bei uns bisher noch nicht durchgeführt. Die Methode der Druckindikation in rotierender Kammer, die mit einigen weiteren Verbesserungen auch zur Indikation von anderen Typen der Rotationskapselluftpumpen angewendet werden kann, wurde vorgeschlagen und überprüft.

Adresa autora:

Ing. Jindřich Vorlíček, CSc., mechanizační fakulta Vysoké školy zemědělské v Praze, Praha 6 - Suchbát

631.3.004.5/.6 631.3-3 631.372-3

1. ÚVODNÍ ČÁST

Znalost velikosti tlaku v různých místech vysokotlaké části palivové soustavy vznětových motorů jako funkce času t (s)

$$p = f_p(t) \quad (1)$$

nebo úhlu pootočení φ (°) vačkového hřídele vstřikovacího čerpadla

$$p = g_p(\varphi) \quad (2)$$

je nutná nejen pro posouzení činnosti nově navrhované nebo upravované palivové soustavy, ale i pro zjištění místa a velikosti opotřebení přesných součástí vstřikovacího čerpadla.

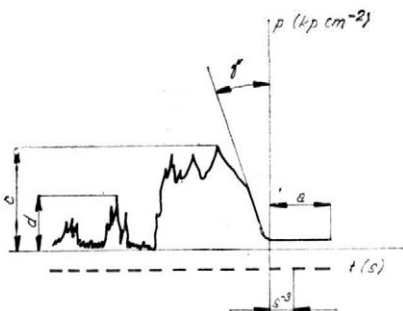
Průběhy tlaků jako funkce času se měří různými způsoby. Nejčastěji se používají kapacitní a piezoelektrické snímače, jimiž se měří tlak ve zvoleném místě palivové soustavy. V této práci jsem pro měření použil odporový drátový snímač deformace (tenzometr), umístěný na prodloužené stopce trysky; změny odporu byly zobrazovány na oscilografu. Porovnáním získaných průběhů tlaku, deformovaných vlivem opotřebení přesných dvojic strojních součástí vstřikovacího čerpadla, a průběhu tlaku získaného na vstřikovacím čerpadle osazeném bezvadnými přesnými dvojicemi součástí, byly zjištěny charakteristické změny těchto průběhů, což umožnilo určení místa a velikosti opotřebení použitých součástí zkoumaného vstřikovacího čerpadla.

Jako charakteristické parametry, u kterých dochází ke změnám, byly vybrány:

- předvstřík, úhel čela tlakové vlny, maximální velikost tlaku, velikost tlaku a počet odražených vln.

Tyto parametry byly vybrány zejména proto, že u nich relativně dochází k největším deformacím, což je velmi výhodné pro přesnost měření a diagnostiku.

Tato metoda zjišťování technického stavu přesných dvojic vstřikovacího čerpadla z průběhu tlaku ve vysokotlaké části systému má výhodu zejména v tom, že zkoušené vstřikovací čerpadlo není třeba demontovat; zároveň je možno pro tuto



1. Průběh tlaku v prodloužené stopce trysky

- a — předvstřík (s, °),
- γ — úhel čela tlakové vlny (°),
- c — maximální velikost tlaku (kg cm⁻²),
- d — velikost tlaku odražených vln (kg cm⁻²)

metodu sestavit vhodnou měřicí aparaturu, která by na základě provedených měření u jednotlivých typů vstřikovacích čerpadel podstatně ulehčila a upřesnila servisní činnost.

2. POPIS MĚŘICÍ METODY

Pro měření průběhu tlaku ve vysokotlaké části palivové soustavy jsem použil, jak jsem upozornil v úvodu, drátový odporový snímač, umístěný na prodloužené stopce trysky. Aby tenzometr byl dostatečně citlivý, bylo nutno stěnu stopky prodloužené trysky vhodně zeslabit broušením při dodržení dostatečné mechanické pevnosti stěny trysky.

Zeslabení stěny stopky trysky bylo přibližně navrženo ze vztahů:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) \quad (2)$$

$$\sigma_r = \frac{p \cdot r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \quad (2)$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \quad (2)$$

kde: ε_t — poměrné prodloužení obvodu průřezu
 r — poloměr vinutí odporového drátu (mm)
 r_1 — vnější poloměr zeslabené stopky trysky (mm)
 r_2 — vnitřní poloměr zeslabené stopky trysky (mm)
 μ — Poissonovo číslo
 E — modul pružnosti v tahu (kp cm^{-2})
 σ_r — napětí radiální (kp mm^{-2})
 σ_t — napětí tečné (kp mm^{-2})

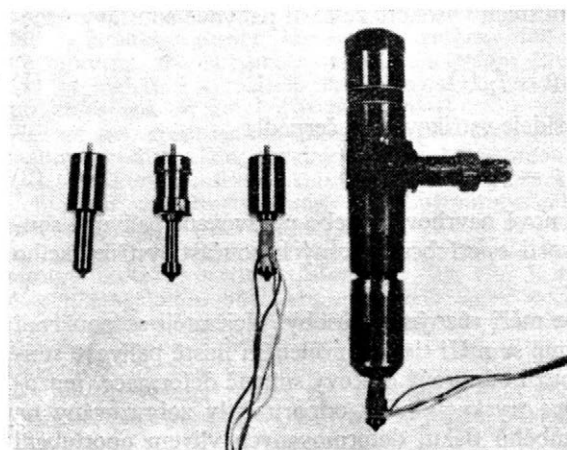
Pro $r = r_1$ dostáváme:

$$\varepsilon_t = \frac{2}{E} \frac{p \cdot r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \quad (2)$$

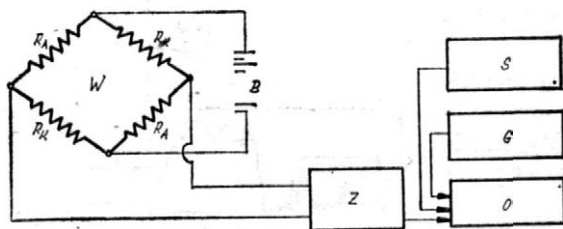
Závislost změny odporu drátu snímače na poměrném prodloužení (ε_t), na Poissonově čísle (μ) a na vlastnostech použitého konstantanového drátu o průměru 0,025 mm — vyjádřených činitelem (γ) — je určena vztahem:

$$\frac{\Delta R}{R} = (1 + 2\mu + \gamma)\varepsilon_t \quad (2)$$

Výraz v závorce ($1 + 2\mu + \gamma$) = C (C je citlivost; pro použitý drát je rovna dvěma).



2. Postup výroby tenzometru umístěného na trysce



3. Blokové schéma měřicí aparatury

W — Wheatstonův můstek,
 R_A — aktivní odpory,
 R_K — konstantní odpory,
B — baterie,
Z — zesilovač,
S — stroboskop,
G — generátor,
O — osciloskop

Pro $r = r_1 = 6 \text{ mm}$, $r_2 = 5 \text{ mm}$, $p = 160 \text{ kp cm}^{-2}$ je $\varepsilon_t = 0,000365$

$$\frac{\Delta R}{R} 7,3 \cdot 10^{-4}$$

Rozlišovací schopnost měřicích tenzometrických zařízení bývá

$$\frac{\Delta R}{R} = 10^{-5} + 10^{-6}$$

což znamená, že je možno rozlišit údaje lišící se přibližně o $0,1 \text{ kp cm}^{-2}$ — tedy přesnost měření je plně postačující.

Jako měřicí aparatury bylo používáno zařízení, navržené ve spolupráci s pracovníky katedry fyziky. Jeho blokové schéma je uvedeno na obr. 3.

Kalibrace tlaku byla prováděna tím způsobem, že po zahřátí a vyrovnaní měřicí aparatury byly spuštěny na stínítku osciloskopu dvě stopy tak, aby se překrývaly. Na jednu stopu byly pouštěny impulsy z generátoru o frekvenci 1000 c/s , takže stopa sloužila nejen jako nulová čára pro měření tlaku, ale i jako měřítko času. Před každým měřením byl ve vysokotlakém potrubí nastaven tlak 100 kp cm^{-2} . Tato výška posunuté nulové čáry byla ofotografována a v průběhu měření kontrolována, popřípadě upravena.

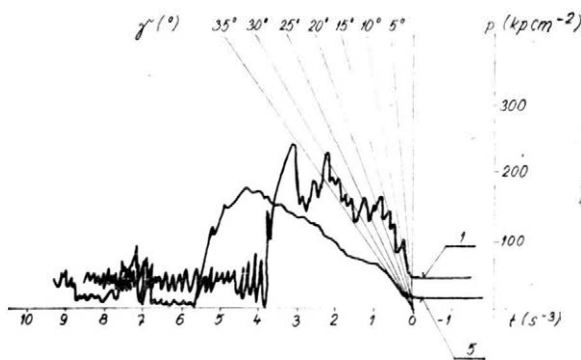
Na druhou stopu bylo přiváděno napětí z tenzometru, takže tato stopa zobrazovala průběh napětí ve vysokotlaké části palivového systému. Vertikální vzdálenost mezi oběma stopami představovala rozdíl tlaku mezi tlakem atmosférickým a okamžitým tlakem v trysce.

Kalibrace okamžiku spuštění časové základny byla prováděna spouštěcím impulsem stroboskopického zařízení zkoušecí stanice NC 104. Toto zapojení bylo velmi výhodné zejména proto, že otáčky byly přesně synchronizovány se spouštěním časové základny; to znamená, že obraz na stínítku osciloskopu byl stálý, což velmi usnadňovalo fotografování a vyhodnocování.

Okamžik spouštění časové základny se seřizoval pomocí otočného kontaktu stroboskopického zařízení. V zásadě šlo o to, aby otočný mechanický kontakt, který uzavírá elektrický okruh a tím způsobuje záblesk stroboskopické lampy, se spojoval při každém měření ve stejném okamžiku. Okamžik spojování vzhledem k otáčení vřetena zkoušecí stanice NC 104 lze libovolně nastavit v rozsahu 360° . Seřizován byl tak, že se posuvný kontakt natáčel a současně se osvětlovala stroboskopickou lampou otočná stupnice, upevněná na otáčejícím se vřetenu zkoušecí stanice. Okamžik, ve kterém se nula stupnice kryla se značkou na rámu stanice, byl brán jako okamžik spouštění časové základny pro měření.

3. METODIKA MĚŘENÍ

Pro měření byly vybrány soubory pístů a válců vstřikovacího čerpadla a výtlačných ventilů, používané pro traktor Z 3011. Při tomto výběru jsme dbali na to, aby opotřebením vybraných strojních sou-



4. Záznamy tlakových vln v závislosti na čase při $225 \text{ n (min}^{-1}\text{)}$

1 — píst a válec vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu,

5 — píst a válec velmi opotřebený

částí v souboru pravidelně narůstalo. Vstřikovací čerpadlo bylo zkoušeno při těchto otáčkách: 225, 500, 750 a 1000 n (min^{-1}).

Jako nejvýhodnější pro vyhodnocování se ukázaly otáčky 225 n (min^{-1}) z těchto důvodů:

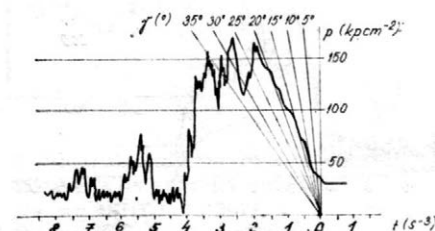
- a) motor při volném chodu má přibližně 500 n (min^{-1}), což je 225 n (min^{-1}) vstřikovacího čerpadla;
- b) při nižších otáčkách se veškerá opotřebení jednotlivých přesných dvojic projeví velmi výrazně, neboť jak rychlost sloupce paliva dopravovaného do válce motoru, tak i rychlost paliva unikajícího netěsnostmi je poměrně nízká, a tím jsou hydraulické odpory malé a obtok paliva značný;
- c) stroboskop, který je součástí zkoušecí stanice NC 104 a který byl používán pro spouštění časové základny osciloskopu, nepracoval při 100 n (min^{-1}) spolehlivě.

Fotografovali jsme na film ORWO 20 DIN a vyvolané negativy byly při kopírování trojnásobně zvětšovány, přičemž jsme přísně dodržovali požadavek stále stejného zvětšení.

Vzorové záznamy průběhu vysokého tlaku jako funkce času byly získány na vstřikovacím čerpadle, které bylo seřízeno podle předpisu výrobce na dodávku paliva 9 cm^3 za 200 pracovních zdvihů při 750 n (min^{-1}). Opotřeбенé přesné dvojice byly po montáži do vstřikovacího čerpadla seřízeny na stejné hodnoty.

Pro objektivní zhodnocení technického stavu zkoušených přesných dvojic byly stanoveny parametry, které byly určovány pomocí:

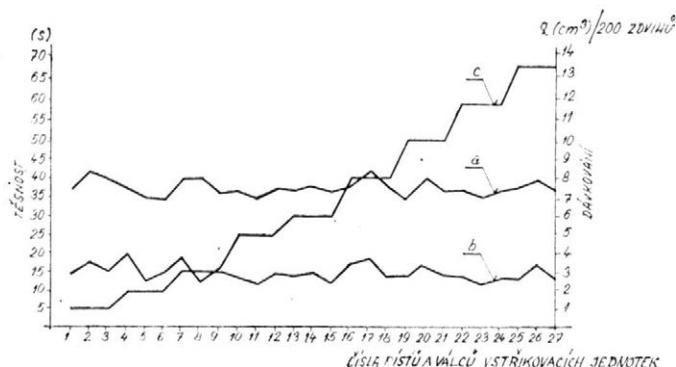
- a) zkoušecí stanice NC 104
 - otáčky n (min^{-1}),
 - dodávka paliva za 200 zdvihů (cm^3),
 - předvstřík stroboskopickou metodou ($^\circ$; s^{-3}),
- b) fotografických záznamů
 - předvstřík ($^\circ$; s^{-3}),
 - úhel čela tlakové vlny ($^\circ$),
 - maximální velikost tlaku rázu (kp cm^{-2}),
 - výška tlaku jednotlivých odražených vln (kp cm^{-2}),
 - počet odražených vln
 - zbytkový tlak ve vysokotlakém potrubí (kp cm^{-2})
- c) jiných metod
 - délka použitého potrubí l (mm),
 - úhel natočení pístu vstřikovacího čerpadla ($^\circ$),
 - těsnost pístu a válce vstřikovacího čerpadla ($\text{kp cm}^{-2} \text{ s}^{-1}$),
 - těsnost výtlačného ventilu ($\text{kp cm}^{-2} \text{ s}^{-1}$).



5. Průsvitka pro vyhodnocování fotografických záznamů tlakových vln ve vysokotlakém potrubí vstřikovacího čerpadla

Průběhy tlaku jako funkce času, zobrazené na stínítku osciloskopu, byly ofotografovány a snímky byly vyhodnoceny pomocí průsvitky, jejíž tvar a použití je zřejmé z obr. 5.

Na obr. 5 jsou na osu úseček vyneseny délky stupnice po jedné tisícíně vteřiny. Pomocí této stupnice lze kromě jiných veličin měřit i předvstřík. Na ose pořadnic je stupnice tlaku, umožňující odečítání maximálního tlaku a tlaku odražených vln. Na obrázku je dále nakreslen úhломěr, kterým se určuje úhel čela tlakové vlny,



6. Závislost mezi dávkováním a hydraulickou těsností pístu a válce vstřikovacího čerpadla
a) dávka paliva při 1000 n (min^{-1}),
b) dávka paliva při 500 n (min^{-1}),
c) těsnost příslušného pístu a válce vstřikovacího čerpadla

4. VYHODNOCOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

V předcházející kapitole byl podle navržené metodiky určen technický stav zkoumaných přesných dvojic vstřikovacího čerpadla. V této části práce jsou ze získaných parametrů odpovídajících velikosti opotřebení dvojic stanoveny vhodné závislosti. Pro většinu závislostí byla zvolena dávka paliva jako hlavní ukazatel zejména proto, že ji je možno považovat za objektivní ukazatel skutečného technického stavu zkoumané přesné dvojice. Z mnoha možností byly vybrány následující závislosti pro píst a válec vstřikovacího čerpadla:

- dávkování a hydraulická těsnost,
- dávkování a úhel čela tlakové vlny,
- dávkování a velikost předvstřiku,
- dávkování a maximální tlak.

Pro výtlačný ventil byla vybrána závislost:

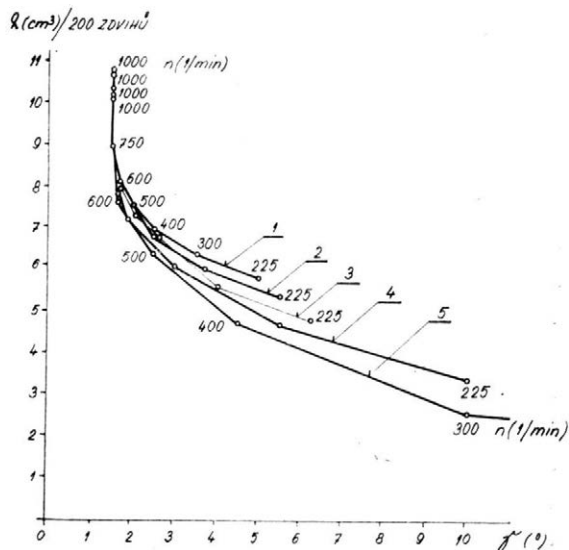
- dávkování a hydraulická těsnost.

ZÁVISLOST DÁVKOVÁNÍ A HYDRAULICKÉ TĚSNOSTI PÍSTU A VÁLCE VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA

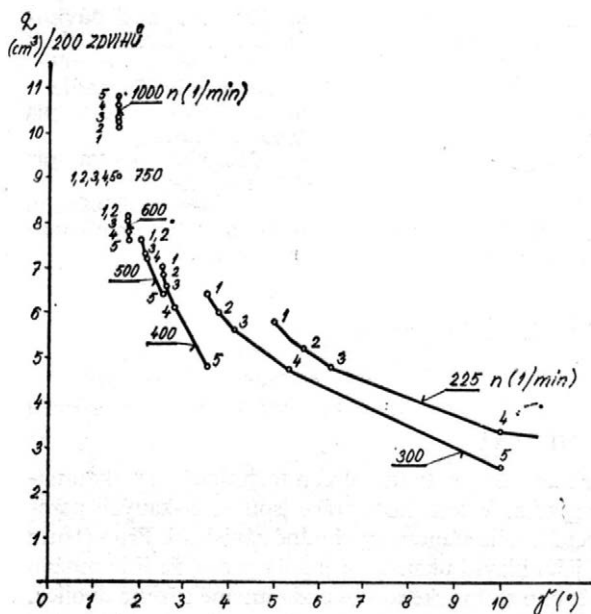
Z obrázku 6 vyplývá, že dávkování není závislé na zjištěné statické těsnosti (určitou závislost lze pozorovat pouze při velkém opotřebení pístu a válce vstřikovacího čerpadla a velmi nízkých otáčkách). Těsnost není proto možné jednoznačně použít pro stanovení technického stavu pístu a válce; je to pouze doplňující ukazatel.

ZÁVISLOST DÁVKOVÁNÍ A ÚHLU ČELA TLAKOVÉ VLNY (γ^0)

Je zřejmé, že dávkování se zmenšuje se stoupajícím opotřebením pístů a válců vstřikovacích čer-



7. Závislost dávkování a úhlu čela tlakové vlny
1 — píst a válec vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu,
2, 3, 4, 5 — písty a válce různě opotřebené



8. Závislost dávkování a velikost předvstříku
1 — píst a válec vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu,
2, 3, 4, 5 — písty a válce různě opotřebené

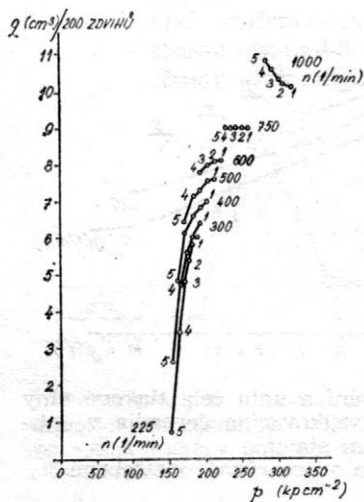
ZÁVISLOST DÁVKOVÁNÍ A MAXIMÁLNÍHO TLAKU

Píst a válec vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu dosahuje při nízkých otáčkách vyšších vstřikovacích tlaků, což je důležité pro dobré rozprášení paliva a jeho výhodné spalování. Z nákresu je také zřejmé, že dávkování při zvyšujících se otáčkách má větší vliv na velikost maximálního tlaku u pístů a válců vstřikovacích čerpadel v dobrém technickém stavu (viz obr. 9).

ZÁVISLOST DÁVKOVÁNÍ A TĚSNOSTI VÝTLAČNÝCH VENTILŮ

Těsnost výtláčných ventilů na rozdíl od pístů a válců vstřikovacích čerpadel je přímo závislá na dávkování. Těsnost odlehčovacího pístu výtláčného ventilu klesá rovnoměrně v závislosti na přírůstku opotřebení; současně se plynule zvyšuje dodávka paliva. Při proměřování sady různých opotřebených výtláčných ventilů byly zjištěny hodnoty, které jsou uvedeny v tab. I. (Stupeň opotřebení výtláčných ventilů je označen od 1 do 17, přičemž 17 je výtláčný ventil v bezvadném technickém stavu a 1 je ventil maximálně opotřebený).

9. Závislost dávkování s maximální velikostí tlaku
1 — píst a válec vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu,
2, 3, 4, 5 — písty a válce různě opotřebené



padel, přičemž se současně zvětšuje úhel čela tlakové vlny (γ°). Se zvyšujícími se otáčkami se úhel čela tlakové vlny zmenšuje tak, že při 1000 n (min^{-1}) je stejný u nových i opotřebených pístů a válců vstřikovacích čerpadel.

ZÁVISLOST DÁVKOVÁNÍ A VELIKOST PŘEDVSTŘIKU

Z obrázku 8 vyplývá, že dávkování při různých otáčkách má podstatně větší vliv na změnu předvstříku u pístů a válců vstřikovacích čerpadel, vykazujících značné opotřebení. To prakticky znamená, že u pístů a válců vstřikovacího čerpadla v dobrém technickém stavu je lépe dodržován v celém rozsahu otáček motoru předvstřík určený seřízením. Obdobně jako u úhlu čela tlakové vlny dochází k největší změně předvstříku vlivem různě opotřebených pístů a válců při nízkých otáčkách.

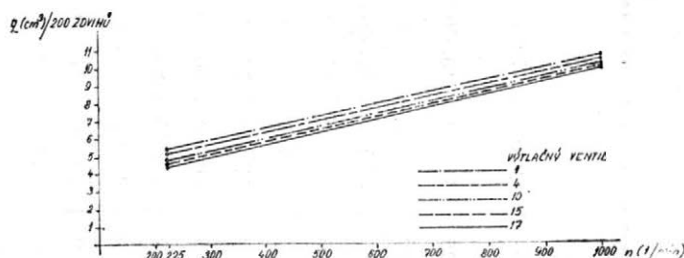
I. Hodnoty zjištěné při proměřování sady různě opotřebovaných výtlačných ventilů

Stupeň opotřebení výtlačného ventilu	Otáčky n (l/min)									
	225	300	400	500	600	700	750	800	900	1000
1	6,775	7,170	7,700	8,280	8,725	9,125	9,400	9,725	10,250	10,330
2	6,660	7,066	7,660	8,260	8,630	9,066	9,330	9,660	10,260	10,300
3	6,530	6,930	7,530	8,400	8,530	9,030	9,366	9,730	10,166	10,360
4	6,600	7,100	7,640	8,200	8,600	9,066	9,400	9,800	10,300	10,330
5	6,430	6,733	7,366	8,000	8,400	8,933	9,266	9,600	10,133	10,300
6	6,366	6,800	7,300	7,930	8,366	8,933	9,366	9,660	10,133	10,300
7	6,330	6,800	7,466	8,066	8,433	8,933	9,330	9,800	10,260	10,300
8	6,300	6,800	7,330	8,036	8,430	8,933	9,330	9,660	10,133	10,360
9	6,200	6,730	7,330	8,000	8,400	9,000	9,300	9,730	10,230	10,400
10	6,400	6,600	7,266	7,860	8,330	8,730	9,200	9,600	10,066	10,330
11	6,330	6,600	7,366	7,960	8,330	8,800	9,200	9,500	10,133	10,300
12	6,133	6,500	7,130	7,660	8,260	8,600	9,030	9,400	10,030	10,160
13	6,266	6,530	7,530	7,660	8,200	8,660	9,000	9,600	10,060	10,230
14	5,900	6,460	7,260	7,660	8,200	8,600	9,000	9,460	10,000	10,200
15	5,850	6,530	7,200	7,730	8,200	8,600	9,000	9,530	10,130	10,160
16	5,800	6,400	7,000	7,560	8,000	8,600	9,000	9,330	9,930	10,100
17	5,800	6,500	7,200	7,730	8,066	8,600	9,000	9,430	9,930	10,100

10. Dodávací charakteristiky vstřikovacího čerpadla při použití různých opotřebovaných výtlačných ventilů

17 — výtlačný ventil v bezvadném technické stavu.

15, 10, 4, 1 — výtlačné ventily různě opotřebované



DODÁVACÍ CHARAKTERISTIKA VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA PŘI POUŽITÍ RŮZNĚ OPOTŘEBENÝCH VÝTLAČNÝCH VENTILŮ

Z hodnot uvedených v tab. I je možno sestojit dodávací charakteristiky vstřikovacího čerpadla pro každý určený stupeň opotřebování výtlačného ventilu. Charakteristiky je možno s dostatečnou přesností vyjádřit rovnicemi přímky. Tento funkční vztah je vyhovující na 99 % hladině významnosti, což znamená, že s 99% pravděpodobností bude každý naměřený vztah vyhovovat daným rovnicím. Přímky byly proloženy metodou nejmenších čtverců a byl vypočten koeficient korelace. Naproti tomu nebyla prokázána závislost mezi stupněm opotřebování výtlačného ventilu a mezi ovalitou odlehčovacího pístu, ani mezi velikostí plochy mezikruží mezi tělesem výtlačného ventilu a jeho odlehčovacím pístem.

Z obou výše uvedených závislostí vyplynulo, že hodnoty opotřebování se pohybují u všech stupňů v určitém rozmezí. Těmito hodnotami je možno zvolenou statistickou metodou proložit přímku a stanovit její rovnici, ale analýzou rozptylu bylo zjištěno, že tento vztah je nevýznamný.

Dávkování paliva se tedy zvyšuje se zvyšující se mírou opotřebování výtlačného ventilu. S rostoucími otáčkami se rozdíly v dodávce paliva (při použití výtlačného ventilu v dobrém technickém stavu a ventilu vykazujícího stanovené opotřebování) snižují. Při kombinaci s různě opotřebovanými písty a válci vstřikovacích čerpadel mají různě opotřebované výtlačné ventily při vyšších otáčkách téměř stejný vliv na výše uvedený rozdíl dodávky paliva bez ohledu na její absolutní velikost.

5. ZÁVĚR

Navržený způsob zjišťování technického stavu pístu a válce vstřikovacího čerpadla má výhodu proti ostatním metodám zejména v tom, že skutečně objektivně hodnotí jeho technický stav. Proto se zdá být vhodným doplňkem kontrolních metod, používaných v opravárenství pro hodnocení technického stavu přesných součástí vstřikovacího čerpadla. Vzhledem k tomu, že se v předběžných pokusech podařilo určit z charakteristických deformací průběhu tlaku jako funkce času místo a velikost opotřebování výtlačného ventilu i pístu a válce vstřikovacího čerpadla, bylo by možné rozpracovat tuto metodu tak, aby umožnila zjištění technického stavu vstřikovacího čerpadla bez demontáže.

Takovéto zařízení, které by umožnilo objektivní zjištění technického stavu vstřikovacího čerpadla pokud možno bez demontážního zásahu, je v praxi velmi potřebné nejen pro urychlení, upřesnění a zlevnění diagnostické činnosti, ale bylo by cennou náhradou za dosud používané metody, které v některých případech nejsou vhodné (jde zejména o určování technického stavu pístu a válce vstřikovacího čerpadla; obdobná situace je při zkoušení trysek).

Na základě uvedených závislostí je možné zjišťovat mezní hodnoty opotřebovaného pístu a válce vstřikovacího čerpadla. Je nutno říci, že stanovení hodnoty tohoto mezního

opotrebení je značně obtížné nejen pro celou řadu vlivů ekonomických, technologických a technických, ale také proto, že samotná definice mezního opotrebení nevystihuje plně celý problém vyřazování strojních součástí ze stroje. V současné době jsou mezní hodnoty opotrebení jak celých strojů, tak skupin, podskupin i jednotlivých strojních součástí ve většině případů stanoveny vzájemnou dohodou výrobců a uživatelů.

Právě pro snadnou změnu mezní hodnoty opotrebení zkoumané přesné dvojice, tj. pístu a válce vstřikovacího čerpadla, jsou uvedené závislosti vhodné, protože hodnota mezního opotrebení představuje bod, který je možné při změně této hodnoty po stanovené křivce posunout do nové, výše uvedenými vlivy zdůvodněné polohy.

Literatura

- ANTIPOV V. V., 1965, Iznos precizních detailů i narušení charakteristiky topivové aparatury dízelej. Mašinstrojenie.
BÖTTGER J., 1954, Studie o spalování a vstřikování paliva v pístových spalovacích motorech se zřetelem k jejich typizaci. Strojnický sborník č. 4, SNTL, Praha.
REICHEL T. J., 1953, Die rechnerische Ermittlung des Einspritzgesetzes, Kraftfahrzeugtechnik, č. 3, 4.
RŮŽICKÁ M., 1967, Některé otázky seřizování vstřikovacího zařízení naftových motorů. Habilitační práce, VŠZ Praha.
REZNÍČEK R., 1962, Experimentální vyšetřování dějů probíhajících ve vstřikovací trysce vznětových motorů. Sborník Vysoké školy zemědělské v Praze.
ŠKROBÁNEK E., 1965, Výskum tvarových vlastností elementov piestových vstreko-
vacích čerpadel s prihliadnutím na ich životnosť. Habilitační práce.
— Katalogy a výrobní podklady Motorpal n. p. Jihlava.
— Kolektiv VÚMN a ČKD, 1962, Naftové motory čtyřdobé, I. díl. SNTL, Praha.

Došlo dne 4. 12. 1969

Экспериментальное исследование зависимости между износом выбранных точных деталей впрыскивающего насоса и его эксплуатационными параметрами

В статье описывается новый оригинальный способ определения технического состояния поршня и цилиндра впрыскивающего насоса. Это осуществляется путем определения характерных деформаций хода волн давления в зависимости от времени в трубках высокого давления впрыскивающего насоса и сравнения их с ходом этих волн, полученным в впрыскивающем насосе, оснащенном превосходными деталями. Измерение производилось при помощи проволоочного приемника деформаций по методу сопротивления (тензометра) помещенного на продолженном хвостовике сопла. В статье описан проект примененного тензометра и соответствующей измерительной аппаратуры. В статье также приведены некоторые результаты измерений, произведенных в лаборатории кафедры ремонтных работ Сельскохозяйственного института в Праге.

Experimental Investigation of the Mutual Dependences between the Wearing of Selected Precise Component Parts of an Injection Pump and its Operational Parameters

This paper deals with a new original method of determination of the technical state of the piston and of the cylinder of the injection pump. This is being done by means of a determination of the characteristic deformations of the course of the pressure waves in dependence on time in the high-pressure pipes of the injection pump and their comparing with the course of these waves obtained in an injections pump fitted with faultless component parts. The measuring was carried out by means of a wire resistance indicator of deformation (strain gauge) located at the prolonged stem of the nozzle. There is a description of the suggested strain gauge used and of the appertaining measuring apparatus. Also some of the results of measurings carried out at the laboratory of the Department of Repairs of University of Agriculture in Prague are presented.

Experimentelle Untersuchung der Abhängigkeit zwischen dem Verschleiß der ausgewählten Präzisionsbestandteile der Einspritzpumpe und ihren Betriebsparametern

Der vorliegende Artikel verhandelt über die neue ursprüngliche Methode bei der Feststellung des technischen Zustandes des Kolbens und des Zylinders von der Einspritzpumpe. Dies erfolgt durch die Bestimmung der charakteristischen Deformationen des zeitabhängigen Druckwellenverlaufes in der Hochdruckleitung der Einspritzpumpe und durch ihre Gegenüberstellung den bei der aus fehlerfreien Bestandteilen zusammengesetzten Einspritzpumpe gewonnenen Verläufen dieser Wellen. Die Messung wurde mittels eines am verlängerten Düsenschaft befestigten Drahtgebers mit ohmschen Widerstand (Tensometer), durchgeführt. Der Entwurf des angewendeten Tensometers und die betreffende Meßapparatur ist beschrieben. Auch einige Meßergebnisse aus dem Labor des Lehrstuhls für Reparaturwesen der landwirtschaftlichen Hochschule in Prag sind angeführt worden.

Adresa autora:

Ing. Václav Vopálenský, CSc., mechanizační fakulta Vysoké školy zemědělské v Praze, Praha 6 — Suchbát

1. ÚVODNÍ ČÁST

Optimální doba používání stroje v provozu (též „technicko-ekonomická životnost“ či „doba upotřebitelnosti stroje“ — viz Havlíček 1966, Konzon 1963, Selivanov 1964 aj.) je definována jako doba, po jejímž vyčerpání jsou měrné náklady na jednotku doby provozu (vyjadřované často též nepřímou např. v odpracovaných hektarech, ujetých kilometrech, jednotlivých výrobcích, litrech spotřebovaného paliva aj.) minimální. Tyto výpočty jsou uskutečňovány v několika etapách. V počátečních etapách se běžně nebere v úvahu vliv morálního opotřebení (předpokládá se, že se neprojevuje) a s jednotlivými stroji se počítá izolovaně, zcela nezávisle na druhých. Lze tedy říci, že jednotlivé stroje jsou vyřazovány z provozu v obdobích odpovídajících lokálním minimům funkcí, které vyjadřují závislost měrných nákladů na době provozu. Variabilita fyzické životnosti pak působí tak, že se průběh uvedených funkcí u souboru zdánlivě stejných strojů vzájemně liší; u různých strojů téhož souboru se liší i jejich minima.

Předkládaná práce se zabývá úlohou, jak stanovit pro individuální stroj nejvhodnější období pro vyřazení — nikoliv izolovaně, bez ohledu na ostatní stroje téhož souboru, nýbrž naopak, pro celý daný soubor strojů. Jde v podstatě o problém, jak stanovit pro jednotlivé stroje souboru optimální doby používání tak, aby se splnila podmínka — dosáhnout minimálních měrných nákladů celého souboru.

2. PŘEHLED A ROZBOR SOUČASNÝCH ZPŮSOBŮ URČOVÁNÍ OPTIMÁLNÍ DOBY POUŽÍVÁNÍ STROJE V PROVOZU

O problematice optimální doby používání stroje v provozu je v odborné literatuře řada podkladů. Při výpočtu jsou ve všech pramenech uvedeny vesměs tyto druhy nákladů, spojených s provozem stroje:

- a) Pořizovací hodnota stroje, zmenšená o jeho zůstatkovou hodnotu při vyřazení z provozu (obvykle o cenu šrotu) — dále označovaná A ;
- b) Náklady P_1 , narůstající přímo úměrně době provozu (náklady na technické údržby, obsluhu stroje, provozní materiály, pravidelně se opakující opravy aj.); analytické vyjádření těchto nákladů je

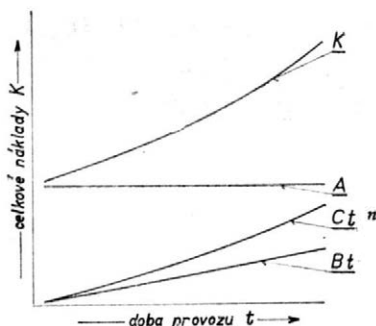
$$P_1(t) = B \cdot t \quad (1)$$

kde: t — doba provozu
 B — konstanta

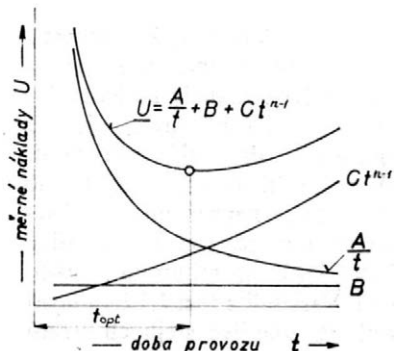
- c) Náklady P_2 , narůstající s dobou provozu progresivně, s analytickým vyjádřením

$$P_2(t) = C \cdot t^n \quad (2)$$

kde: C, n — konstanty vyjadřující progresivitu růstu nákladů jako funkce doby provozu t .



1. Schéma průběhu celkových nákladů na provoz a opravy strojů



2. Schéma stanovení optimální doby používání stroje v provozu pomocí lokálního minima měrných nákladů

Progresivita růstu nákladů $P_2(t)$ je podle Selivanova (1964) působena těmito činiteli:

- progresivním zkracováním fyzické životnosti postupně vyměňovaných konstrukčních prvků,
- progresivně se zvětšující složitostí prací na opravách konstrukčních prvků,
- progresivním narůstáním pracnosti prací, specifických pouze pro opravy (demontáž, čištění, kontrola aj.),
- progresivním růstem provozních nákladů.

Všechny uvedené druhy nákladů, spojené s provozem stroje, lze podle Selivanova (1964) vyjádřit rovnicí

$$K(t) = A + P_1(t) + P_2(t) = A + B \cdot t + C \cdot t^n \quad (3)$$

resp. graficky znázornit (obr. 1). Z těchto celkových nákladů stále rostoucích s dobou provozu lze vypočítat měrné náklady jako funkci doby provozu

$$U(t) = \frac{K(t)}{t} = \frac{A}{t} + B + C \cdot t^{n-1} \quad (4)$$

Hodnota t_{opt} (obr. 2), ve které má funkce $U(t)$ své lokální minimum, je podle současných způsobů výpočtu optimální dobou používání stroje v provozu

$$t_{opt} = \left[\frac{A}{C \cdot (n-1)} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

Z rovnic (4) a (5) jsou zřejmé tyto závěry:

- optimální doba použití stroje je ovlivňována pouze pořizovací hodnotou stroje A a progresivně narůstajícími náklady $P_2(t) = C \cdot t^n$;

- náklady $P_1(t)$, narůstající přímo úměrně době provozu, optimální dobu používání stroje neovlivňují, mají pouze podstatný vliv na velikost měrných nákladů, příslušných hodnotě t_{opt} .

Tento způsob stanovení optimální doby používání stroje v provozu je v poslední době v literatuře v určitých směrech doplňován:

1. Podle některých autorů (Havlíček 1966, Nitsche 1964, Schaeffer, Kehnert 1957) nemusí zákonitě docházet k progresivnímu růstu nákladů na opravy (při účelné konstrukci, rozvoji opravárenské technologie a renovačních metod, účelných systémech oprav, vysoké kvalitě oprav apod.). To znamená, že funkce $U(t)$ nemá ostré lokální minimum, nýbrž že je neustále klesající

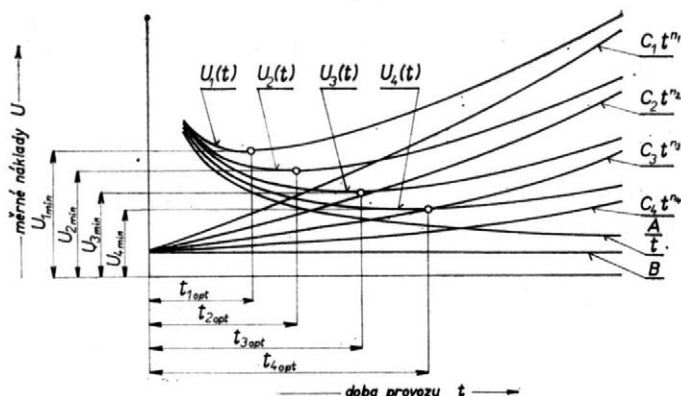
$$U(t) = \frac{A}{t} + D \quad (6)$$

kde: D – konstanta, charakterizující růst všech nákladů s dobou provozu

K vyřazení stroje z provozu nemůže pak dojít z důvodu nadměrně vysokých nákladů na opravy, nýbrž pouze s ohledem na morální opotřebení stroje po vzniku dokonalejších typů.

2. Variabilita fyzické životnosti se v provozu strojů projeví tak, že náklady na opravy stroje narůstají různě progresivně, čili konstanty C_i a n_i ve vztahu (2) mají u zdánlivě

3. Vliv variability fyzické životnosti na průběh nákladů na opravy stroje a na minimální hodnoty funkcí měrných nákladů



stejných strojů téhož typu různé hodnoty. Důsledkem je skutečnost, že optimální doby použití konkrétních individuálních strojů se liší a že se proto liší i hodnoty měrných nákladů, příslušející různým hodnotám t_{opt} (obr. 3). Tohoto faktu využil Popov (1964) pro návrh, jak zlepšit dosavadní metodiku. Podstata jeho návrhu spočívá na těchto úvahách:

1. Jestliže se liší hodnoty měrných nákladů $U_{i \min}$, příslušející různým hodnotám $t_{i \text{ opt}}$ pro různé stroje téhož typu, lze pro soubor strojů téhož typu vypočítat měrné náklady průměrné $\overline{U_{\min}}$. Přestože Popov (1964) tento průměr přesně nedefinuje, jde zřejmě o hodnotu

$$\overline{U_{\min}} = \frac{\sum_{i=1}^k U_{i \min} \cdot t_{i \text{ opt}}}{\sum_{i=1}^k t_{i \text{ opt}}} \quad (7)$$

kde: $U_{i \min}$ — minimální měrné náklady i -tého stroje ze vztahu (4)

2. Vyřazovat stroj z provozu, dosáhne-li minima měrných nákladů, bez ohledu na soubor strojů, není podle Popova (1964) správné, protože tak dochází ke ztrátám. Uvádí, že ztráty jsou způsobeny tím, že kvalitní stroje, jejichž hodnota $U_{i \min}$ je menší než hodnota průměrná, čili

$$U_{i \min} < \overline{U_{\min}} \quad (8)$$

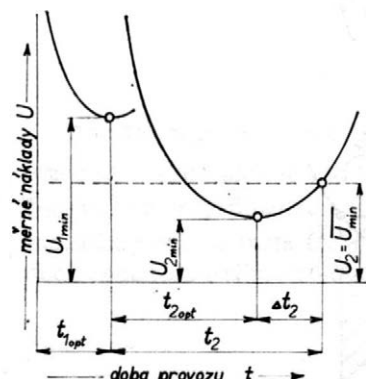
jsou vyřazovány z provozu předčasně. Navrhuje prodloužit jejich dobu používání tak, až měrné náklady při vyřazení U_i těchto kvalitních strojů se vyrovnají s hodnotou průměrnou, tj. až

$$U_i = \overline{U_{\min}} \quad (9)$$

Nekvalitní stroje, jejichž hodnota

$$U_{i \min} > \overline{U_{\min}} \quad (10)$$

navrhuje Popov (1964) vyřazovat podle vztahu (5) beze změny. Princip celého návrhu je uveden na obr. 4. Matematicky není návrh v práci Popova (1964) zdůvodněn. Bude posouzen v závěru této práce na základě získaných výsledků.



4. Uplatnění vlivu variability fyzické životnosti při stanovení optimální doby používání stroje podle Popova (1964)

3. VLASTNÍ NÁVRH METODY STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ DOBY POUŽITÍ STROJE V PROVOZU

Návrh nové metody určování optimální doby používání stroje v provozu vychází z kritického rozboru vztahu (5), který nemá obecnou platnost, protože byl odvozen pro izolovaný stroj. Počítá-li se soubor strojů o k členech, pak považujeme za nejvýhodnější vyřazovat jednotlivé stroje daného souboru po takových dobách provozu t_i , umožňujících splnit podmínku minimálních měrných nákladů celého souboru, čili

$$\overline{U}_k(t) = \frac{\sum_{i=1}^k U_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^k t_i} = \min \quad (11)$$

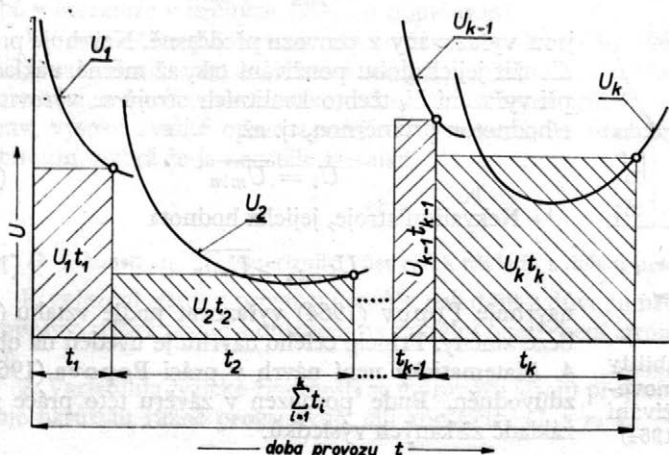
kde: $\overline{U}_k(t)$ — průměrná hodnota měrných nákladů daného souboru k strojů postupně v časovém sledu uváděných do provozu
 t_i — doby provozu, při kterých jsou jednotlivé stroje vyřazovány, čili v podstatě novým způsobem určené optimální doby používání
 U_i — měrné náklady odpovídající dobám t_i
 k — počet strojů souboru

Graficky je uvedená úvaha znázorněna na obr. 5. Z rovnic (4) a (11) vyplývá, že

$$\overline{U}_k(t) = \frac{k \cdot A}{\sum_{i=1}^k t_i} + B + \frac{\sum_{i=1}^k C_i \cdot t_i^{n_i}}{\sum_{i=1}^k t_i} = \min \quad (12)$$

Položíme-li prvou parciální derivaci funkce $\overline{U}_k(t)$ podle t_i rovnu nule, obdržíme výchozí vztah pro výpočet optimální doby používání každého i -tého stroje při minimálních průměrných měrných nákladech

$$\frac{\partial \overline{U}_k(t)}{\partial t_i} = \frac{-k \cdot A}{\left(\sum_{i=1}^k t_i\right)^2} + \frac{n_i \cdot C_i \cdot t_i^{n_i-1} \cdot \sum_{i=1}^k t_i - \sum_{i=1}^k C_i \cdot t_i^{n_i}}{\left(\sum_{i=1}^k t_i\right)^2} = 0 \quad (13)$$



5. Grafické znázornění podstaty navržené metody

čili

$$\sum_{i=1}^k C_i \cdot t_i^{n_i} - n_i \cdot C_i \cdot t_i^{n_i-1} \cdot \sum_{i=1}^k t_i + k \cdot A = 0 \quad (14)$$

Rovnici (14) je možno rozepsat na k rovnic o k neznámých hodnotách t_i , čili

$$\begin{aligned} (C_1 \cdot t_1^{n_1} + C_2 \cdot t_2^{n_2} + \dots + C_k \cdot t_k^{n_k}) - n_1 \cdot C_1 \cdot t_1^{n_1-1} (t_1 + t_2 + \dots + t_k) + k \cdot A &= 0 \\ (C_1 \cdot t_1^{n_1} + C_2 \cdot t_2^{n_2} + \dots + C_k \cdot t_k^{n_k}) - n_2 \cdot C_2 \cdot t_2^{n_2-1} (t_1 + t_2 + \dots + t_k) + k \cdot A &= 0 \\ \dots & \\ (C_1 \cdot t_1^{n_1} + C_2 \cdot t_2^{n_2} + \dots + C_k \cdot t_k^{n_k}) - n_k \cdot C_k \cdot t_k^{n_k-1} (t_1 + t_2 + \dots + t_k) + k \cdot A &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Soustava rovnic (15) umožňuje obecné řešení optimálních dob používání jednotlivých strojů následujících po sobě v časovém sledu. Toto obecné řešení ovšem předpokládá, že budou předem známy všechny potřebné parametry funkčního vztahu (4) pro každý individuální stroj uvažovaného souboru, konkrétně hodnoty C_i , n_i a A . Jelikož tato podmínka je u hodnot C_i a n_i v praxi nerealizovatelná, je nutno hledat přibližné řešení, přijatelné pro technickou praxi. Nabízí se možnost stanovit potřebné údaje u výběrového souboru m strojů, pracujících nikoliv postupně v časovém sledu, nýbrž paralelně v určitém časovém období. Je samozřejmé, že tím vznikne určitá chyba, kterou je však nutno zanedbat.

Úpravou rovnice (14) získáme vztah

$$t_i = \left[\frac{k \cdot A + \sum_{i=1}^k C_i \cdot t_i^{n_i}}{n_i \cdot C_i \sum_{i=1}^k t_i} \right]^{\frac{1}{n_i-1}} \quad (16)$$

po jehož srovnání s rovnicí (12) obdržíme

$$t_i = \left[\frac{\overline{U}_k(t) - B}{C_i \cdot n_i} \right]^{\frac{1}{n_i-1}} \quad (17)$$

Využije-li se nyní přibližného řešení s výběrovým souborem, obsahujícím m strojů pracujících souběžně, je možno do vztahu (17) místo hodnoty $\overline{U}_k(t)$ dosadit hodnotu $\overline{U}_m(t)$, což je průměrná hodnota měrných nákladů výběrového souboru, vypočtená analogicky jako hodnota $\overline{U}_k(t)$ podle vztahů (15) a (12). Po tomto dosazení se optimální doba používání i -tého stroje rovná

$$t_i = \left[\frac{\overline{U}_m(t) - B}{C_i \cdot n_i} \right]^{\frac{1}{n_i-1}} \quad (18)$$

Před zahájením provozu libovolného i -tého stroje jsou tedy neznámé pouze konstanty C_i , n_i , které lze po určitém období provozu snadno zjistit a hodnotu t_i pak vypočítat.

3.1 METODIKA STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ DOBY POUŽÍVÁNÍ STROJE

Je-li dána úloha stanovit pro stroj určitého typu optimální dobu jeho používání, je to podle navržené metody možné uskutečnit ve dvou fázích (s vlivem morálního opotřebení se zatím nepočítá):

1. Stanovit v útvarech mimo uživatele stroje (výzkumný ústav, organizace pro zkoušení strojů apod.) hodnotu $\overline{U}_m(t)$, popř. i hodnotu B .

2. Sledovat u uvažovaného i -tého stroje v provozu růst nákladů na opravy jako funkci doby provozu, stanovit hodnoty parametrů C_i a n_i , dosadit je do vztahu (18) a vypočítat pro stroj jeho optimální dobu používání.

Stanovení hodnoty $\overline{U}_m(t)$ v útvarech mimo uživatele stroje je možné tímto postupem:

1. Zvolí se vhodný soubor m strojů, který se sleduje v provozu s cílem zjistit růst nákladů jako funkci doby provozu; tyto náklady se rozlišují a zaznamenávají odděleně pro stanovení konstant B , C_i a n_i ve vztazích (1) a (2).

2. Hodnotu B je vhodné stanovit po delší době provozu, aby se vyloučily náhodné vlivy. Celková suma rovnoměrně narůstajících nákladů se při výpočtu dělí dobou provozu, za kterou byly vynaloženy.

3. Konstanty C_i a n_i funkce $P_2(t)$ — viz vztah (2) — je výhodné stanovit graficko-analytickou metodou. Je-li k dispozici tabelární záznam o vynaložených progresivně narůstajících nákladech na opravy v konkrétních obdobích provozu, lze funkci $P_2(t)$ logaritmovat, aby se převedla na přímkový tvar

$$\begin{aligned} P_2 &= C \cdot t^n \\ \log P_2 &= \log C + n \cdot \log t \end{aligned} \quad (19)$$

Grafem této funkce v souřadnicích $y = \log P_2$ a $x = \log t$ je přímka, u níž po vhodném proložení vyneseny body ze záznamu je $\log C$ úsekem na ose y a n směrnici této přímky. Obě hodnoty lze z grafu odměřit. Konstanta C se snadno stanoví z hodnoty logaritmu, konstanta n je odměřena přímo. Stejný postup se zvolí u všech m strojů zvoleného výběrového souboru.

4. Konstanty C_i a n_i se dosadí do soustavy $k = m$ rovnic (15), po jejichž vyřešení výpočetní technikou se získají jednotlivé hodnoty t_i pro každý stroj předpokládaného výběrového souboru.

5. Dosazením hodnot A , B , t_i do vztahu (4) se pro každý stroj výběrového souboru stanoví hodnota měrných nákladů, příslušející hodnotě t_i .

6. Hledaná průměrná hodnota měrných nákladů $\overline{U}_m(t)$ se pak snadno stanoví pomocí vztahu, analogického vztahu (11), čili

$$\overline{U}_m(t) = \frac{\sum_{i=1}^m U_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m t_i} \quad (20)$$

kde: m — počet strojů ve zvoleném výběrovém souboru

Druhá fáze stanovení optimální doby používání konkrétního stroje v provozu probíhá, jak bylo uvedeno, u uživatele stroje. Pro vyřešení vztahu (18), kterým se optimální doba používání daného stroje určuje, zbývá určit konstanty C_i a n_i tohoto konkrétního stroje. Postup je obdobný s postupem již uvedeným:

a) u uvažovaného stroje se tabelárně či graficky zaznamenávají jednotlivé druhy nákladů pro řešení vztahů (1) a (2);

- b) logaritmy získaných hodnot progresivně narůstajících nákladů se vynášejí do grafu se souřadnými osami $y = \log P_2$ a $x = \log t$;
- c) odměřením z grafu se stanoví hodnoty n_i a $\log C_i$, čímž je po snadném zjištění hodnoty C_i umožněno dosadit všechny potřebné parametry do vztahu (18) a vypočítat optimální dobu používání uvažovaného konkrétního stroje — tedy vyřešit základní zadanou úlohu.

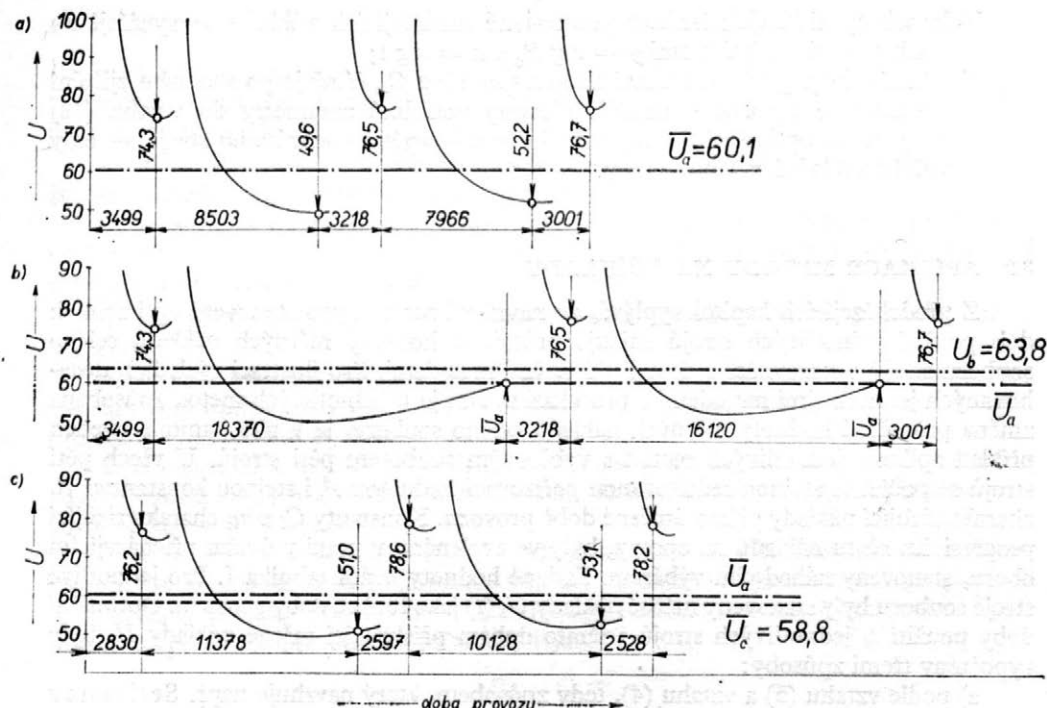
3.2 APLIKACE METODY NA PŘÍKLADU

Z předcházejících kapitol vyplývá, že navržená metoda pro stanovení optimálních dob použití jednotlivých strojů snižuje průměrné hodnoty měrných nákladů celého souboru strojů v porovnání s dosud užívanými metodami. Pro ilustraci výsledků, dosažených jednotlivými metodami a pro ukázkou, čím je u jednotlivých metod způsobena změna průměrné hodnoty měrných nákladů celého souboru, je v této kapitole uveden příklad aplikace jednotlivých metod s výběrovým souborem pěti strojů. U všech pěti strojů se počítá se stejnou redukovanou pořizovací hodnotou A i stejnou konstantou B , charakterizující náklady přímo úměrné době provozu. Konstanty C_i a n_i , charakterizující progresivitu růstu nákladů na opravy, byly ve zvoleném, v praxi v úvahu přicházejícím oboru, stanoveny náhodným výběrem. Zadané hodnoty uvádí tabulka I. Pro jednotlivé stroje souboru byly stanoveny měrné náklady $U_i(t)$ jako funkce doby provozu. Optimální doby použití t_i jednotlivých strojů i těmto dobám příslušející měrné náklady U_i byly vypočteny třemi způsoby:

- a) podle vztahu (5) a vztahu (4), tedy způsobem, který navrhuje např. Selivanov (1964); průměrná hodnota měrných nákladů $\overline{U}_a$ (obr. 6, pos. a) je vypočtena podle vztahu (7);
- b) podle Popova (1964) — u strojů, jejichž hodnota $U_i < \overline{U}_a$ (tedy u strojů kvalitních), byla prodloužena doba použití až do období, kdy platí, že $U_i = \overline{U}_a$; stroje s hodnotou $U_i > \overline{U}_a$ byly vyřazeny tehdy, když funkce $U_i(t)$ dosáhla lokálního minima; průměrná hodnota měrných nákladů $\overline{U}_b$ (obr. 6, pos. b) byla s dosazenými novými hodnotami měrných nákladů vypočtena podle vztahu, analogického vztahu (7);
- c) podle nového vlastního návrhu postupem uvedeným v kap. 3.1 podle vztahu (18); základní konstanty byly stejné jako u předchozích případů — nebyly tedy zjišťovány v provozu.

I. Zadané hodnoty příkladu

i [číslo stroje]	1	2	3	4	5
A [Kčs]	100 000				
B [Kčs · h ⁻¹]	30				
C_i	2,64	1,00	1,50	3,26	0,27
n_i	2,80	2,50	3,00	2,30	3,50



6. Výsledky různých aplikovaných metod výpočtu optimální doby používání strojů na příkladu se stejnými výchozími podklady
 a — výsledky podle metody Selivanova; b — výsledky podle metody Popova;
 c — výsledky podle vlastní navržené metody
 $\bar{U}_a, \bar{U}_b, \bar{U}_c$ — průměrné hodnoty měrných nákladů celého souboru, vypočtené podle různých metod

Výsledky všech výpočtů jsou uvedeny na obr. 6. Jsou na něm dokumentovány tyto skutečnosti:

1. Nejpriznivějšího výsledku, tj. nejnižší hodnoty měrných nákladů, bylo dosaženo nově navrženou metodou výpočtu, nejméně příznivý je výsledek dosažený podle Popova (1964.)
2. Průměrná hodnota měrných nákladů se u nově navržené metody snižuje tím, že kvalitní stroje jsou používány déle, než odpovídá lokálnímu minimu jejich funkce $U_i(t)$ a méně kvalitní stroje jsou z provozu vyřazovány dříve, než je lokálního minima jejich funkce $U_i(t)$ dosaženo.

4. ZÁVĚR

Vyřazovat stroje z provozu tehdy, je-li u každého z nich dosaženo lokálního minima měrných nákladů jako funkce doby provozu, není nejvýhodnějším způsobem stanovení optimální doby používání, jak se dosud všeobecně předpokládalo. Bere-li se v úvahu existující variabilita ve fyzické životnosti, a tím i variabilita v progresivitě narůstání nákladů na opravy, lze nalézt u jednotlivých strojů takové optimální doby použití, kdy nikoliv jejich individuální měrné náklady, nýbrž průměrná hodnota měrných nákladů celého souboru strojů bude minimální.

Navržená metoda řeší problém optimální doby použití stroje jen ve vymezených hranicích — nepočítá s působením morálního opotřebení obou forem a měrné náklady pokládá za spojitou funkci doby provozu. Zahrnutí těchto otázek do rámce navržené metody by mělo následovat, aby tak byla vytvořena komplexní metoda výpočtu.

Podstaty navržené metody může být využito i při dalších optimalizačních výpočtech, někdy dokonce s vyšším efektem než v aplikovaném případě optimální doby použití stroje. Metoda je např. použitelná při výpočtu mezného opotřebení podle ekonomického či technologického kritéria, při optimalizaci diagnostiky apod.

Literatura

- HAVLÍČEK J., 1966, Příspěvek k řešení optimální doby používání stroje v provozu. Sborník vědeckých prací mechanizační fakulty VŠZ Praha, SPN.
KAZARCEV V. I., 1961, Remont mašin. Selchozizdat, Moskva.
KONZON A. S., 1963, Ekonomika oprav strojů. SNTL, Praha.
NITSCHKE K., 1964, Über das Abnutzungsverhalten und die Instandhaltungseignung von Landmaschinen und Traktoren. Deutsche Agrartechnik 10: 445-448.
POPOV V. P., 1964, O долговечности маšin. Стаť ze сборнику Теория надожности i теория массового обслуживания. Энергия, Moskva.
SELIVANOV A. I., 1964, Основы теории старения маšin. Машиностроение, Moskva.
SCHAEFFER, KEHNERT W., 1957, Kosten und Wirtschaftlichkeit des Landmaschineneinsatzes. Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, München.

Došlo dne 4. 12. 1969

Влияние изменчивости физического срока службы на определение оптимального периода эксплуатации машины

Из анализа существующих методов определения оптимального периода эксплуатации машины вытекает, что в подавляющем большинстве машины принимаются во внимание изолированно. При вычислении оптимального периода эксплуатации ищут свою очередь минимум удельных затрат для каждой машины отдельно. Основная мысль предлагаемого метода заключается в определении оптимального периода эксплуатации каждой машины в отдельности таким образом, чтобы были достигнуты минимумы удельных затрат для комплекта машин в целом, т. е. минимума средней стоимости. В статье приведена функция средних величин удельных затрат целого комплекта машин, если первая частная производная этой функции по t_i равняется нулю, возникает система уравнений, позволяющих решить оптимальный период эксплуатации отдельных машин. Возможность снижения средней величины удельных затрат всего комплекта машин по сравнению с применяемыми, до сих пор методами была доказана не только математически, но и на примере.

The Influence of the Variability of the Physical Service Life on the Determination of the Optimum Length of Time of the Use of Machines in Operation

From an analysis of the methods applied hitherto for a determination of the optimum length of time of the use of machines in operation it can be seen that in an absolute majority of cases individual machines are considered isolated. In the calculations of the optimum length of time of operation the minimum specific costs are investigated again individually for the different machines. The basic idea of the suggested method is a determination of the optimum length of time of the use of individual machines in a way making it possible to obtain a minimum of specific costs for the whole group of machines, i. e. a minimum of the average value. The authors state the functions of the average specific costs of the whole group of machines. If the first partial derivation of this function according to t_i equals zero, there arises a system of equations making it possible to examine the optimum length of time of the use of the individual machines. The possibility of a lowering of the average value of the specific costs of the whole group of machines in comparison with the hitherto applied methods was proved mathematically and supported by means of an example.

Einfluß der Variabilität der physischen Lebensdauer auf die Bestimmung der optimalen Anwendungszeit der Maschinen im Betrieb

Aus der Analyse der bisherigen Methoden zur Bestimmung der optimalen Anwendungsdauer der Maschinen im Betrieb ergibt sich, daß in absoluter Mehrzahl der Fälle mit einzelnen Maschinen isoliert gerechnet wird. Bei den Errechnungen der optimalen Einsatzzeiten werden Minima der spezifischen Aufwände wiederum isoliert für einzelne Maschinen gesucht. Als Grundgedanke der vorgeschlagenen Methode ist die optimale Anwendungszeit der einzelnen Maschinen so festzustellen, daß ein Minimum der spezifischen Aufwände des ganzen Maschinenkomplexes erreicht wird, also das Minimum des Mittelwertes. Die Funktion der durchschnittlichen Werte bei spezifischen Aufwänden des ganzen Maschinenkomplexes ist angeführt; ist die erste partielle Ableitung dieser Funktion nach t_i gleich Null, entsteht ein Gleichungssystem, das die optimale Anwendungsdauer bei einzelnen Maschinen erlaubt. Die Möglichkeit, den Mittelwert der spezifischen Aufwände beim ganzen Maschinenkomplex gegenüber den bisher angewendeten Methoden zu verringern, wurde mathematisch nachgewiesen und am Beispiel dargestellt.

Adresa autorů:

Doc. ing. Ladislav Pejša, CSc., ing. Václav Legát, doc. ing. Jaroslav Havlíček, CSc., mechanizační fakulta Vysoké školy zemědělské v Praze, Praha 6 — Suchbát

Rukopis odevzdán k tisku 18. 3. 1970 — Podepsáno k tisku 19. 5. 1970

Růžička M.: Práce mechanizační fakulty VŠZ v Praze	103
Břečka J.: Prosévání půdy na prutovém dopravníku s ohledem na poškození brambor	105
Kadlec V.: Proudění vzduchu v klecích pro chov nosnic	119
Vorlíček J.: Energetická náročnost rotačních křídlových vývěv	131
Vopálenský V.: Experimentální vyšetřování závislosti mezi opotřebením vybraných přesných součástí vstřikovacího čerpadla a jeho provozními parametry	139
Pejša L., Legát V., Havlíček J.: Vliv variability fyzické životnosti na stanovení optimální doby používání strojů v provozu	149

СОДЕРЖАНИЕ

Бречка Й.: Просеивание почвы на прутковом транспорте с учетом повреждения клубней картофеля (115). — Кадлец В.: Движение воздуха в клетках для содержания кур-несушек (129). — Ворличек Й.: Энергетическая требовательность ротационных крыльчатых вакуумных насосов (137). — Вопаленский В.: Экспериментальное исследование зависимости между износом выбранных точных деталей впрыскивающего насоса и его эксплуатационными параметрами (147). — Пейша Л., Легат В., Гавличек Й.: Влияние изменчивости физического срока службы на определение оптимального периода эксплуатации машины (157).

CONTENT

Břečka J.: Sifting of Soil on an Elevator Digger with Regard to the Damaging of Potatoes (115). — Kadlec V.: Air Currents in Batteries for the Keeping of Laying Hens (129). — Vorlíček J.: The Energetic Requirements of Rotary Wing Pumps (137). — Vopálenský V.: Experimental Investigation of the Mutual Dependences between the Wearing of Selected Precise Component Parts of an Injection Pump and its Operational Parameters (147). — Pejša L., Legát V., Havlíček J.: The Influence of the Variability of the Physical Service Life on the Determination of the Optimum Length of Time of the Use of Machines in Operation (157).

INHALT

Břečka J.: Erdabsiebung auf der Siebkette hinsichtlich der Kartoffelbeschädigung (116). — Kadlec V.: Luftströmung in Käfigen für die Legehennenzucht (129). — Vorlíček J.: Energiebedarf der Rotationskapselluftpumpe (138). — Vopálenský V.: Experimentelle Untersuchung der Abhängigkeiten zwischen dem Verschleiß der ausgewählten Präzisionsbestandteile der Einspritzpumpe und ihren Betriebsparametern (148). — Pejša L., Legát V., Havlíček J.: Einfluß der Variabilität der physischen Lebensdauer auf die Bestimmung der optimalen Anwendungszeit der Maschinen im Betrieb (158).

TABLE DES MATIÈRES

Břečka J.: Le tamisage du sol sur le transporteur à lattes en tenant compte de l'endommagement des pommes de terre (res. An/115). — Kadlec V.: Le courant d'air dans les cages à élevage des pondeuses (130). — Vorlíček J.: Exigences énergétiques posées sur les pompes à vide rotatives (res. An/137, Al/138). — Vopálenský V.: L'étude expérimentale portant sur les dépendances entre l'usure des pièces choisies de la pompe d'injection et entre ses paramètres d'exploitation (res. An/147, Al/148). — Pejša L., Legát V., Havlíček J.: L'influence de la variabilité de la longévité physique sur la détermination de la durée optimisée de l'exploitation des machines dans les conditions d'exploitation (res. An/157, Al/158).

MAĎARSKO MINULOSTI BYLO ZEMĚDĚLSKÝM STÁTEM

MAĎARSKO DNEŠNÍ JE ZEMĚDĚLSKOU A PRŮMYSLVOU ZEMÍ

**OSVĚDČENÉ MAĎARSKÉ ZEMĚDĚLSKÉ STROJE
ZVYŠUJÍ PRODUKTIVITU PRÁCE**

TRAKTORY

- D4K-B; 90 k, s pohonem všech kol
- UE-50, 55 k, s pohonem všech kol a s celou řadou zařízení pro zemědělské a lesnické práce

SUŠICÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZEMĚDĚLSKÉ POTŘEBY

- LKB a MGF středních a vysokých výkonů
- Palivo: topný olej
- Od vojtěšky až k zelené krmné moučce
- Úsporný způsob sušení

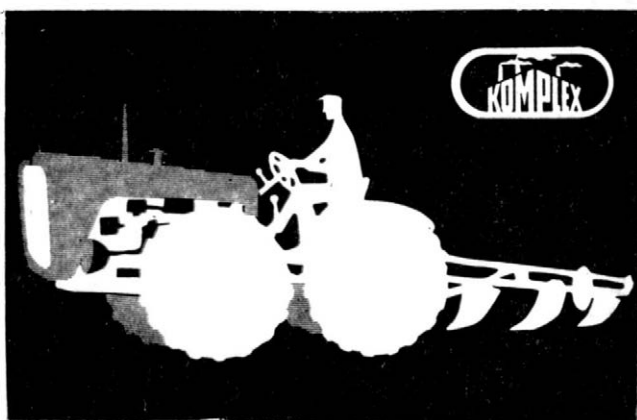
STROJE PRO OCHRANU ROSTLIN

Exportuje: K O M P L E X

**MAĎARSKÝ PODNIK ZAHRANIČNÍHO OBCHODU
PRO TOVÁRNÍ ZAŘÍZENÍ**

Budapešť VI, Népköztársaság útja 10 • Pošt. příhr. 125, Budapešť 5
Telex 610 • Telegramy: Komplex Budapest

**Informace podává: Velvyslanectví Maďarské lidové republiky, obchodní oddělení
Štěpánská 49, Praha 2**



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 MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, Legerova 22, Praha 2.