



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

6-7

ROČNÍK 18 (XLV)
PRAHA
ČERVEN
ČERVENEC 1972
CENA 20 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1971

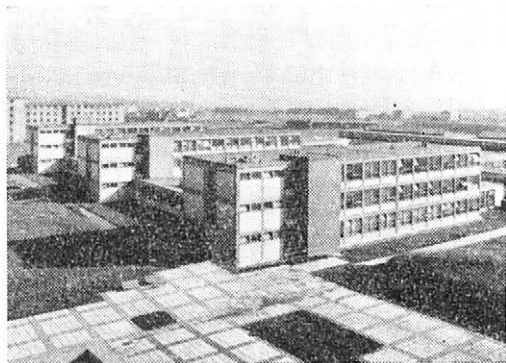
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací. Vychází měsíčně. Redakce: Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,-.

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

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

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

Le journal scientifiques 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.



Dvacet let činnosti mechanizační fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze

S rozvojem zemědělského vysokého školství se vyvíjejí také disciplíny zemědělské techniky. Vývoj, který směřoval ke změnám zemědělského školství včetně vysokých škol, byl ovlivněn snahou škol samých, potřebami zemědělské výroby a na neposledním místě změnami ve výzkumu i ve výrobě jak u nás, tak i v zahraničí.

Pokud jde o mechanizaci zemědělství, vypracovali vysokoškolští pracovníci kolem roku 1950 několik návrhů, vedených snahou zlepšit přípravu vysokoškolsky vzdělaných odborníků a prohloubit znalosti a specializaci v otázkách mechanizace. V zahraničí v té době buď již existovala vysokoškolská výchova pracovníků z oboru mechanizace zemědělství, nebo se postupně taková učiliště zakládala. To vše mělo také u nás vliv na další vývoj výchovy vysokoškolských pracovníků z oboru mechanizace zemědělství.

Během roku 1951 se intenzívně pracovalo na návrhu samostatné fakulty mechanizace. Konečný návrh, předložený koncem roku 1951, předpokládal zřízení fakulty mechanizace na Vysoké škole zemědělské v Praze.

Návrh mohl čerpat ze zkušeností posledních let i z dost dlouhé historie výuky disciplín zemědělské techniky. Před zřízením samostatné fakulty byla čtyřletá specializace — směr mechanizační s vlastním učebním plánem. O výuku se starala poměrně dobře vybudovaná katedra mechanizace. Před čtyřletou specializací existovaly návrhy na dvouletou užší specializaci ve vyšších ročnících.

Základem pro vznik oboru mechanizace v rámci vysokého zemědělského školství byla po roce 1945 dvě pracoviště Vysoké školy zemědělského a lesního inženýrství ČVUT v Praze: Ústav hospodářských strojů a technické mechaniky a Státní autorizovaný ústav pro zkoušení hospodářských strojů a motorů — tehdy se sídlem v Uhřetěvsi u Prahy.

V roce 1952 (3. června) vyšlo Usnesení o nové organizaci zemědělského školství. V rámci Vysoké školy zemědělské v Praze byly zřízeny samostatné fakulty, mezi nimi i fakulta mechanizační. Usnesení z června 1952 dalo organizační základ a vytvořilo předpoklad pro výchovu inženýrských pracovníků z oboru mechanizace zemědělství.

Již v návrhu na zřízení samostatné mechanizační fakulty byly stanoveny tři základní úkoly:

1. Vychovávat vysokoškolské technické pracovníky pro obor mechanizace zemědělství hlavně pro tato pracoviště: strojně traktorové stanice, státní statky, jednotná zemědělská družstva, krajské a ústřední opravné zemědělských strojů, výzkum v oboru mechanizace a jako učitele středních zemědělských škol.
2. Vykonávat vědeckou a výzkumnou práci v oboru mechanizace zemědělství.
3. Zvyšovat kvalifikaci techniků strojně traktorových stanic a učitelů středních mechanizačních zemědělských škol v doškolovacích kursech.

Na fakultě začalo pracovat sedm kateder: matematicko-fyzikální, mechaniky, elektrifikace, zemědělských strojů, traktorů a automobilů, opravárenství, využití strojně traktorového parku. Poměrně dlouhou dobu — 10 let — to byla jediná fakulta, která vychovávala inženýry zemědělské techniky. K tomu je třeba připomenout, že šlo o fakultu novou, bez tradice, s některými novými učitelskými i vědními disciplinami, pro něž u nás velmi často nebyl vzor a nebyli v některých případech k dispozici ani zkušení pracovníci.

Dosavadní činnost fakulty lze rozdělit na dvě období, a to první v letech 1952—1962 a druhé od roku 1962 až dosud.

První léta činnosti fakulty byla ovlivněna nedostatkem odborných pracovníků v novém vědním oboru mechanizace zemědělství. Bylo proto nutné zvolit cestu výchovy mladých lidí na jednotlivých katedrách fakulty. Vedle potíží personálních byly po určitou dobu i potíže prostorové, hlavně pro budování cvičeben a laboratoří.

V pedagogické činnosti (hlavní náplní fakulty v tomto období) se soustředila veškerá snaha na vlastní výuku. Pedagogická činnost včetně přípravy a zařizování laboratoří vyčerpala téměř všechny časové možnosti pracovníků fakulty. Řada prací měla — zvláště u nově zaváděných předmětů — povahu činnosti odborné a vědeckovýzkumné. Časové možnosti pro vlastní vědeckovýzkumnou práci byly velmi omezené. Přesto však již v roce 1955 byly předloženy k obhajobě první kandidátské disertační práce.

V roce 1954 začíná na fakultě rovněž výuka formou studia při zaměstnání — dálkové studium.

V prvním období nastávají pouze menší změny ve struktuře kateder. Byla rozdělena katedra matematicko-fyzikální na dvě samostatné katedry, vznikla katedra mechanické technologie a katedra vnitropodnikové mechanizace a elektrizace. Složení kateder z roku 1952 odpovídá současnému stavu v roce 1972.

V roce 1954 bylo rozhodnuto připravovat výstavbu nových objektů Vysoké školy zemědělské; první etapou výstavby byla právě mechanizační fakulta.

Prvních 10 let činnosti bylo zhodnoceno na konferenci mechanizační fakulty v roce 1962. Na této vědecké konferenci byla vedle odborných referátů kladně zhodnocena také celková činnost fakulty v uplynulém období, a to jak se strany absolventů, tak i zástupci výzkumných ústavů, ministerstev a vysokých škol.

Druhé desetiletí činnosti fakulty (1962—1972) je charakterizováno spíše prvky kvalitativními. Na úseku pedagogickém se věnuje větší pozor-

nost náplni jednotlivých předmětů, vypracování vysokoškolských učebnic a modernizaci výuky.

Do roku 1964 probíhala dostavba nových objektů fakulty v Suchdole. V dalších několika letech bylo vynaloženo mnoho úsilí na dobudování cvičeben, výukových laboratoří a laboratoří pro výzkumné, popřípadě experimentální práce; toto úsilí spočívalo převážně na pracovnících fakulty.

V tomto druhém období se vedle pedagogické a vědeckovýzkumné činnosti plně rozvíjí také mimoškolská odborná spolupráce fakulty i kateder s ostatními vysokými školami stejného nebo příbuzného oboru, s výzkumnými ústavami, s výrobními zemědělskými i strojírenskými závody v ČSSR i v zahraničí.

Struktura kateder zůstává v podstatě zachována. Významnou změnou na fakultě je zřízení samostatného pracoviště při katedře materiálu a technologie — „Ústředních vývojových dílen“ (v r. 1965), které jsou důležitým účelovým zařízením pro celou školu jak pokud jde o úsek pedagogické činnosti (výroba speciálních učebních pomůcek), tak o úkoly vědeckovýzkumné činnosti.

Rozsah a výsledky pedagogické činnosti za celé období činnosti fakulty lze částečně posoudit podle počtu absolventů. V uplynulých dvaceti letech složilo na mechanizační fakultě závěrečnou státní zkoušku více než 1500 posluchačů. V letech 1953—1962 skončilo studium celkem 716 absolventů (z toho 660 při řádném a 56 při dálkovém studiu). V letech 1963 až 1972 skončilo studium celkem 862 absolventů (z toho 742 na řádném a 120 na dálkovém studiu). V současné době (ve školním roce 1971—1972) studuje na mechanizační fakultě 710 posluchačů (z toho 620 při řádném a 90 při dálkovém studiu). Na fakultě pracuje na devíti katedrách (včetně „Ústředních vývojových dílen“ a „Učiliště pro výcvik řidičů“) celkem 171 zaměstnanec (z toho je 97 učitelských sil, 5 řádných aspirantů a 69 neučitelských sil).

Vědeckovýzkumná činnost se rozvíjí hlavně v druhém desetiletí a dostává se jí potřebného zastoupení jak v činnosti učitelských sil, tak v nových laboratorních objektech. Za uplynulých dvacet let bylo vyřešeno 49 výzkumných úkolů, z toho dost velký počet v posledních letech (1966 až 1970) — 35 výzkumných úkolů. 75 % výzkumných úkolů bylo součástí celostátně sledovaného výzkumného programu.

Za dobu svého působení vychovala fakulta 30 kandidátů věd pro vlastní potřebu a mnohé další pro jiná pracoviště.

Při expertizní činnosti v rozvojových zemích působilo několik pracovníků dohromady 9 let.

Ze současné odborné a vědeckovýzkumné činnosti kateder fakulty je možné uvést alespoň některé příklady: experimentální a teoretické metody pro agrofyzikální výzkum, výzkum vlastností zemědělských materiálů, problematika sklizně brambor, lnu, ovoce a zeleniny, výzkum pracovních orgánů strojů v živočišné výrobě, teorie spolehlivosti zemědělské techniky, rozbor činnosti spalovacích traktorových motorů, rozborů výukových plynů spalovacích motorů, výzkum pohybu zemědělského traktoru, výzkum závlahové techniky.

Zvýšila se rovněž úroveň vybavení pracovišť fakulty, což opět ukazují některé příklady zařízení používaných na fakultě: analogový počítač, rychlokamera, klimatizační komora, dynamometr pro měření výkonů jednotlivých válců motoru pro celkovou diagnostiku traktorů bez demontáže, analyzátor

výfukových plynů, osciloskop pro snímání indikátorových diagramů, válcová zkušebna pro tahové zkoušky traktorů.

Odborná veřejnost je s většinou prací seznamována mimo jiné i články v časopisu *Zemědělská technika*, kde např. v posledních deseti letech publikovali pracovníci fakulty 62 články.

Rovněž toto tematické číslo, vydávané při dvacátém výročí založení fakulty, uveřejňuje příklady prací řešených na jednotlivých pracovištích fakulty.

Rychlý a široký rozvoj všech oborů, tedy i oboru mechanizace zemědělství, vyžaduje, aby se absolventi vysokých škol pravidelně seznamovali s novými teoretickými i praktickými otázkami oboru. Proto je také na fakultách Vysoké školy zemědělské v Praze organizováno postgraduální studium.

Organizace postgraduálního studia na mechanizační fakultě vychází ze skutečností vzniklých za 20 let trvání fakulty, z rychlého rozvoje zemědělské techniky a z toho, že zatím se postgraduální studium uplatňovalo jen v nepatrném rozsahu.

Fakulta uspořádá postupně postgraduální studium v těchto základních směrech:

- a) Projektování strojních linek v rostlinné výrobě, operativní řízení techniky v podmínkách kooperujících zemědělských podniků vybavených vysoce výkonnými stroji.
- b) Projektování strojních linek v podmínkách koncentrované a specializované živočišné výroby.
- c) Úprava, konzervace, skladování a doprava produktů a potřeb zemědělské výroby v podmínkách rozvinutého agrokomplexu se zaměřením na techniku a na její efektivní využití.
- d) Zabezpečování spolehlivosti a provozuschopnosti zemědělské techniky v podmínkách kooperujících zemědělských závodů.
- e) Technologie a organizace oprav ve specializovaných podnicích (STS, opravny zemědělských strojů).
- f) Postgraduální studium pro učitele středních zemědělských technických škol, kteří vyučují odborné technické předměty.

V nejbližší době bude zahájeno postgraduální studium ve směru d) — Zabezpečení spolehlivosti zemědělské techniky (1972) a f) — Pro učitele SZTŠ (1973).

Dvacet let činnosti představuje časový úsek, za který je možné hodnotit i takové pracoviště, jako je fakulta vysoké školy. Přes určité nedostatky, pramenící v mnohém z vývojové etapy, lze uplynulých dvacet let hodnotit kladně. Svědčí pro to výsledky pedagogické a politicko-výchovné činnosti při výchově více než 1500 absolventů, na úseku vědeckovýzkumné činnosti řada dokončených výzkumných úkolů — většinou státních a resortních, obhájení určitého počtu kandidátských disertačních prací a prací habilitačních, jakož i rozsáhlá odborná a společenská mimoškolská činnost mnoha pracovníků fakulty.

Vývoj uplynulých let, dvacet let působnosti fakulty a současný stav na ní skýtají předpoklad, že i v budoucnosti splní fakulta neméně náročné úkoly pedagogické, politickovýchovné, vědeckovýzkumné i mimoškolské.

Ing. Vladimír S u c h ý, CSc., vědecký redaktor čísla

Mechanismy s kývajícím válcem se používají k přenosu značných výkonů. Vahadlo přenáší zatížení buď pouze v některé poloze, jako např. u mechanismů upínacích, nebo se zatížení mění s natočením vahadla, jako např. u sklápěček, ramen zvedáků, při stříhání materiálů apod. Podmínky činnosti vahadla jako pracovního členu mechanismu jsou v podstatě dány technologickými požadavky. Závěs válce je buď na hlavě válce, nebo je uspořádán jako mezilehlý.

PŘEVODOVÉ POMĚRY

K řešení různých technologických úloh potřebujeme především znát průběh převodové funkce (Šebanov 1965a). Převod počítáme od válce 4 k vahadlu 2 (obr. 1). Běžně vycházíme z předpokladu, že u navrhovaného mechanismu má být využit celý zdvih Z . Toho dosáhneme při uspořádání závěsu válce obecně jako mezilehlého se vzdáleností závěsu u . Pro mechanismus v základní poloze můžeme podle obr. 1 psát pro trojúhelník AB_0C

$$Z - u = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \beta_0}$$

Podobně pro mechanismus v obecné poloze můžeme podle obr. 1 psát

$$Z + z - u = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos (\beta + \beta_0)}$$

Diferencováním poslední rovnice dostaneme

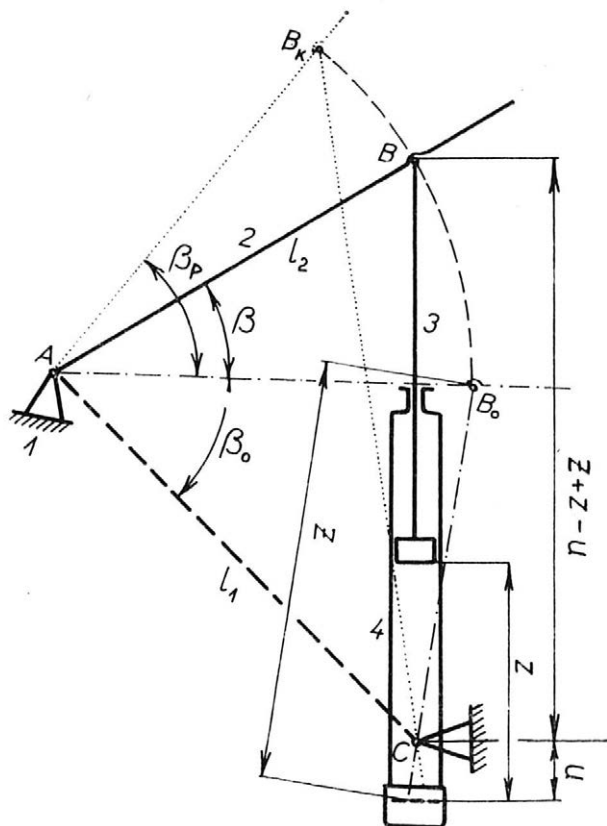
$$dz = \frac{2l_1l_2 \sin (\beta + \beta_0)}{2 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos (\beta + \beta_0)}} d\beta$$

Převod mechanismu podle obr. 1 můžeme nyní vyjádřit vztahem

$$\frac{d\beta}{dz} = \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos (\beta + \beta_0)}}{l_1l_2 \sin (\beta + \beta_0)}$$

Všimneme si, že převodová funkce nezávisí na celkovém zdvihu Z , ani na poloze závěsu u . Naproti tomu si povšimneme toho, že převodová funkce je zde rozměrová s dimenzí $\frac{1}{\text{jednotka délky}}$.

1. Schéma mechanismu s kývajícím válcem a vahadlem

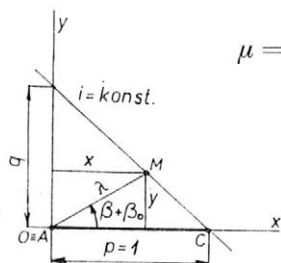


Ke zjednodušení dalších úvah je proto výhodné zavést bezrozměrnou převodovou funkci

$$\mu = \frac{d\beta}{dz} l_1 = \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos(\beta + \beta_0)}}{l_2 \sin(\beta + \beta_0)}$$

Označíme-li poměr délek $\frac{l_2}{l_1} = \lambda$, můžeme pravou stranu rovnice upravit na tvar

$$\mu = \frac{d\beta}{dz} l_1 = \frac{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(\beta + \beta_0)}}{\lambda \sin(\beta + \beta_0)} \quad (1)$$



Jakou závislost udává podmínka $\mu = \text{konstante}$, můžeme poznat např. tak, že od soustavy polárních souřadnic $O[\lambda, (\beta + \beta_0)]$ přejdeme k pravoúhlé souřadné soustavě $O(x, y)$ — obr. 2.

2. Transformace souřadnic

Libovolnému bodu M přísluší v kartézské soustavě souřadnice (x_M, y_M) , v soustavě souřadnic polárních souřadnic $[\lambda, (\beta + \beta_0)]$. Vzájemný vztah obou souřadných soustav udávají rovnice

$$x = \lambda \cos(\beta + \beta_0) \quad \text{a naopak} \quad \lambda = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$y = \lambda \sin(\beta + \beta_0) \quad \text{tg}(\beta + \beta_0) = \frac{y}{x}$$

Označíme-li konstantní hodnotu převodu $\mu \equiv i$, můžeme rovnici (1) psát ve tvaru

$$i^2 y^2 = 1 + x^2 + y^2 - 2x$$

Odtud je

$$y^2(i^2 - 1) = (1 - x)^2$$

Po odmocnění a úpravě

$$\pm \frac{y}{\sqrt{i^2 - 1}} + x = 1$$

Porovnáním s úsekovým tvarem rovnice přímky

$$\frac{x}{p} + \frac{y}{q} = 1$$

dostaneme v našem případě

$$p = 1 ; \quad q = \pm \frac{1}{\sqrt{i^2 - 1}}$$

Čáry konstantního převodu $i = \text{konst.}$ jsou tedy přímky procházející bodem C o souřadnicích $y_C = 0, x_C = 1$. Tyto přímky tvoří svazek. K rychlému sestrojení libovolné přímky $i = \text{konst.}$ použijeme podle obr. 3 relaci

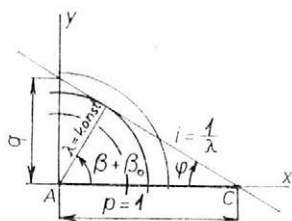
$$\operatorname{tg} \varphi = q = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$$

Podle předchozího rozboru je

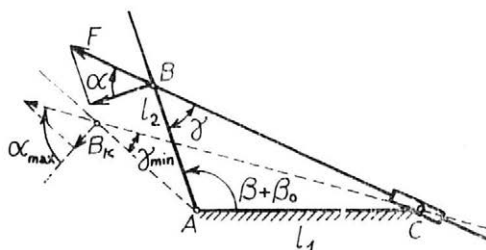
$$q = \pm \frac{1}{\sqrt{i^2 - 1}}$$

Odtud

$$i = \pm \sqrt{\frac{1 - \lambda^2 + \lambda^2}{\lambda^2}} = \pm \frac{1}{\lambda}$$



3. Konstrukce čáry konstantního převodu



4. Tlakové úhly α a transformační úhly γ

Zakreslíme tedy nejprve soustavu soustředných kružnic $\lambda = \text{konst.}$ Tečny k těmto kružnicím, vedené z bodu $C(1, 0)$, jsou hledanými přímkami $i = \pm \frac{1}{\lambda}$.

TRANSFORMAČNÍ ÚHLÝ

V další části se budeme zabývat přenosem síly z pístu na vahadlo. Podle obr. 4 můžeme k určení momentu M síly F vzhledem k bodu A použít tlakového úhlu α

$$M = l_2 F \cos \alpha$$

Aby nedocházelo ke vzpříčení mechanismu, volí se obvykle maximální přípustná hodnota tlakového úhlu

$$\alpha_{max} \leq 60^\circ$$

Místo tlakového úhlu se však dá vhodněji užít tzv. úhlu transformačního (úhlu přenosu síly) γ . Je to doplňkový úhel k úhlu tlakovému

$$\gamma = 90^\circ - \alpha$$

Vhodnost jeho užití vyplývá ze skutečnosti, že transformační úhel je jedním z geometrických parametrů kinematického schématu (obr. 4). V našem případě je to vnitřní úhel v trojúhelníku ABC . Poněvadž je to úhel doplňkový, bude jeho krajní přípustná hodnota

$$\gamma_{min} = 90^\circ - \alpha_{max} \text{ tj. u nás } \gamma_{min} \geq 30^\circ$$

Použijeme-li výše zavedeného bezrozměrného vyjádření, můžeme pro transformační úhel psát podle obr. 5

$$\lambda \sin \gamma = \sin [\pi - (b + \gamma)] = \sin (b + \gamma)$$

$$\lambda \sin \gamma = \sin b \cos \gamma + \cos b \sin \gamma \cdot \frac{1}{\cos \gamma}$$

$$\lambda \operatorname{tg} \gamma - \cos b \operatorname{tg} \gamma = \sin b$$

Odtud máme

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\sin b}{\lambda - \cos b} \quad (2)$$

kde: $b = \beta + \beta_0$

Dále položíme $\gamma = \text{konstante}$, a tedy také $\operatorname{tg} \gamma = K$.

V kartézské souřadné soustavě $A(x, y)$ píšeme rovnici (2)

$$K = \operatorname{tg} \gamma = \frac{\frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}}}{\frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} - \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}}} = \frac{y}{x^2 + y^2 - x}$$

Odtud po úpravě

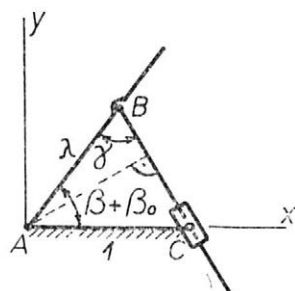
$$x^2 + y^2 - x - \frac{y}{K} = 0$$

Snadno poznáme, že se jedná o rovnici kružnice. Porovnáním s rovnici

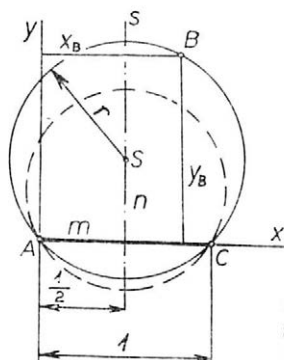
$$(x - m)^2 + (y - n)^2 = r^2$$

dostaneme

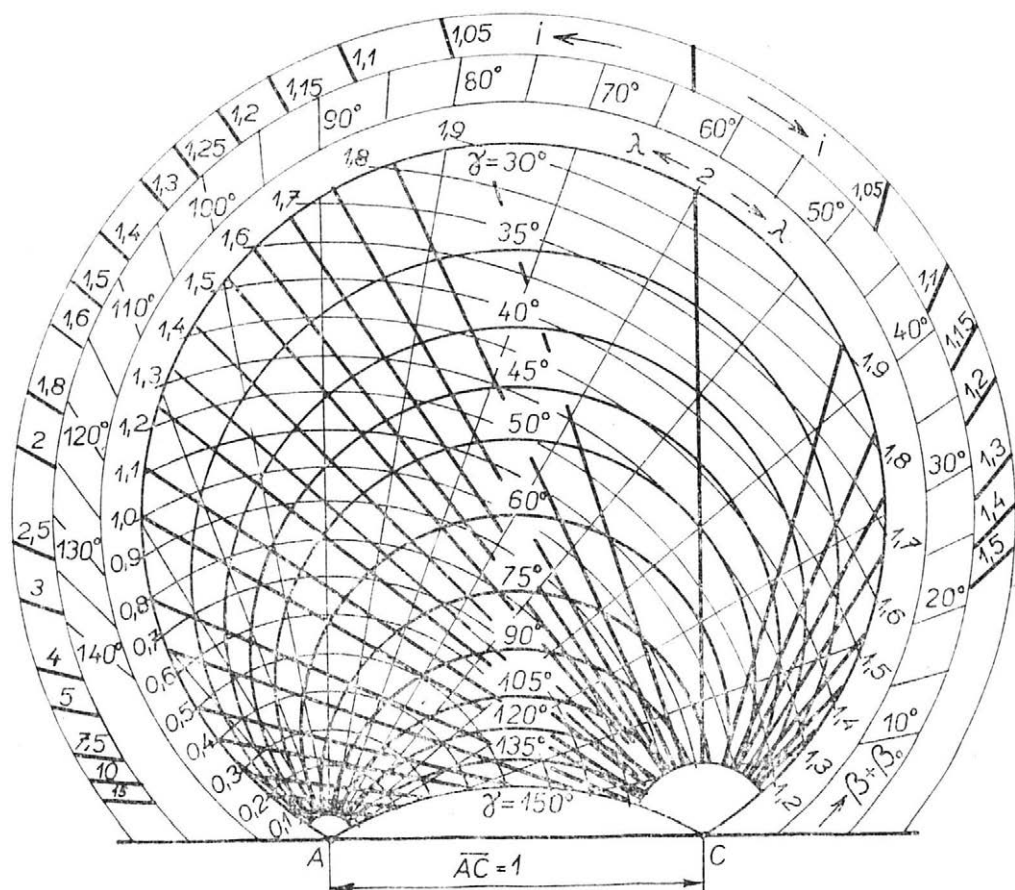
$$M^2 + n^2 = r^2$$



5. Bezrozměrné schéma
— obecný trojúhelník



6. Konstrukce čáry konstantního transformačního úhlu



7. Kruhový polární diagram pro výběr optimálního bezrozměrného schématu mechanismu s kývajícím válcem a vahadlem

tj. pro podmínku $\operatorname{tg} \gamma = K$ máme soustavu kružnic, které procházejí počátkem $O \equiv A$. Dále bude platit

$$2m = 1 ; \quad m = \frac{1}{2}$$

tj. středy všech kružnic $\gamma = \text{konst.}$ leží na přímce s (obr. 6). Konečně z porovnání ještě vyplývá

$$2n = \frac{1}{K} = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

a odtud

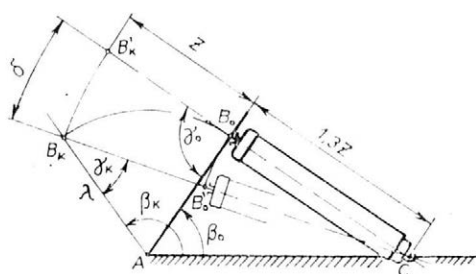
$$n = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \gamma}$$

Podmínky $\gamma = \text{konst.}$ dávají tak svazek kružnic (Šebanov 1965b).

Abychom mohli sledovat, jak se mění převod μ a úhel transformační γ s úhlem natočení vahadla β v závislosti na konstantách λ ; β_0 , sestojíme získané poznatky do společného diagramu (obr. 7). Sít polárních souřadnic $\lambda = \frac{l_2}{l_1}$; $(\beta + \beta_0)$ kreslíme tenkými

plnými čarami, kružnice znázorňující podmínky $\gamma = \text{konst.}$ a přímky znázorňující podmínky $i = \text{konst.}$ jsou kresleny tlustými plnými čarami. Při dodržení podmínky $\gamma_{\min} \geq 30^\circ$ bude největší hodnota $\lambda = 2$, a to již jen teoreticky, jak je z obr. 7 dobře patrné. Dále je nutno poznamenat, že souměrně vzhledem k úsečce $\overline{AC}$ leží další obdobný diagram (na obr. 7 není kreslen), který představuje duální útvar vzhledem k našemu diagramu. Prázdné obloučky u bodů A a C značí prostor pro konstrukční uspořádání závěsů.

Řešení s mezilehlým závěsem válce dává při stejném zatížení příznivější výsledky, neboť síly F přenášené na píst i reakce R_A budou menší. Praktické použití diagramu na obr. 7 ukazuje následující příklad.



8. Krajní polohy mechanismu, který splňuje podmínky úlohy a — bezrozměrné schéma

máme na obr. 8. Aby bylo možné porovnat různá řešení, volíme po odečtení hodnot uvedených v prvních třech řádcích tab. I délku l_2 jednotkovou. Zatížení plošiny včetně její váhy nahradíme osamělou silou G , ležící ve vzdálenosti d od kloubu A (obr. 10). Tlak kapaliny na píst nahradíme osamělou silou F . Setrvačné síly jsou vzhledem k malým rychlostem zanedbatelné. Momentová podmínka k bodu A je

$$F l_2 \sin \gamma - G d \cos \beta = 0$$

I. Parametry bezrozměrného schématu při závěsu na hlavě válce a velikosti síly F přenášené pístnicí při zvolených hodnotách úhlů naklopení β

Odečteno z obr. 7	$\beta_o = 54^\circ$	$\beta_k = 124^\circ$	$\beta_p = \beta_k - \beta_o = 70^\circ$		
	$\gamma_o = 90^\circ$	$\gamma_k = 36^\circ$	$\delta = 15^\circ 30'$		
	$\overline{AC} = 1$	$\lambda = 0,58$	$Z = 0,60$		
$l_2 = 1$	$l_1 = 1,725$	$Z = 1,034$	$1,3Z = 1,347$		
β zvoleno	0°	30°	45°	60°	70°
γ odečteno z obr. 7	90°	64°	53°	43°	36°
F vypočteno z rovnice (3)	$F_o = \frac{Gd}{l_2}$	$F = 0,964F_o$	$F = 0,885F_o$	$F = 0,733F_o$	$F = 0,582F_o$

Máme stanovit uspořádání sklopné plošiny ovládané hydraulickým válcem. K dispozici máme:

- válec se závěsným okem na hlavě válce,
- válec s mezilehlým závěsem.

S ohledem na proměnlivost sypných úhlů volíme maximální rozkvy plošiny $\beta_p = 70^\circ$. Transformační úhel na počátku sklápění volíme $\gamma_o = 90^\circ$.

Řešení úlohy a)

Z diagramu na obr. 7 pro $\beta_p = 70^\circ$, $\gamma_o = 90^\circ$ a pro podmínku využití celého zdvihu pístnice dostaneme řešení uvedené v tab. I. Schéma takto získaného řešení

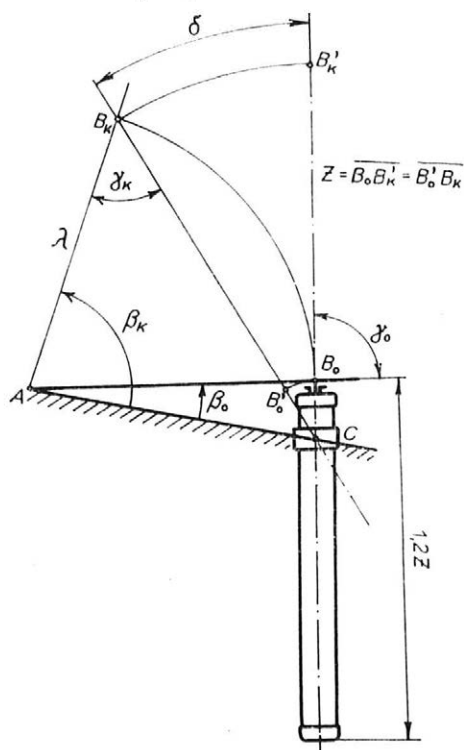
II. Parametry bezrozměrného schématu při závěsu mezilehlém a velikosti síly F přenášené pístnicí při hodnotách úhlů naklopení β , stejných jako v tab. I — síly F jsou zde menší

Odečteno z obr. 7	$\beta_o = 12^\circ$	$\beta_k = 82^\circ$	$\beta_p = \beta_k - \beta_o = 70^\circ$		
	$\gamma_o = 90^\circ$	$\gamma_k = 50^\circ$	$\delta = 30^\circ$		
	$\overline{AC} = 1$	$\lambda = 0,975$	$Z = 1,08$		
$l_2 = 1$	$l_1 = 1,025$	$Z = 1,108$	$1,2Z = 1,33$		
β zvoleno	0°	30°	45°	60°	70°
γ odečteno z obr. 7	90°	70°	62°	54°	50°
F vypočteno z rovnice (3)	$F_o = \frac{Gd}{l_2}$	$F = 0,921F_o$	$F = 0,8F_o$	$F = 0,617F_o$	$F = 0,466F_o$

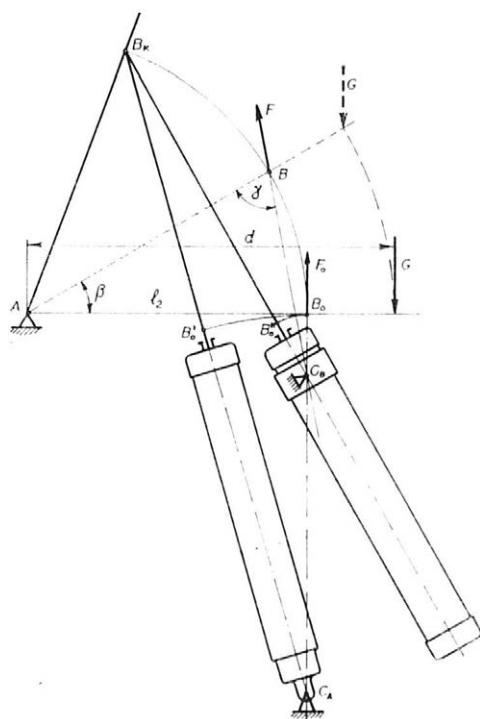
Odtud dostaneme

$$F = \frac{G d \cos \beta}{l_2 \sin \gamma} \quad (3)$$

Pro zvolené hodnoty β a k nim přiřazené transformační úhly γ (odečtené z diagramu na obr. 7) vypočteme velikosti síly F podle rovnice (3) — viz poslední řádek tab. I. Řešení úlohy b)



9. Krajní polohy optimálního mechanismu podle úlohy b — bezrozměrné schéma



10. Rozměrové porovnání řešení z obr. 8 a 9 — závěsy a krajní polohy

Schéma uspořádání plošiny pro tento případ máme na obr. 9. Pro $\beta_p = 70^\circ$; $\gamma_o = 90^\circ$ a pro podmínku využití celého zdvihu dostaneme z diagramu na obr. 7 řešení uvedené v tab. II; je uspořádáno stejně jako v tabulce I. řešení úlohy a).

Vypočtené hodnoty síly F při různých úhlech naklopení β ukazují, že u mezilehlého závěsu jsou — kromě počátku sklápění — hodnoty síly přenášené na píst menší než při závěsu na hlavě válce. Pro srovnání jsou obě získaná řešení v měřítku nakreslena na obr. 10. Uspořádání mechanismu s mezilehlým závěsem válce vyhovuje v tomto případě lépe i konstrukčně (viz rozložení kloubů C_A , C_B na obr. 10). Pracovní rozkvy válce δ je ovšem u mezilehlého závěsu větší.

Z A V Ě R

V práci jsou odvozeny rovnice konstantního převodu a rovnice konstantních transformačních úhlů pro hydraulické mechanismy s kývajícím válcem a vahadlem. Odvozené rovnice slouží k sestrojení kruhového diagramu (obr. 7), pomocí kterého můžeme rychle stanovit optimální hydraulický mechanismus s kývajícím válcem a vahadlem. Řešení získaná pomocí diagramu na obr. 7 vyhovují zároveň přípustným transformačním úhlům.

L i t e r a t u r a

- ŠEBANOV V. T., 1965a, Projektovanie mechanizmov s kačajúšimsja polzunom v gidro- i pnevmoprovodach po předatočnomu otnošeniju. Teorija mechanizmov i mašin, Moskva : 108-117.
- ŠEBANOV V. T., 1965b, Projektovanie mechanizmov s kačajúšimsja polzunom v gidro- i pnevmoprovodach po zadanom ugli peredači. Teorija mechanizmov i mašin, Moskva : 93-107.

Došlo dne 7. 3. 1972

Передаточные отношения и трансформационные углы гидравлических механизмов с качающимся цилиндром и балансом

С развитием механизированного сельскохозяйственного крупного производства и с переходом к автоматизации возрастает использование разных комбинированных механизмов. Одним из основных типов комбинированного механизма является механизм с качающимся гидравлическим цилиндром и балансиrom. Этот механизм обычно применяется для передачи значительных сил, поэтому нас интересует возможность наилучшего использования подводимой энергии. Для этого необходимо искать такие решения, при которых у нашего механизма при благоприятных углах передачи силы можно также использовать механическую передачу.

Вопросом синтеза механической передачи одновременно с кривой трансформационных углов как раз и занимается автор этой статьи. Целью работы является показать конструкцию и применение диаграммы, согласно которой мы легко можем найти оптимальное расположение механизма с качающимся цилиндром и балансиrom.

Статья разделена на три части. В главе «Передаточные отношения» выводятся отношения для построения линий постоянной передачи, в статье «Трансформационные углы» выводится уравнение постоянных углов передачи силы. Согласно выведенным зависимостям для механизма с качающимся цилиндром и балансиrom построена полярная секторная диаграмма. Применение полученной диаграммы для проектирования оптимального расположения механизма с качающимся цилиндром и балансиrom отражено в последней части статьи.

Общность решений в построенной диаграмме основана на определении соотношений длин. Требование использования всего хода поршневого стержня гидравлического цилиндра ведет к расположению с промежуточным подвесом гидравлического цилиндра.

The Gear Ratios and the Transformation Angles of Hydraulic Mechanisms with a Swinging Cylinder and Balance Beam

Together with the development of mechanized agricultural mass production and with the change-over to automation also the application of various combined mechanisms increases. One of the basic types of combined mechanisms is the mechanism with a swinging hydraulic cylinder and balance beam. This mechanism is usually made use of for the transmission of considerable power and therefore we are interested in the possibility of the best possible utilization of the supplied energy. For this it is necessary to look for such schemes, with the application of which it will be suitable, in the case of our mechanism, to make use, with favourable angles of the transmission of power, also of mechanical transfer.

The synthesis of the mechanical transfer simultaneously with the course of the transformation angles is the subject of this paper. It is its purpose to show the construction and application of the diagram according to which we can easily find the optimum arrangement of the mechanism with a swinging cylinder and balance beam.

The paper has been divided up into three parts. In the chapter "Gear ratios" relations are derived for the designing of the lines of the constant transfer, and in the chapter "Transformation angles" equations of the constant angles of the transfer of power are derived. According to the derived dependences a polar circular diagram is designed for the mechanism with the swinging cylinder and balance beam. The application of the obtained diagram for the proposal of an optimum arrangement of the mechanism with the swinging cylinder and balance beam is the subject of the last chapter.

The generality of the scheme in the constructed diagram is based on the determination of the ratios of length. The request for a utilization of the whole stroke of the piston rod of the hydraulic cylinder results in an arrangement with an intermediate hinge of the hydraulic cylinder.

Übersetzungsverhältnisse und Verwandlungswinkel der hydraulischen Mechanismen mit einem Schwingzylinder und -hebel

Mit der Weiterentwicklung der mechanisierten landwirtschaftlichen Großproduktion und mit dem Übergang zur Automatisierung wächst auch die Verwendung von verschiedenen kombinierten Mechanismen an. Einer der Grundtypen des kombinierten Mechanismus ist der Mechanismus mit dem Schwingzylinder und -hebel. Dieser Mechanismus wird üblicherweise für die Übertragung von bedeutenden Kräften benützt und wir sind daher an der Möglichkeit der bestmöglichen Nutzung der zugeführten Energie interessiert. Dazu muß man solche Lösungen suchen, bei den für unseren Mechanismus bei günstigen Kraftübertragungswinkeln auch die mechanische Übersetzung geeigneterweise ausgenützt wird.

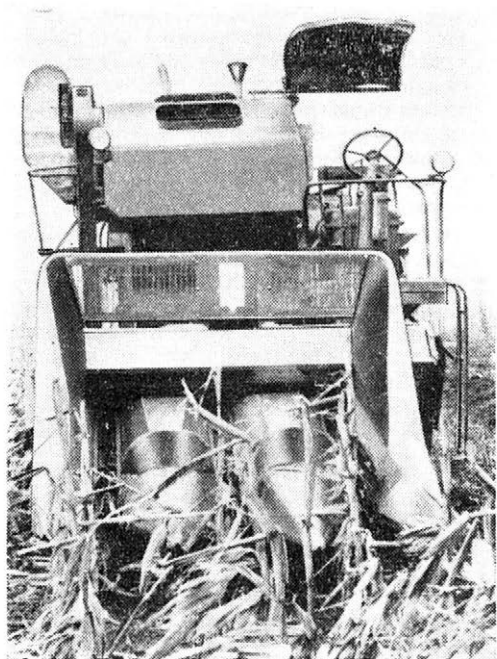
Die Synthese der mechanischen Übersetzung gleichzeitig mit dem Verlauf der Verwandlungswinkel wird im vorliegenden Aufsatz behandelt. Sein Zweck ist die Konstruktion und Anwendung des Diagrammes zu zeigen, aufgrund dessen man die optimale Anordnung des Mechanismus mit dem Schwingzylinder und -hebel leicht finden kann.

Der Aufsatz ist in drei Abschnitte eingeteilt. Im Abschnitt „Übersetzungsverhältnisse“ werden Relationen für das Konstruieren der Linien einer konstanten Übersetzung abgeleitet, im Abschnitt „Verwandlungswinkel“ werden Gleichungen für die konstanten Kraftübertragungswinkel abgeleitet. Entsprechend den abgeleiteten Abhängigkeiten wird dann für den Mechanismus mit dem Schwingzylinder und -hebel ein Polarkreisdiagramm konstruiert. Die Nutzung des erhaltenen Diagrammes zum Entwurf der optimalen Anordnung des Mechanismus mit Schwingzylinder und -hebel stellt den Gehalt des letzten Teiles des Aufsatzes dar.

Die Allgemeinheit der Lösung im konstruierten Diagramm ist auf der Bestimmung der Längenverhältnisse gegründet. Die Forderung der Auslastung des ganzen Hubes der Kolbenstange des hydraulischen Zylinders führt zu den Anordnungen mit den zwischenliegenden Aufhängung des hydraulischen Zylinders.

Adresa autora:

Ing. Ladislav Zachariáš, Katedra mechaniky a strojnictví, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát



Adaptér PC-3

Sklizňové zařízení na kukuřici PC-3 slouží ke sklizení a transportu kukuřičných palic do mlátiček kombajnů, kde se kukuřičná zrna drhnou a čistí.

Provozní parametry adaptéru, jako velká nastavitelná pracovní šířka (2,1—2,7) a vysoký stupeň provozní spolehlivosti, zvyšují produktivitu a adaptér se stává nepostradatelným pomocníkem při sklizni kukuřice.

Agromachinaimpex



Vývozce: StHU Agromachnaimpex Bulharsko Sofia, Aksakovova 5
telefon: 88 53 25 dálnopis: 022 563

Další informace si vyžádejte na Bulharské obchodní misi, Praha I,
Krakovská 6, ČSSR

V systémovém pojetí lze zemědělsko-potravinářskou sféru považovat za subsystém národního hospodářství. V tomto subsystému se pomocí procesů koncentrace a specializace z původních univerzálních zemědělských závodů vytvářejí funkčně integrované obory, závislé na dodavateli a službách ostatních oborů národního hospodářství. Podnik jako součást oboru je relativně uzavřený systém, jehož vstupy a výstupy se mění. Změny vstupů a výstupů spolu s podmínkami, které systém ovlivňují, je možno modelovat.

Při modelování technicko-ekonomické reality jako součásti řešení určitého problému si zpravidla všímáme dvou základních stránek; přitom předpokládáme, že cíle byly stanoveny již při zadání úlohy. První stránka se týká oblasti *možností* (technických, technologických, biologických aj.), druhou stránku představuje posuzování technických variant z hlediska *efektivnosti*. V praxi se oba aspekty prolínají. Přesto je užitečné zabývat se před tvorbou vlastního modelu nejprve studiem technického rámce problému, kdy jde o první „ohmatání“ systému z hlediska jeho možností.

Model je prostředkem, který umožňuje nahradit *odhad* hodnotou vypočtenou pomocí přesně definovatelných úvah. Významnou skupinu modelů tvoří modely pro *simulaci procesů* na samočinném počítači. Tyto modely umožňují zkoumat chování a vlastnosti modelů i takových reálných systémů, u nichž je zkoumání ve skutečných provozních podmínkách buď nemožné nebo obtížně uskutečnitelné. Simulace je velmi často jedinou metodou umožňující sestavit *stochastický* model systému; přitom je známo, že právě v zemědělství se zřídka vystačí s deterministickým modelem. Sebedokonalejší model není totiž schopen postihnout všechny vlivy působící na systém, a proto do modelu často zavádíme náhodné veličiny, simulující náhodné vlivy a poruchy. Simulační modely tedy umožňují, aby se člověk myšlenkově zmocnil četných složitých vztahů, souvislostí a vazeb v reálném systému. Na základě těchto znalostí pak lze řešit technicko-ekonomické problémy a dělat různá racionalizační opatření.

Uvedená obecná tvrzení lze aplikovat na systém skládající se ze skladu a skupiny sklizečů a dopravních prostředků pracujících na daném honu. Prokop a kol. (1972) popsali model podobného systému a jeho užití při optimalizaci některých parametrů systému.

Cílem předkládaného článku je popsat model, který je obecnější než model předchozí, umožní spolehlivějším způsobem určit některé veličiny a navíc umožní určit spolehlivost výsledků.

FORMULACE PROBLÉMU

Uvažujme systém skládající se z těchto komponent:

1. hon,
2. sklizeče nasazené na daném honu,

3. dopravní prostředky odvázející sklizený produkt do skladu,
4. dopravní cesta,
5. sklad.

Učiníme tyto předpoklady:

1. všechny sklizeče nasazené na daném honu jsou téhož typu,
2. všechny použité dopravní prostředky jsou téhož typu,
3. vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku probíhá při stojícím sklizeči,
4. před skladem se nevytváří fronta dopravních prostředků,
5. jsou dány všechny potřebné charakteristiky komponent.

Úkolem článku je popsat matematický model umožňující vypočítat:

1. celkovou dobu sklizně daného honu,
2. prostoje jednoho sklizeče za celou dobu sklizně,
3. prostoje jednoho dopravního prostředku za celou dobu sklizně.

METODA ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Vzhledem ke komplexnosti reálného systému byla pro řešení problému zvolena metoda simulace (Buslenko, Šrejder 1965, Lauber 1971) na samočinném počítači (Brabenec a kol. 1971, Raichl 1962), přičemž byl zvolen proměnný časový krok (Lauber 1971).

Autoři ve zvláštní studii ukázali, že deterministický simulační model nepopisuje dostatečně věrně reálný systém; bylo tedy nutné sestavit stochastický model studovaného systému, v němž některé veličiny je třeba považovat za náhodné (Myslivec 1957, Prokop 1966, Reisenauer 1965).

POPIS ČINNOSTI REÁLNEHO SYSTÉMU

Na daném honu je nasazena skupina sklizečů. Každý sklizeč pracuje tak dlouho, dokud není jeho zásobník naplněn. (Nastane-li porucha sklizeče, pak po jejím odstranění sklizeč pokračuje v plnění zásobníku obsahujícího všechny produkt, který obsahoval před vznikem poruchy.) Po naplnění zásobníku se sklizeč zastaví a začne signalizovat (signalizuje tak dlouho, dokud není přistaven dopravní prostředek).

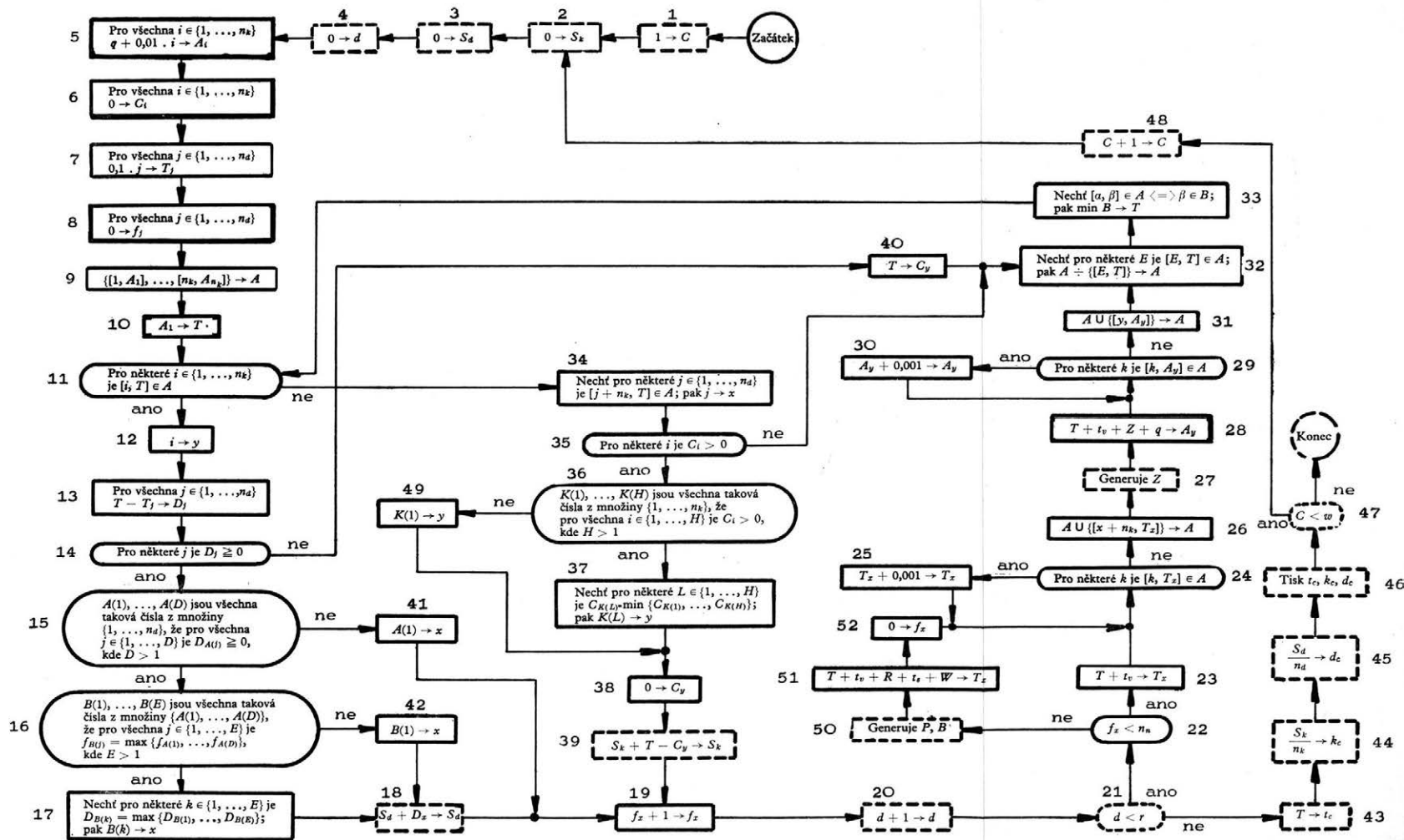
1. Je-li v okamžiku začátku signálu k dispozici *právě jeden* dopravní prostředek, je tento dopravní prostředek přistaven k signalizujícímu sklizeči a přijme do svého ložného prostoru obsah jeho zásobníku (tuto činnost budeme nazývat *obsluhou sklizeče*; obsah zásobníku budeme nazývat *násypkou*).

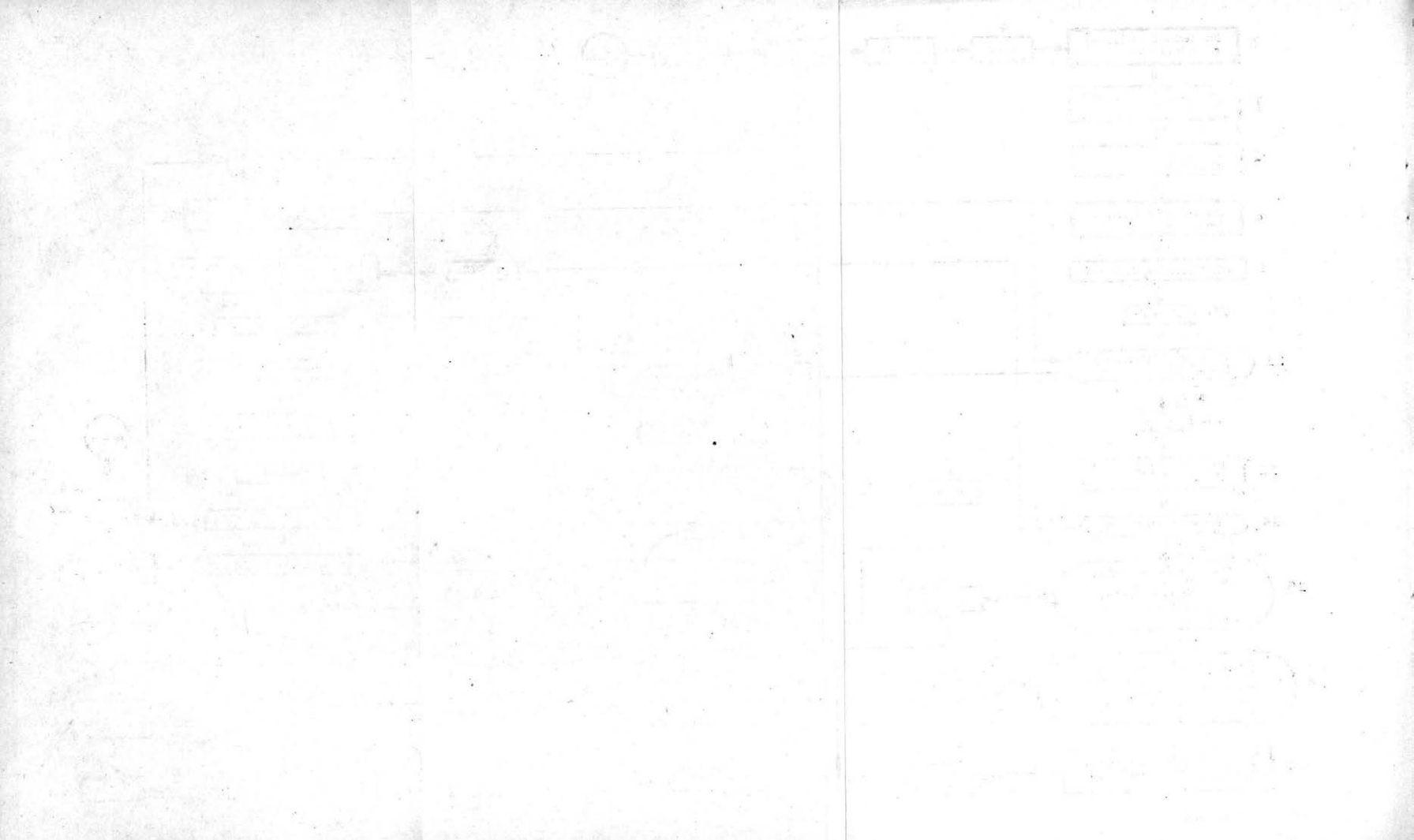
2. Je-li k dispozici *více* dopravních prostředků, pak je z nich k obsluze signalizujícího sklizeče vybrán ten, který má v ložném prostoru nejvíce násypky. Je-li takových dopravních prostředků, které mají nejvíce násypky, více, pak je z nich vybrán ten, který od ukončení obsluhy předchozího sklizeče má nejdelší prostoje.

3. Není-li k dispozici *žádný* dopravní prostředek, pak má sklizeč prostoje až do doby, dokud se některý dopravní prostředek neuvolní.

a) Není-li daný dopravní prostředek po přijetí násypky zcela naplněn, pak je k dispozici pro obsluhu dalšího sklizeče (budeme říkat, že je uvolněn).

b) Je-li dopravní prostředek po přijetí násypky naplněn, pak odjede do skladu, kde materiál vyloží a vrátí se na hon (i v tomto případě budeme říkat, že dopravní prostředek je uvolněn).





I. Čeká-li v okamžiku uvolnění dopravního prostředku *právě jeden* sklizeč na obsluhu, pak je uvolněný dopravní prostředek přiřazen tomuto sklizeči k obsluze.

II. Čeká-li *více* sklizečů, pak je dopravní prostředek přiřazen tomu, který nejdéle nepřetržitě signalizuje.

III. Nečeká-li *žádný* sklizeč na obsluhu, pak dopravní prostředek má prosto, který trvá až do doby začátku signálu některého sklizeče (pokud není k obsluze tohoto sklizeče přiřazen jiný dopravní prostředek).

Popsaná činnost probíhá tak dlouho, dokud není celý hon sklizen.

Specifikujme nyní zjednodušenou představu o začátku sklizně na daném honu (při sklizni celého honu se odveze obvykle několik set násypek, proto jakékoli zjednodušení, které ovlivní jen několik počátečních jízd sklizečů a dopravních prostředků, neporuší znatelně věrnost modelu):

A. Všechny sklizeče začnou v témž okamžiku sklízet; protože (jak uvidíme) doba plnění zásobníku je konstantní, všechny najednou budou poprvé signalizovat.

B. V okamžiku T začátku signálu sklizeče, který začne signalizovat jako první z celé skupiny, jsou všechny dopravní prostředky k dispozici; sklizeč tedy nezačne mít v čase T prosto.

C. V čase T jsou všechny dopravní prostředky prázdné.

ROZBOR ALGORITMU MODELU SIMULUJÍCÍHO JEDNOTLIVÉ KROKY

Uvažujeme tyto veličiny:

- T — čas možného začátku obsluhy sklizeče (termínem „čas“ budeme rozumět počet minut od začátku sklizně, zatímco „doba“ znamená délku trvání události)
- A_i — čas začátku signálu i -tého sklizeče ($i \in \{1, \dots, n_k\}$)
- T_j — čas uvolnění j -tého dopravního prostředku ($j \in \{1, \dots, n_d\}$)
- x — pořadové číslo dopravního prostředku přiřazeného k obsluze sklizeče ($x \in \{1, \dots, n_d\}$)
- y — pořadové číslo sklizeče, jemuž je přiřazen dopravní prostředek k obsluze ($y \in \{1, \dots, n_k\}$)
- R — doba jízdy dopravního prostředku *do* skladu (min)
- W — doba jízdy dopravního prostředku *ze* skladu (min)
- Z — doba poruchy sklizeče (min)
- f_j — počet násypek v ložném prostoru j -tého dopravního prostředku ($j \in \{1, \dots, n_d\}$)
- D_j — doba prostoje j -tého dopravního prostředku (při $D_j \geq 0$), resp. evidence, že dopravní prostředek není k dispozici (při $D_j < 0$), (min. $j \in \{1, \dots, n_d\}$)
- C_i — čas začátku prostoje i -tého sklizeče ($i \in \{1, \dots, n_k\}$)

Předpokládáme, že jsou pevně dána tato čísla:

- n_k — počet sklizečů ve skupině (sklizeče jsou pevně očíslovány)
- n_d — počet dopravních prostředků obsluhujících sklizeče (dopravní prostředky jsou pevně očíslovány)
- t_v — doba vyprazdňování zásobníku sklizeče (min)
- q — doba plnění zásobníku sklizeče (min)
- n_n — maximální možný počet násypek v ložném prostoru dopravního prostředku
- t_s — doba pobytu dopravního prostředku ve skladu (min)

Z považujeme za náhodnou veličinu, která (v závislosti na náhodě) nabude při dané jízdě sklizeče některé hodnoty z intervalu $\langle 0; b \rangle$.

Podobně: R , resp. W považujeme za náhodnou veličinu, která při dané jízdě dopravního prostředku nabude některé hodnoty z intervalu $\langle 0; v_p \rangle$, resp. $\langle 0; v_b \rangle$.

Podle předpokladu A z oddílu „Popis činnosti reálného systému“ v čase začátku signálu sklizeče, který začne signalizovat jako první na začátku sklizně daného honu, pro všechna $i \in \{1, \dots, n_k\}$ je $A_i = q$. Algoritmus modelu, který připouští, že v čase T nastane více změn současně (v tomto případě začátky signalizace většího počtu sklizečů najednou), je složitější než algoritmus modelu, který takový případ nepřipouští, ale rozliší stejné hodnoty časů přičtením malých čísel. Zvolíme tedy tento druhý přístup a počáteční hodnoty veličin $A_1, A_2, \dots, A_{n_k}$ stanovíme například takto:

$$q + 0,01, q + 0,01 \cdot 2, \dots, q + 0,01 \cdot n_k.$$

Skutečnost, že veličina A_i nabude (v tomto případě počáteční) hodnoty $q + 0,01 \cdot i$, se v blokovém schématu algoritmu zapisuje vývojovým vztahem (Buslenko, Šrejder 1965, Lauber 1971, Raichl 1962)

$$q + 0,01 \cdot i \rightarrow A_i$$

(viz blok č. 5 v obr. 1).

Smysl bloků 6, 7, 8 je zřejmý z předpokladů B a C uvedeného oddílu; je nutno jen dodat, že v bloku 7 jsou rozlišeny stejné hodnoty časů tak, že

$$T_1 = 0,1; T_2 = 0,1 \cdot 2; \dots, T_{n_d} = 0,1 \cdot n_d$$

Nejnižší hodnota času, v němž může začít obsluha, je zřejmě A_1 . Počáteční hodnota veličiny T je tedy A_1 . To je vyjádřeno v bloku 10.

Obsluha daného sklizeče může začít buď v okamžiku začátku signálu tohoto sklizeče nebo v okamžiku uvolnění některého dopravního prostředku z obsluhy. Čas T je tedy vždy nejmenší z těch hodnot veličin $A_1, \dots, A_{n_k}, T_1, \dots, T_{n_d}$, které nebyly brány v úvahu jako čas T v předchozích krocích. Vytvořené hodnoty těchto veličin se tedy musí napřed zaznamenat v paměti počítače. Ale s každou touto hodnotou času je zároveň nutno zaznamenat informaci o tom, který sklizeč v tomto čase začal signalizovat, popřípadě který dopravní prostředek byl v tomto čase uvolněn. Po vytvoření nového času začátku signálu i -tého sklizeče popřípadě času uvolnění j -tého dopravního prostředku se tedy v paměti počítače zaznamená dvojice $[i, A_i]$ nebo $[j, T_j]$ — tyto dvojice tvoří množinu, kterou označíme písmenem A .

První časy, které přicházejí v úvahu jako hodnoty veličiny T , jsou zřejmě počáteční hodnoty začátku signálu $A_1, \dots, A_{n_k}$ — tomu odpovídá blok 9.

V rozhodovacím bloku 11 (Buslenko, Šrejder 1965, Lauber 1971, Raichl 1962) se rozlišuje, zda čas T je v daném kroku časem začátku signálu některého sklizeče (větve „ano“) nebo nikoli (větve „ne“). Jak již bylo řečeno, v čase T nastane buď začátek signálu některého sklizeče nebo uvolnění některého dopravního prostředku; model nepřipouští, aby v čase T nastaly dvě nebo více událostí současně (události zde rozumíme buď začátek signálu sklizeče nebo uvolnění dopravního prostředku). Celkem tedy platí, že v čase T nastane právě jedna událost. Jinak řečeno: nenastane-li v čase T začátek signálu žádného sklizeče, nastane jistě uvolnění některého dopravního prostředku.

Formulace bloku 11 umožňuje zároveň identifikovat pořadové číslo sklizeče, který v případě „ano“ signalizuje. Veličina y (pořadové číslo sklizeče, který v čase T začal signalizovat) nabude tedy hodnoty i (blok 12).

Blok 13 vypočítá pro všechny dopravní prostředky rozdíly $D_j = T - T_j$. Je-li pro některé j $D_j \geq 0$, je $T - T_j \geq 0$, čili $T_j \leq T$. To znamená, že j -tý dopravní prostředek byl uvolněn nejpozději v čase T , tj. v čase T je k dispozici pro obsluhu. Je-li pro některé j $D_j < 0$, je $T_j > T$, čili v čase T není j -tý dopravní prostředek k dispozici.

Jestliže byl při $D_j \geq 0$ j -tý dopravní prostředek vybrán pro obsluhu v čase T , pak ovšem číslo $D_j = T - T_j$ udává dobu jeho prostoje od ukončení předchozí obsluhy.

Blok 14 pomocí čísel D_j rozlišuje, zda v čase T je k dispozici nějaký dopravní prostředek či nikoli.

V kladném případě je nutné vědět, zda je volných dopravních prostředků více; to rozlišuje blok 15. V kladném případě je nutno pomocí kritéria počtu násypek rozhodnout, který z nich bude obsluhovat; to provádí blok 16. Jak je vidět, formulace výroku v bloku 16 připouští případ, kdy více dopravních prostředků obsahuje maximální počet násypek (větve „ano“) — symbol $\max \{a, \dots, d\}$ značí největší z čísel $a, \dots, d$.

V kladném případě je nutné pomocí kritéria doby prostoje rozhodnout, který z volných dopravních prostředků, obsahujících maximální počet násypek, bude obsluhovat. Jak víme, nemůže nastat případ rovnosti dvou (nebo více) čísel z množiny $\{T_1, \dots, T_{n_d}\}$. Tedy (pro dané T) jsou i všechna čísla $D_j = T - T_j$ navzájem různá a množina $\{D_{B(1)}, \dots, D_{B(E)}\}$ (obsahující prvky vybrané z množiny $\{D_1, \dots, D_{n_d}\}$) obsahuje jediné maximální číslo $D_{B(k)}$. Číslo $B(k)$ je pořadové číslo dopravního prostředku, který bude obsluhovat, čili veličina x nabude hodnoty $B(k)$. Číslo $B(k)$ určuje blok 17.

Je-li signalizujícím (y -tému) sklizeči přiřazen (x -tý) dopravní prostředek k obsluze, je obsluha uskutečněna a lze určit nový počet násypek obsažených v x -tém dopravním prostředku, tj. hodnota veličiny f_x se zvýší o jednu; to dělá blok 19.

Před určením nového času T_x uvolnění x -tého dopravního prostředku z obsluhy je nutno rozlišit, zda po přijetí poslední násypky je již dopravní prostředek naplněn či ne; to provede blok 22.

V kladném případě (tj. není-li dosud dopravní prostředek naplněn) je dopravní prostředek uvolněn ihned po dokončení přijímání násypky. Tedy nový čas uvolnění T_x x -tého dopravního prostředku je $T + t_n$; tomu odpovídá blok 23.

Vypočítaný čas T_x by ovšem mohl být roven některé hodnotě veličin $A_1, \dots, A_{n_k}, T_1, \dots, T_{n_d}$, která byla vypočtena dříve (nebo zadána blokem 5); v kladném případě blok 25 k hodnotě T_x přičte číslo 0,001 a ověří se, zda nová hodnota T_x již není rovna žádné z hodnot veličin $A_1, \dots, A_{n_k}, T_1, \dots, T_{n_d}$. V kladném případě (větve „ano“) se k nové hodnotě T_x znovu přičte číslo 0,001; to se opakuje tak dlouho, dokud poslední hodnota T_x není odlišná od všech dosud vytvořených hodnot veličin $A_1, \dots, A_{n_k}, T_1, \dots, T_{n_d}$.

Pak se (větvi „ne“) přejde k bloku 26, který vytvořený čas T_x zařadí do množiny A spolu s informací o tom, že jde o čas uvolnění dopravního prostředku (a nikoli o čas začátku signálu sklizeče) a o tom, který dopravní prostředek je uvolněn: je-li první člen k dvojice $[k, T_x]$ zařazovaný do množiny A menší nebo roven číslu n_k , jde o signál k -tého sklizeče, je-li $k > n_k$, jde o uvolnění $(k - n_k)$ -tého dopravního prostředku. V našem případě tedy je $k = x + n_k$, čili blok 26 zařadí do množiny A dvojici $[x + n_k, T_x]$.

Blok 28 vytvoří nový čas začátku signálu y -tého sklizeče: Je-li Z doba poruchy při dané jízdě sklizeče (jízdu se rozumí doba od dokončení vyprazdňování do začátku následujícího signálu), pak čas A_y nového začátku signálu je roven $T + t_v + Z + q$.

Bloky 29 a 30 plní stejnou úlohu jako bloky 24 a 25, tj. odstranit event. stejné hodnoty veličin $A_1, \dots, A_{n_k}, T_1, \dots, T_{n_d}$.

Blok 31 pak zařadí dvojici $[y, A_y]$ do množiny A .

Tim byly provedeny všechny operace daného kroku v čase T ; zbývá určit nový čas možného začátku obsluhy T . K tomu účelu nejprve z množiny A vypustíme starou hodnotu T (která dosud byla nejmenším prvkem množiny A); to provede blok 32.

Nalazení nového T nyní spočívá v určení nejmenšího prvku množiny druhých členů dvojic z množiny A (množina těchto druhých členů všech dvojic z množiny A je označena písmenem B). Operaci provede blok 33.

Touto operací skončil daný krok činnosti modelu. Připomeňme, že tento krok „prošel“ po zcela určitých větvích rozhodovacích bloků 11, 14, 15, 16, 22, 24, 29. Nyní musíme uvažovat postupně všechny další větve uvedených bloků, kterými mohl krok projít.

Vraťme se tedy nejprve např. k bloku 22: Není-li splněna podmínka, kterou prověřuje tento blok (větve „ne“, čili dopravní prostředek je naplněn), pak dopravní prostředek je uvolněn teprve po návratu na hon, tj. v čase $T + t_v + R + t_s + W$. Zároveň je nutné snížit počet násypek v dopravním prostředku na nulu. Tyto operace provedou bloky 51 a 52.

Nyní se vraťme k bloku 16: Neplatí-li výrok z bloku 16 (větve „ne“, není $E > 1$). Protože do bloku 16 lze přejít jen z bloku 14 větvi „ano“, je k dispozici *aspoň jeden* dopravní prostředek, čili množina $\{f_{A(1)}, \dots, f_{A(D)}\}$ je neprázdná. Tato neprázdná konečná množina obsahuje *aspoň jeden* největší prvek; čili $E \geq 1$; protože není $E > 1$, je *nutně* $E = 1$, čili *právě jeden* dopravní prostředek má maximální počet násypek. Tento dopravní prostředek je ovšem určen k obsluze, tj. veličina x nabude hodnoty $B(E) = B(1)$ (blok 42).

Vraťme se k bloku 15: z podobných důvodů jako u bloku 16 je $D \geq 1$. Není-li $D > 1$ (větve „ne“, je $D = 1$, tj. je k dispozici jen jeden dopravní prostředek a ten je ovšem určen k obsluze. Tedy veličina x nabude hodnoty $A(D) = A(1)$ (blok 41).

Vraťme se k bloku 14: není-li žádný dopravní prostředek k dispozici (větve „ne“, je nutno do paměti počítače uložit informaci o času začátku prostoje y -tého sklizeče. Tedy veličina C_y nabude hodnoty T (blok 40).

Nyní se vraťme k bloku 11: Jak víme, neplatí-li výrok z bloku 11, je T rovno právě jednomu z čísel $T_1, \dots, T_{n_d}$ (tj. T je časem uvolnění právě jednoho dopravního prostředku). Je-li uvolněným dopravním prostředkem j -tý, pak první člen k dvojice $[k, T]$ z množiny A bude $j + n_k$, jak jsme dříve ukázali. Veličina x pak nabude hodnoty j (blok 34).

Nyní mohou nastat dvě možnosti: v čase $T = T_x$ (uvolnění x -tého dopravního prostředku) signalizuje *aspoň jeden* sklizeč či nikoli. Toto rozlišení provede blok 35.

V kladném případě (větve „ano“) je nutné rozlišit, zda signalizujících sklizečů je více nebo jen jeden — to provede blok 36.

V kladném případě (větve „ano“) je pomocí kritéria doby prostoje nutné určit, který ze sklizečů bude uvolněným (x -tým) dopravním prostředkem obsluhován. Doba prostoje y -tého sklizeče je rovna $T - C_y$. Čísla C_y jsou začátky prostoje, tj. čísla T , která jsou, jak víme, navzájem různá. Tedy i prostoje $T - C_y$ jsou navzájem různé. Existuje tedy *právě jeden* sklizeč s maximálním prostojem (počítaným od skončení předchozí obsluhy); právě tento sklizeč bude ovšem obsluhován. Číslo $T - C_y$ je maximální, když a jen když číslo C_y je minimální; takové číslo je tedy jediné. Pořadové číslo sklizeče s minimálním C_y označíme symbolem $K(L)$. Veličina y tedy nabude hodnoty $K(L)$ (blok 37).

Jakmile začne obsluha vybraného sklizeče, skončí jeho prostoj, čili veličina C_y nabude hodnoty nula (blok 38).

Dále již probíhá obsluha vybraného sklizeče zcela stejně jako bylo popsáno dříve.

Vrátme se k bloku 36: Je $H \geq 1$. Signalizuje-li v čase uvolnění T jen jeden sklizeč ($H = 1$), je ovšem uvolněným dopravním prostředkem obsluhován, čili veličina y nabude hodnoty $K(H) = K(1)$ (blok 49).

Vrátme se konečně k bloku 35: Nesignalizuje-li v čase uvolnění T žádný sklizeč, zbývá jen určit nový čas T (bloky 32 a 33) a lze přejít k dalšímu kroku.

Tím jsme vyčerpali všechny možnosti, jimiž může krok projít.

ROZBOR ÚPLNÉHO ALGORITMU MODELU

Nechť je

- C — pořadové číslo realizace sklizně (Buslenko, Šrejder 1965, Lauber 1971)
- S_k — součet prostojů všech sklizečů od začátku sklizně do času T (min)
- S_d — součet prostojů všech dopravních prostředků od začátku sklizně do času T (min)
- d — počet násypky odvezených do skladu od začátku sklizně do času T
- r — počet násypky nutných ke sklizni celého honu
- zw — celkový počet realizací sklizně
- t_c — celková doba sklizně při C -té realizaci (min)
- k_c — prostoje jednoho sklizeče za celou dobu sklizně při C -té realizaci (min)
- d_c — prostoje jednoho dopravního prostředku za celou dobu sklizně při C -té realizaci (min)

Počáteční hodnota veličiny C , resp. S_k , resp. S_d , resp. d je 1 (blok 1), resp. 0 (blok 2), resp. 0 (blok 3), resp. 0 (blok 4).

Prostoje dopravního prostředku je zaznamenán při jeho skončení, tj. při zahájení obsluhy po přiřazení dopravního prostředku k signalizujícímu sklizeči (nikoli po přiřazení sklizeče k uvolněnému dopravnímu prostředku, neboť před svým uvolněním nemá dopravní prostředek prostoje). Tedy prostoje dopravního prostředku se zaznamená ve větvi vedoucí od větve „ano“ bloku 11 k bloku 19; přitom doba prostoje dopravního prostředku v daném kroku je zřejmě $T - T_x = D_x$. Toto číslo se blokem 18 přičte k předchozí hodnotě veličiny S_d .

Prostoje sklizeče je rovněž zaznamenán při jeho skončení, tj. při zahájení obsluhy po přiřazení sklizeče k uvolněnému dopravnímu prostředku (nikoli po přiřazení dopravního prostředku k signalizujícímu sklizeči, neboť před začátkem signalizace nemá sklizeč prostoje). Tedy prostoje sklizeče se zaznamená ve větvi vedoucí od větve „ne“ bloku 11 k bloku 19; přitom doba prostoje sklizeče v daném kroku je zřejmě $T - C_y$. Toto číslo se blokem 39 přičte k předchozí hodnotě veličiny S_k .

Klademe ovšem

$$d_c = \frac{S_d}{n_d}$$

$$k_c = \frac{S_k}{n_k}$$

Veličina d se sčítá blokem 20 při uskutečnění obsluhy, tj. například za blokem 19. Je-li již hon sklizen, tj. je-li $d = r$, pak daná realizace sklizně končí, přičemž veličina t_c , resp. k_c , resp. d_c nabývá hodnoty T , resp. $\frac{S_k}{n_k}$, resp. $\frac{S_d}{n_d}$ (bloky 43, 44, 45), a tyto hodnoty se vytisknou jako výsledek dané realizace (blok 46). Tomu odpovídá zařazení rozhodujícího bloku 21 za blok 20.

Abychom zdůraznili význam tvoření hodnot náhodných veličin Z , R , W , zařadíme před blok 28 blok 27, před blok 51 blok 50, který tvoří hodnoty náhodných veličin P , B , z nichž se vypočítají hodnoty náhodných veličin R , W podle vztahu uvedeném na str. 354.

Při dané realizaci sklizně se uskuteční řada kroků, z nichž některé projdou blokem 50, některé blokem 27 a některé oběma těmito bloky. Při každém z těchto kroků nabude náhodná veličina Z , resp. P , resp. B nějaké hodnoty, která se obvykle liší od hodnoty

v předchozích krocích, pokud v nich tato veličina vůbec nabyla nějaké hodnoty, neboť různé kroky mohou probíhat po různých větvích rozhodovacích bloků. Z toho všeho je zřejmé, že i výsledná hodnota t_c , resp. k_c , resp. d_c se obvykle liší od hodnoty t_c , resp. k_c , resp. d_c pro jiné číslo C (tj. při jiné realizaci).

Uvažujme náhodnou veličinu t , resp. K , resp. D , která nabývá (v závislosti na náhodě) hodnot t_c , resp. k_c , resp. d_c při $C \in \{1, \dots, w\}$. Při větším počtu realizací je relativní četnost výskytu určité hodnoty t_c , resp. k_c , resp. d_c přibližně rovna pravděpodobnosti výskytu této hodnoty.

Zařazením bloků 47 a 48 dosáhneme vytvoření w realizací, přičemž za w volíme dosti velké číslo.

Z tabulky výsledků t_c resp. k_c , resp. d_c pro všechna $C \in \{1, \dots, w\}$ můžeme sestavit histogram (Reisenauer 1965) rozdělení náhodné veličiny t , resp. K , resp. D . Pomocí histogramu pak lze odhadnout tvar grafu frekvenční funkce příslušné náhodné veličiny.

Z tabulky výsledků můžeme dále určit odhady charakteristik rozdělení náhodné veličiny t , resp. K , resp. D , zejména střední hodnotu a variační koeficient.

VÝPOČET DOBY PLNĚNÍ ZÁSObNÍKU SKLIZEČE

Nechť je

- q — doba plnění zásobníku sklizeče (min)
- γ — objemová hmotnost produktu (kg/l)
- Q — průchodnost sklizeče (kg/sek)
- k_Q — koeficient využití průchodnosti sklizeče (využívá-li obsluha sklizeče průchodnosti stroje Q na k %, pak $k_Q = 0,01 k$)
- V — objem zásobníku sklizeče (l)
- s — váhové množství produktu v 1 kg sklizené hmoty
- $\lambda = \frac{1-s}{s}$

Z rovnice $\lambda = \frac{1-s}{s}$ plyne $s = \frac{1}{\lambda + 1}$. Za 1 minutu zpracuje sklizeč $60 \cdot k_Q \cdot Q$ kg hmoty; v tomto množství je

$$60 \cdot k_Q \cdot Q \cdot s = \frac{60 \cdot k_Q \cdot Q}{\lambda + 1} \text{ kg produktu}$$

Do zásobníku se vejde $V \cdot \gamma$ kg produktu a zásobník se tedy naplní za dobu

$$g_c = \frac{V \cdot \gamma (\lambda + 1)}{60 \cdot k_Q \cdot Q} \text{ min}$$

VÝPOČET DOBY JÍZDY DOPRAVNÍHO PROSTŘEDKU DO SKLADU A ZE SKLADU

Nechť je

- S — vzdálenost honu od skladu (km)
- P — průměrná rychlost jízdy dopravního prostředku do skladu (km/hod)
- B — průměrná rychlost jízdy dopravního prostředku ze skladu (km/hod)
- R — doba jízdy dopravního prostředku do skladu (min)
- W — doba jízdy dopravního prostředku ze skladu (min)

Pak doba jízdy do skladu, resp. ze skladu je

$$\frac{S}{P}, \text{ resp. } \frac{S}{B} \text{ hod. čili}$$

$$R = \frac{60 S}{P} \text{ min}$$

$$W = \frac{60 S}{B} \text{ min}$$

VÝPOČET POČTU NÁSYPEK NUTNÝCH KE SKLIZNI CELÉHO HONU

Nechť je

U — výměra honu (ha)

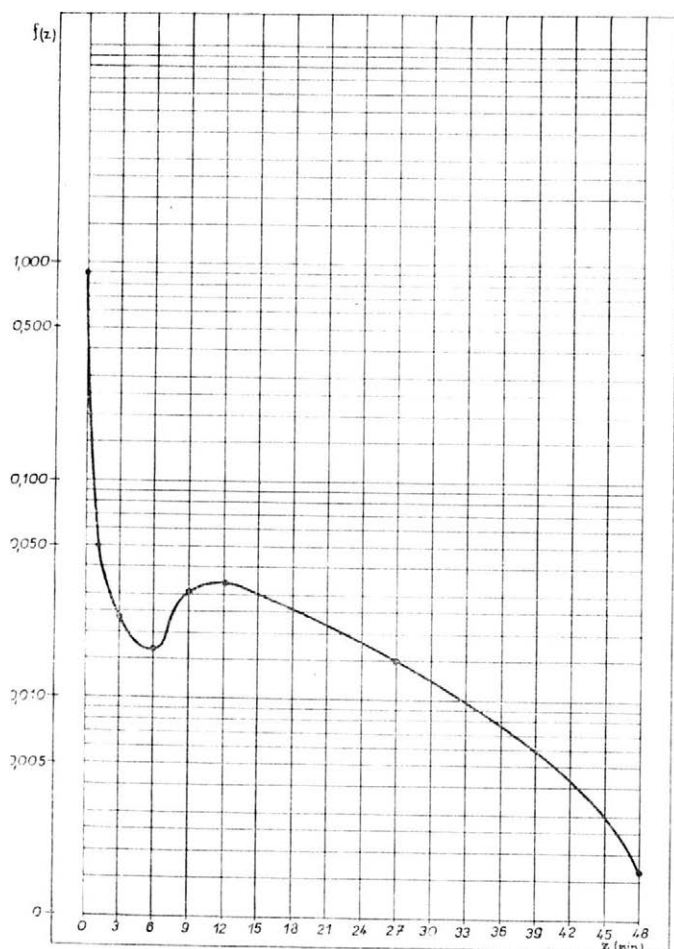
h — hektarový výnos (q/ha)

r — počet násypek nutných ke sklizni celého honu

Jak víme, do zásobníku sklizeče se vejde $V \cdot \gamma$ kg produktu. Na daném honu je $U \cdot h$ metrických centů, čili $100 \cdot U \cdot h$ kg produktu.

Tedy

$$r = \frac{100 \cdot U \cdot h}{V \cdot \gamma}$$



2. Graf frekvenční funkce náhodné veličiny Z pro $b = 60$; $p = 0,92$; $a = 1$ (stupnice $f(z)$ je logaritmická)

ROZDĚLENÍ NÁHODNĚ VELIČINY Z

Na základě experimentálních dat byly zjištěny hodnoty empirického rozdělení náhodné veličiny Z (doby poruchy sklizeče). Za pomoci těchto hodnot byla sestrojena následující distribuční funkce $F(z)$ této veličiny:

$$\text{pro } z < 0 \dots F(z) = 0 ,$$

$$\text{pro } z = 0 \dots F(z) = p ,$$

$$\text{pro } 0 < z \leq a \dots F(z) = \frac{z}{1000a} + p ,$$

$$\text{pro } a < z \leq b \dots F(z) = \frac{2(b-a)(0,999-p)(z-a)}{(z-a)^2 + (b-a)^2} + p + 0,001 ,$$

$$\text{pro } z > b \dots F(z) = 1 ,$$

kde: b – maximální doba poruchy (min)

p – pravděpodobnost bezporuchového provozu (při jednom plnění zásobníku sklizeče)

a – konstanta

Graf frekvenční funkce $f(z)$ náhodné veličiny Z pro $b = 60$, $p = 0,92$, $a = 1$ je na obr. 2.

ROZDĚLENÍ NÁHODNÝCH VELIČIN P , B

Na základě experimentálních dat byly zjištěny hodnoty empirického rozdělení náhodné veličiny P , resp. B (průměrná rychlost jízdy do skladu, resp. ze skladu). Za pomoci těchto hodnot byla sestrojena následující funkce $q(x)$, resp. $\phi(x)$ inverzní k distribuční funkci náhodné veličiny P , resp. B (distribuční funkci náhodné veličiny Z a funkci inverzní k distribuční funkci náhodné veličiny P , resp. B sestrojil František Hajnovič z Výpočetního ústavu Vysoké školy zemědělské v Praze):

$$\text{pro } 0 \leq x < x_0 \dots q(x) = \beta - A(x - x_1)^2 ,$$

$$\text{pro } x_0 \leq x \leq 1 \dots q(x) = B_1 + A_1(x - x_2)^2 ,$$

kde: $\beta = k \cdot v_p$

$$A = \frac{\beta}{x_1^2}$$

$$x_0 = x_1 - \frac{A}{A}$$

$$C = \frac{v_p - \beta}{k(1 - x_0)} + \frac{A}{A(1 - x_0)}$$

$$x_2 = \frac{(C - 1) \cdot x_0 - 1}{C - 2}$$

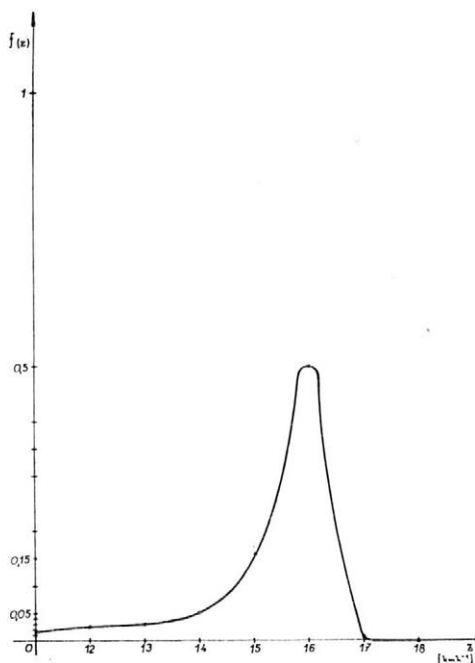
$$A_1 = \frac{A}{x_0 - x_2}$$

$$B_1 = v_p - A_1(x - x_2)^2$$

přičemž v_p je maximální hodnota veličiny P ; k , x_1 , A jsou konstanty.

Funkce $\phi(x)$ se od funkce $q(x)$ liší jen tím, že místo v_p je všude v_b , což je maximální hodnota veličiny B .

Graf frekvenční funkce $f(x)$ náhodné veličiny B pro $v_b = 19$; $k = 0,8$; $x_1 = 0,5$; $A = 0,15$ je na obr. 3.



3. Graf frekvenční funkce náhodné veličiny B pro $v_b = 19$; $k = 0,8$; $x_1 = 0,5$; $\Delta = 0,15$

varianta 4/3 znamená $n_k = 4$, $n_d = 3$). Zároveň byly vypočítány odhady středních hodnot a variačních koeficientů těchto náhodných veličin; výsledky jsou v tab. I.

Z Á V Ě R

Očekávanou hodnotou náhodné veličiny t , resp. K , resp. D je její střední hodnota (Reisenauer 1965). Za nejlepší odhad střední hodnoty jsme považovali průměr z w realizací. Jak je známo, v případě velkého variačního koeficientu se mohou v jednotlivých

PŘÍKLAD VÝPOČTU HISTOGRAMŮ A CHARAKTERISTIK VELIČIN t , K , D

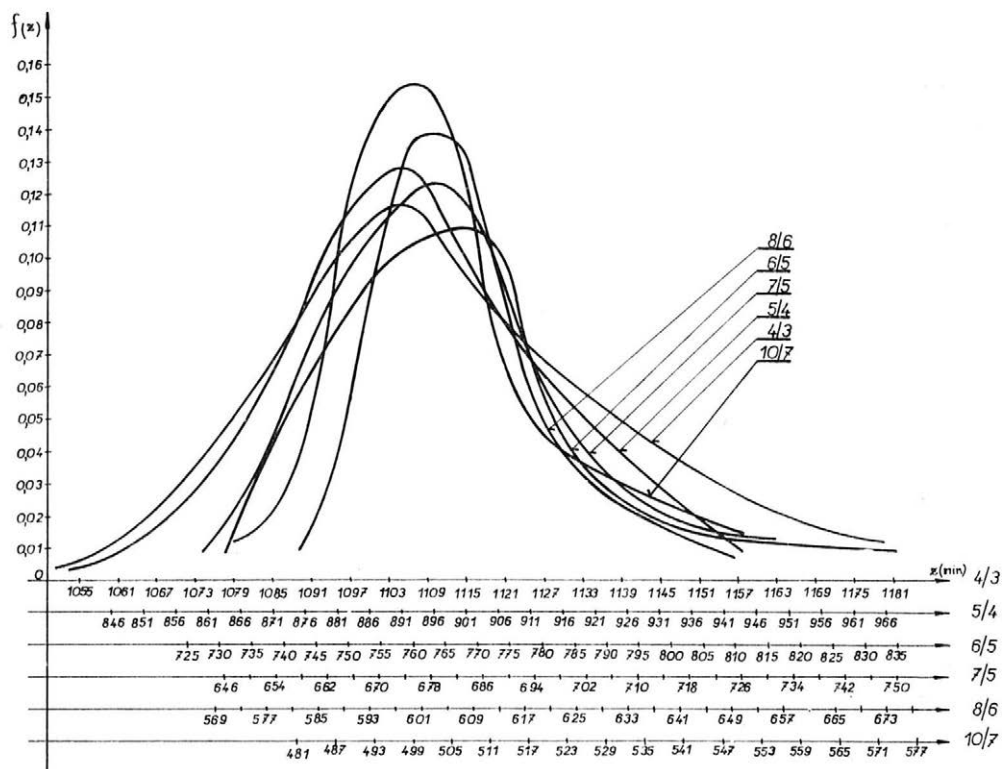
Podle blokového schématu (obr. 1) byl vypracován program (program vypracoval ing. Tomáš Doucha z Výpočetního ústavu Vysoké školy zemědělské v Praze, podprogramy pro generování hodnot náhodných veličin Z , P , B vypracoval František Hajnovič) pro samočinný počítač MINSK 22 (Brabenec a kol. 1971). Pomocí tohoto programu byly vypočítány hodnoty náhodných veličin t , K , D pro každou z šesti variant. Jednotlivé varianty se lišily jen v hodnotách veličin n_k , n_d ; ostatní hodnoty byly zvoleny takto:

$V = 2500$, $\gamma = 0,7$, $\lambda = 1,2$, $t_v = 2,5$, $k_Q = 0,7$, $Q = 5$, $t_s = 4,5$, $n_n = 5$, $U = 85$, $h = 38$, $S = 4,6$, $a = 1$, $b = 60$, $p = 0,92$, $k = 0,8$, $x_1 = 0,5$, $v_p = 12$, $v_b = 17$, $w = 100$, $\Delta = 0,15$.

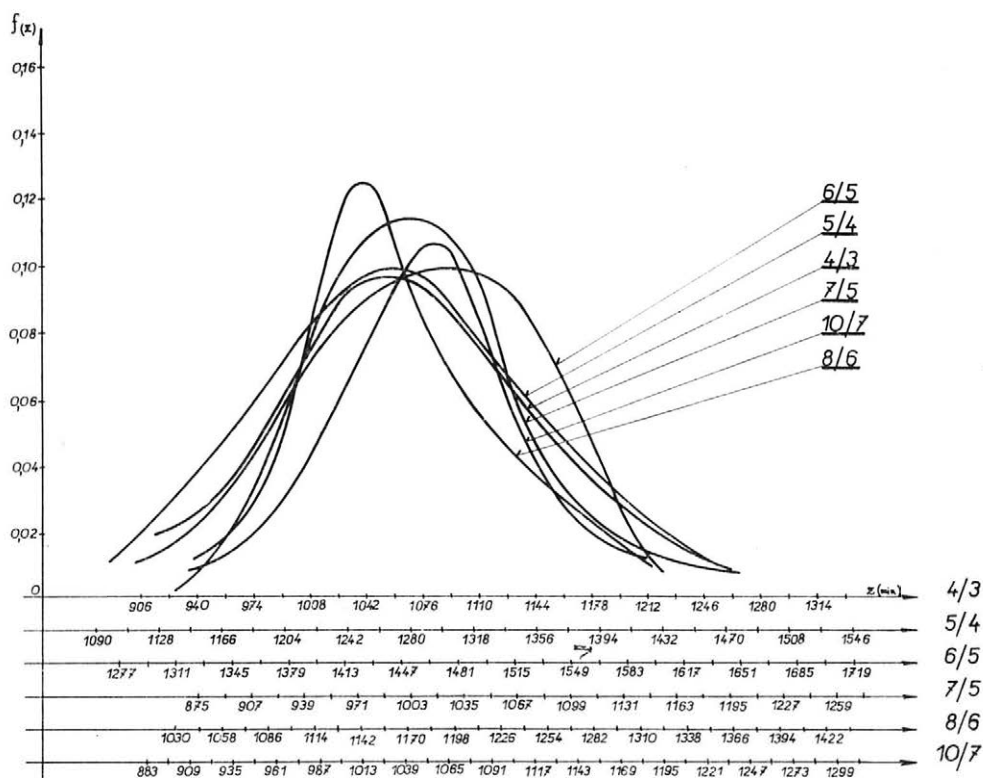
Z vypočítaných hodnot byly sestrojeny grafy frekvenčních funkcí náhodných veličin t , K , D ; grafy jsou v obr. 4, 5, 6 (např.

I. Střední hodnoty a variační koeficienty náhodných veličin t , K , D pro každou ze šesti variant

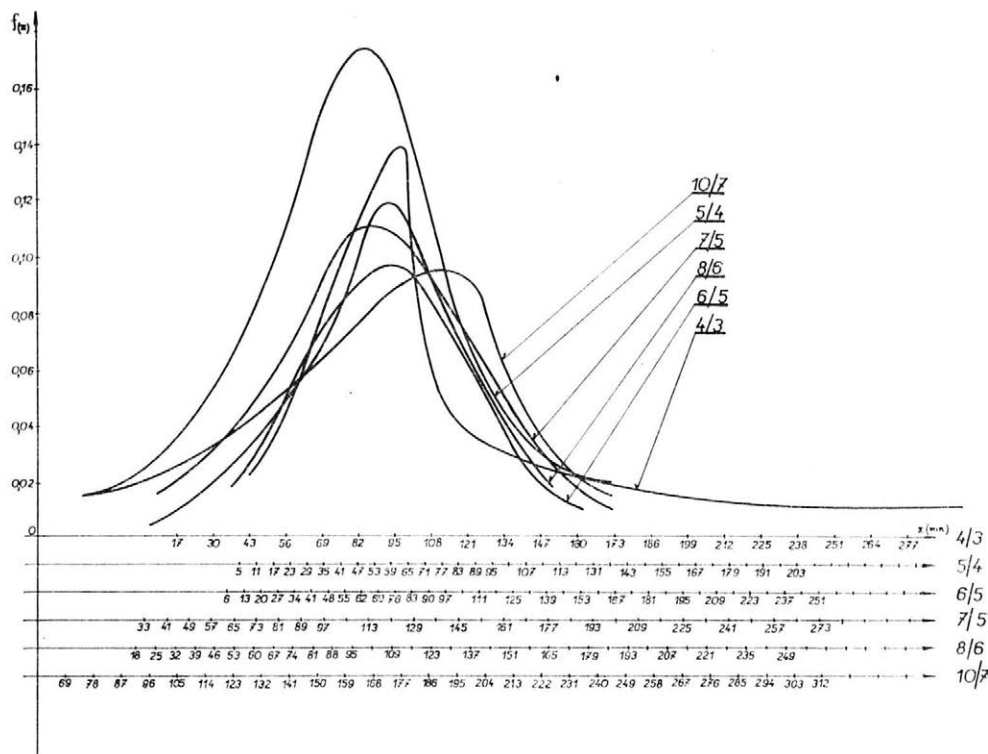
n_k	n_d	Střední hodnota			Variační koeficient (%)		
		t	K	D	t	K	D
4	3	1110	22	355	2	2	2
5	4	896	11	320	2	1	2
6	5	764	10	290	2	1	3
7	5	678	16	200	2	2	3
8	6	602	13	196	2	2	3
10	7	502	18	149	2	4	3



4. Graf frekvenční funkce náhodné veličiny t pro každou ze šesti variant



5. Graf frekvenční funkce náhodné veličiny K pro každou ze šesti variant



6. Graf frekvenční funkce náhodné veličiny D pro každou ze šesti variant

realizací hodnoty náhodné veličiny t , resp. K , resp. D značně lišit od střední hodnoty. To by ovšem znamenalo, že výsledek je velmi nespolehlivý. Zpravidla tedy za výsledek (skutečnou hodnotu) veličiny t , resp. K , resp. D považujeme průměr z dostatečného počtu realizací, neboť variační koeficient náhodné veličiny, která je průměrem z většího počtu realizací, je menší než variační koeficient náhodné veličiny t , resp. K , resp. D . Ve skutečnosti se snažíme najít nejmenší dostatečný počet realizací, protože při zbytečně vysokém počtu realizací je sice vysoká spolehlivost výsledku, ale výpočet se stává příliš nákladným. Takto lze libovolně zvýšit spolehlivost výsledku. Nejmenší dostatečný počet realizací lze stanovit právě za pomoci znalosti rozdělení náhodné veličiny t , resp. K , resp. D .

Je-li nyní již spolehlivě určena hodnota celkového času sklizně na daném honu t , celkový prostoj jednoho sklizeče K a jednoho dopravního prostředku D , je možné určit (Prokop a kol. 1972) i přímé náklady sklizně Y . Funkci, určující tyto náklady, lze považovat za účelovou funkci pro optimalizaci některých parametrů modelu. Praktickou aplikaci navrženého modelu při optimalizaci veličin n_k a n_d popisuje Prokop a kol. 1972.

Autoři tohoto článku zpracovali modifikaci modelů pro případ, kdy vyprazdňování zásobníku sklizeče probíhá za jízdy.

Dále byl autory vypracován model systému skládajícího se ze všech těch honů, z nichž se dopravuje produkt do jednoho skladu; v tomto případě se připouští možnost vzniku fronty dopravních prostředků před skladem.

Přehled použitých symbolů

T	— čas možného začátku obsluhy sklizeče
A_i	— čas začátku signálu i -tého sklizeče ($i \in \{1, \dots, n_k\}$)
T_j	— čas uvolnění j -tého dopravního prostředku ($j \in \{1, \dots, n_d\}$)
x	— pořadové číslo dopravního prostředku přiřazeného k obsluze sklizeče ($x \in \{1, \dots, n_d\}$)
y	— pořadové číslo sklizeče, jemuž je přiřazen dopravní prostředek k obsluze ($y \in \{1, \dots, n_k\}$)
R	— doba jízdy dopravního prostředku do skladu (min)
W	— doba jízdy dopravního prostředku ze skladu (min)
Z	— doba poruchy sklizeče (min)
f_j	— počet násypků v ložném prostoru j -tého dopravního prostředku ($j \in \{1, \dots, n_d\}$)
D_j	— doba prostoje j -tého dopravního prostředku (při $D_j \geq 0$), resp. evidence, že dopravní prostředek není k dispozici (při $D_j < 0$), (min, $j \in \{1, \dots, n_d\}$)
G_i	— čas začátku prostoje i -tého sklizeče ($i \in \{1, \dots, n_k\}$)
n_k	— počet sklizečů ve skupině
n_d	— počet dopravních prostředků obsluhujících sklizeče
t_v	— doba vyprazdňování zásobníku sklizeče (min)
q	— doba plnění zásobníku sklizeče (min)
n_n	— maximální možný počet násypků v ložném prostoru dopravního prostředku
t_s	— doba pobytu dopravního prostředku ve skladu (min)
C	— pořadové číslo realizace sklizně
S_k	— součet prostojů všech sklizečů od začátku sklizně do času T (min)
S_d	— součet prostojů všech dopravních prostředků od začátku sklizně do času T (min)
d	— počet násypků odvezených do skladu od začátku sklizně do času T
r	— počet násypků nutných ke sklizni celého honu
w	— celkový počet realizací sklizně
t_c	— celková doba sklizně při C -té realizaci (min)
k_c	— prostoj jednoho sklizeče za celou dobu sklizně při C -té realizaci (min)
d_c	— prostoj jednoho dopravního prostředku za celou dobu sklizně při C -té realizaci (min)
γ	— objemová hmotnost produktu (kg/l)
Q	— průchodnost sklizeče (kg/sek)
k_Q	— koeficient využití průchodnosti sklizeče
V	— objem zásobníku sklizeče (l)
s	— váhové množství produktu v 1 kg sklizené hmoty
λ	— $\frac{1-s}{s}$
S	— vzdálenost honu od skladu (km)
P	— průměrná rychlost jízdy dopravního prostředku do skladu (km/hod)
B	— průměrná rychlost jízdy dopravního prostředku ze skladu (km/hod)
R	— doba jízdy dopravního prostředku do skladu (min)
W	— doba jízdy dopravního prostředku ze skladu (min)
U	— výměra honu (ha)
h	— hektarový výnos (q/ha)
b	— maximální doba poruchy sklizeče (min)
p	— pravděpodobnost bezporuchového provozu při jednom plnění zásobníku sklizeče
a	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny Z
v_p	— maximální hodnota veličiny P
v_b	— maximální hodnota veličiny B
k	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
x_1	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
A	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
t	— náhodná veličina nabývající hodnot $t_1, \dots, t_w$
K	— náhodná veličina nabývající hodnot $k_1, \dots, k_w$
D	— náhodná veličina nabývající hodnot $d_1, \dots, d_w$

Literatura

- BRABENEC V., BURDA F., NOVÁK P., 1971, Programování na samočinném počítači MINSK 22. SPN Praha: 140 s.
- BUSLENKO N. P., ŠREJDER J. A., 1965, Stochastické početní metody. SNTL Praha: 195 s.
- HABR J., 1970, Systémové aspekty modelové tvorby. Ekonomicko-matematická laboratoř ČSAV Praha: 259 s.

- KOSKUBA K., 1965, Dynamický model sklizně obilovin. Zem. technika 11 : 1-12.
 KOSKUBA K., 1971, Pravděpodobnostní pojetí a systémový přístup ve vědě o zemědělské technice. Zem. technika 17 : 427-444.
 LAUBER J., 1971, Simulace ekonomických modelů. SPN Praha : 157 s.
 MYSLIVEC V., 1957, Statistické metody zemědělského a lesnického výzkumnictví. SZN Praha : 555 s.
 PROKOP K., LINHART F., DUŠEK A., 1972. Systémový model sklizně obilovin založený na simulaci pomocí samočinného počítače. Zem. ekonomika, v tisku.
 PROKOP K., 1966, Matematika II. SPN Praha : 118 s.
 RAICHL J., 1962, Úvod do programování pro samočinné počítače. NČSAV Praha : 256 s.
 REISENAUER R., 1965, Metody matematické statistiky. SNTL - Práce Praha : 210 s.

Došlo dne 7. 3. 1972

Стохастическая модель динамики системы «уборочные машины — транспортные средства — склад» и ее применение для симуляции на электронно-вычислительной машине

В статье описана стохастическая модель кривой времени деятельности системы «уборочные машины — транспортные средства — склад». Алгоритм модели дан схемой блоков, по которой была разработана программа для симуляции на электронно-вычислительной машине (симуляция с переменным шагом времени).

Входные величины следующие: площадь прохода, погектарный урожай, объемный вес продукта, количество продукта в 1 кг убранных материала, расстояние площади прохода от склада количество уборочных машин, пропускная способность уборочной машины, объем бункера уборочной машины, время разгрузки бункера, коэффициент использования пропускной способности, характеристики случайной величины, показывающей время повреждения уборочной машины, количество транспортных средств емкость транспортного средства, время пребывания транспортного средства на складе и характеристики случайной величины, показывающие скорость передвижения транспортного средства на склад, или со склада.

Выходными величинами являются: общее время уборки площади, общее время простоев уборочной машины, или транспортного средства. Эти величины случайные и при повторном вычислении при помощи модели можно построить гистограмму распределения этих величин и вычислить приблизительные средние величины и вариационный коэффициент этих величин. На основе гистограмм будет определено подходящее количество повторных расчетов при требуемой точности результата, причем за результат принимается средняя величина. На основе результатов можно определить, например, непосредственные расходы, связанные с уборкой, и на их основе оптимизировать некоторые входные величины системы.

**A Stochastic Model of the Dynamics of the System
 "Harvesters — Means of Transport — Storehouse" and its
 Application for Simulation on the Computer**

This paper contains a description of a stochastic model of the time behaviour of the activity of the system "harvesters — means of transport — storehouse". The algorithm of the model is shown by means of a flow diagram, according to which a program has been worked out for the simulation on a computer (simulation with a variable time step).

The input quantities are the following: acreage of fields, per hectare yield, mass volume of the product, quantity of product in 1 kg of the harvested substance, distance between field and storehouse, number of harvesters, output of harvester, volume of supply tank of harvester, time required for emptying of tank, the coefficient of the utilization of the passage through the harvester, the characteristics of the random variables denoting the length of time of breakdowns of the harvester, the number of means of transport, the capacity of the means of transport, the length of time of the stay of the means of transport at the place of storage, and

the characteristics of the random variable stating the speed of the drive of the means of transport to or from the place of storage.

The output quantities are: the total time of the harvesting of the field, the total outage time of the harvester or of the means of transport. These quantities are random ones and in the case of a repeated calculation by means of the model it is possible to construct histograms of the frequency of their values and to calculate estimations of the mean value and of the variational coefficient of these quantities. On the basis of the histograms a suitable number of repeated calculations is determined with the required accuracy of the results obtained, in which case the result obtained is considered to be the average. From the results obtained it is then possible to determine, for example, the direct costs of the harvesting and to optimize, on their basis, certain input parameters of the system.

Stochastisches Modell der Dynamik des Systems

„Erntemaschinen — Transportmittel — Lager“ und dessen Anwendung für die Nachbildung auf der automatischen Rechenmaschine

Im Aufsatz wird das stochastische Modell des Zeitverlaufes der Tätigkeit des Systems „Erntemaschinen — Transportmittel — Lager“ beschrieben. Der Algorithmus wird durch ein Blockschaltbild gegeben, nach dem das Programm für die Nachbildung auf der automatischen Rechenmaschine (Nachbildung mit dem veränderlichen Zeitschritt) ausgearbeitet.

Die Eingangsgrößen sind wie folgt: Ausmaß des Schlages, Hektarertrag, Raummasse des Produktes, Produktmenge je 1 kg des Erntegutes, Entfernung des Schlages vom Lager, Anzahl der Erntemaschinen, Durchsatz der Erntemaschine, Bunkerinhalt der Erntemaschine, Dauer der Bunkerentleerung, Beiwert der Durchsatzauslastung, Charakteristiken der zufälligen Größe, die die Störzeit der Erntemaschine angeben, Anzahl der Transportmittel, Kapazität des Transportmittels, Dauer des Transportmittelaufenthaltes im Lager und Charakteristiken der zufälligen Größe, die die Fahrgeschwindigkeit des Transportmittels zum Lager, bzw. aus dem Lager angeben.

Die Ausgangsgrößen sind wie folgt: Gesamtdauer der Schlagernte, Gesamtausfallzeit der Erntemaschine, bzw. des Transportmittels. Diese Größen sind zufällig und bei der wiederholten Berechnung mittels eines Modells kann man die Häufigkeitshistogramme von deren Werten konstruieren und die Schätzungen des Mittelwertes und des Variationsbeiwertes von diesen Größen errechnen. Auf Grund des Histogrammes wird die zweckmäßige Anzahl der wiederholten Berechnungen bei der erforderlichen Exaktheit des Ergebnisses bestimmt, wobei der Mittelwert als Ergebnis gilt. Ausgehend von den Ergebnissen kann man dann beispielsweise die direkten Erntekosten festlegen und auf deren Grund einige Eingangsgrößen des Systems optimieren.

Modèle stochastique de la dynamique du système: «Récolteuses - moyens de transport - dépôt» et son utilisation pour la simulation à l'ordinateur

Dans l'article on donne la description du modèle stochastique de l'évolution chronométrique de l'activité du système: «récolteuses - moyens de transport - dépôt». L'algorithme du modèle est donné par le schéma des blocs, d'après lequel on a élaboré le programme pour la simulation à l'ordinateur (simulation à pas temporel variable).

Les grandeurs d'entrée sont les suivantes: superficie de la sole, rendement à l'hectare, poids volumétrique du produit, volume de produit dans 1 kg de matière récoltée, distance entre la sole et le dépôt, nombre de récolteuses, capacité de franchissement de la récolteuse, volume de la trémie de la récolteuse, temps d'évacuation de la trémie, coefficient d'utilisation de la capacité de franchissement, caractéristiques de la grandeur aléatoire indiquant la durée de défaillance de la récolteuse, nombre de moyens de transport, capacité du moyen de transport, durée de séjour du moyen de transport dans le dépôt et caractéristique de la grandeur aléatoire in-

diquant la vitesse de déplacement du moyen de transport vers le dépôt, respectivement du dépôt.

Les grandeurs de sortie sont les suivantes: durée totale de la récolte de la sole, temps d'arrêt total de la récolteuse, respectivement du moyen de transport. Ces grandeurs sont aléatoires et en répétant le calcul à l'aide du modèle, on peut construire les histogrammes de distribution des fréquences de leurs valeurs et calculer les évaluations de la valeur moyenne et du coefficient de variation de ces grandeurs. Sur la base des histogrammes on détermine le nombre convenable de calculs réitérés, tout en respectant la précision exigée du résultat, et comme résultat on considère la moyenne. Or, sur les résultats on peut déterminer, par exemple, les frais directs de récolte et optimiser sur leur base certaines grandeurs d'entrée du système.

Adresy autorů:

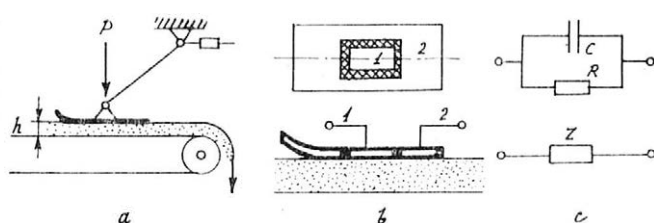
Karel P r o k o p, prom. ped., katedra matematiky, ing. František L i n h a r t, katedra využití STP, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

633.1:631.53.01 621.3 543.81

Měření vlhkosti sypkých látek, např. obilí, na základě změn impedance snímače, je metoda dost rozšířená. Snímač s obilím tvoří v tomto případě pasivní elektrický dvojpól, jehož zdánlivý odpor (impedance) mezi vstupem a výstupem závisí mimo jiné na vlhkosti obilí uvnitř snímače. Konstrukčně lze řešit snímač tak, aby bylo možné vlhkost sledovat průběžně, při jeho pohybu v určité dopravní lince.

Uváděný článek se zabývá tímto případem. Snímač je konstrukčně řešen ve tvaru ližiny, která kopíruje povrch obilí na dopravním pásu (obr. 1a). Jedná se zde o rovinný snímač s jedním (obr. 1b), popřípadě s několika páry elektrod, ve kterém se elektrické pole mezi nimi uzavírá vrstvou obilí. Celkově tedy snímač představuje určitou impedanci Z (obr. 1c).

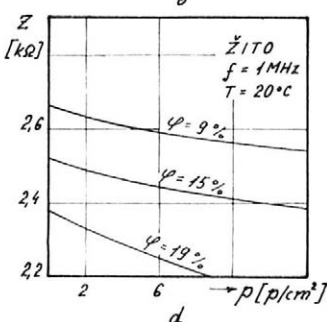
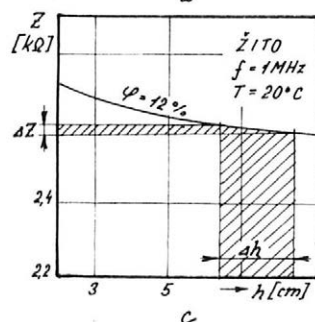
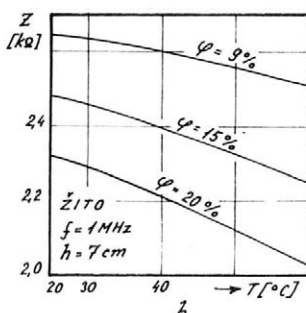
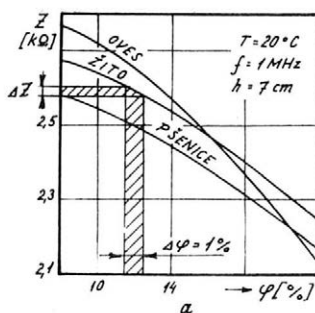
1. Ližinový snímač vlhkosti obilí
a — princip použití, b — umístění elektrod snímače, c — snímač jako elektrický obvod



Na impedanci uvedeného snímače mají vliv tyto parametry:

- vlhkost obilí — φ [%]
- teplota obilí — T [°C]
- stupeň stlačení obilí — p [kp/cm²]
- vrstva obilí — h [cm]
- kmitočet procházejícího proudu — f [MHz]
- druh obilí — D

Bude tedy $Z = f(\varphi, T, p, h, f, D)$ funkcí šesti proměnných. Přitom sledovanou funkcí je závislost $Z = f(\varphi)$. Ostatní vlivy působící rovněž na změny Z jsou nežádoucí. Aby bylo možné změnami impedance snímače jednoznačně vyjadřovat změny vlhkosti obilí, bylo by nutné, aby faktory T, p, h, f, D byly konstantní. Vzhledem k tomu, že tento požadavek nelze v plné míře zajistit, je nutné znát stupeň ovlivnění impedance jednotlivými faktory, aby bylo možno provést příslušné korekce.



2. Závislost impedance snímače Z na
a — vlhkosti, b — teplotě, c — vrstvě obilí,
d — tlaku ližiny na obilí

GRAFICKÉ ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Experimentálně byly měřeny tyto závislosti:

$$\begin{aligned} Z &= f(\varphi) & Z &= f(h) \\ Z &= f(T) & Z &= f(f) \\ Z &= f(p) & Z &= f(D) \end{aligned} \quad (1)$$

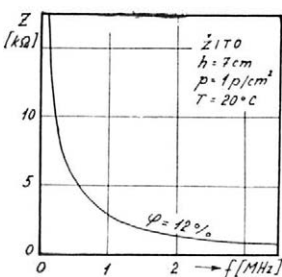
Při měření určité funkce byly vždy zbývající faktory udržovány na konstantní výši. Měřili jsme v laboratorních podmínkách se snímačem, jehož princip je znázorněn na obr. 1a, 1b. Podrobnější údaje uvádí Vítek (1968, 1971).

Grafické vyjádření funkcí (1) je na obr. 2a, b, c, d a na obr. 3 pro tři druhy obilí. Vyplyvá z nich, že nejen vlhkost, ale také ostatní faktory mohou ovlivnit srovnatelným způsobem impedanci snímače. Pro další posouzení těchto vlivů lze použít grafické metody. Vymežíme-li např. ΔZ , odpovídající jednocentní změně vlhkosti ($\Delta\varphi = 1\%$), budou tomu odpovídat určité změny ΔT , Δp , Δh , Δf . Pro daný případ měření můžeme považovat za konstantní druh obilí. Rovněž tak kmitočet, který je dán napájecím zdrojem, a jeho konstantní velikost lze s dostatečnou přesností zjistit.

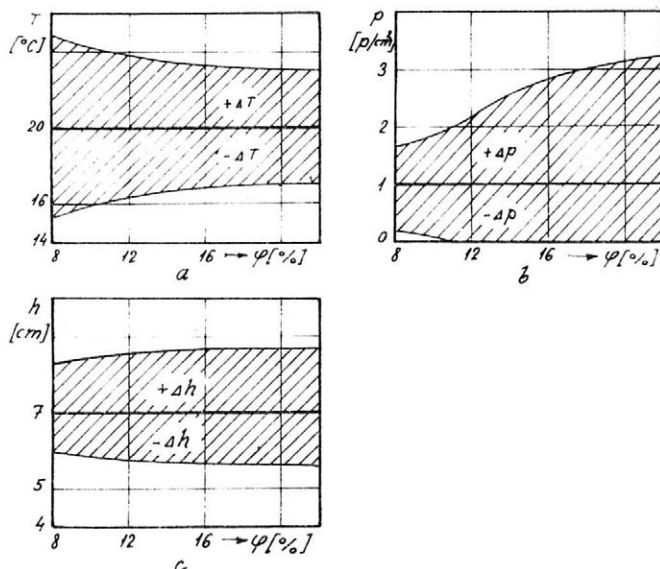
Na obr. 4a, b, c je naznačen způsob, kterým lze tolerance ΔT , Δp , Δh určit tak, aby odpovídaly např. 1% změnám vlhkosti. Protože funkce (1) nejsou lineární, budou tolerance různé pro různé hodnoty φ . Jednocentním změnám φ odpovídají změny ΔT , Δp , Δh , uvedené na obr. 4a, b, c. Pro přehlednost jsou uváděny pouze pro jeden druh obilí a pro jeden kmitočet. Pro jiné druhy obilí a kmitočty toto pásmo bude jiné.

3. Závislost impedance snímače na kmitočtu střídavého proudu

Vzhledem k většímu počtu možných variant nelze všechny graficky uvést.



4 Mezní hodnoty změn:
a — teploty, b — tlaku,
c — vrstvy obilí, které odpovídají impedančně 1% změnám vlhkosti



Z grafického vyjádření na obr. 2, 3, 4 vyplývá: Impedance snímače s obilím klesá s rostoucí vlhkostí, teplotou, stlačením obilí, vrstvou obilí a kmitočtem. Vliv faktorů T , p , h , f bude tím větší, čím větší bude strmost těchto funkcí a čím menší bude při tom strmost funkce $Z = f(\varphi)$ a naopak.

ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Experimentální výsledky měření lze vyjádřit např. pomocí aproximační metody v analytické formě (K o h l m a n 1956). Každému konkrétnímu případu bude potom odpovídat určitá funkční závislost. Např. pro obilí — žito bude vrstvou obilí na dopravníku $h = 7$ cm a $f = 1$ MHz funkce $Z = f(\varphi)$ vyjádřena jako:

$$Z = 2,6 + 0,01\varphi - 0,0015\varphi^2$$

Funkce $Z = f(h)$ pro $\varphi = 12\%$ bude:

$$Z = 2,8 - 0,04h + 0,02h^2$$

Potom z obr. 5 je zřejmé, že:

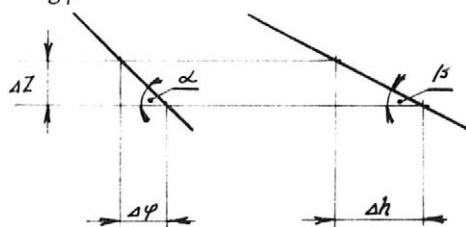
$$\Delta Z = \Delta \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\Delta Z = \Delta h \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Křivku vyjadřující danou závislost nahraďujeme v malém intervalu přímkou. Chyba, které se tím dopouštíme, je zanedbatelná.

Jednoprocentnímu kolísání vlhkosti bude potom impedančně odpovídat kolísání

$$\Delta h = \Delta \varphi \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}$$



5. Změny vlhkosti $\Delta \varphi$ a vrstvy obilí Δh , které vyvolají shodnou změnu impedance snímače

Hodnoty $\operatorname{tg} \alpha$ a $\operatorname{tg} \beta$ lze určit derivací daných funkcí. V konkrétním uvažovaném případě bude potom: $\Delta h = 2,1$ cm, tj. změna vrstvy obilí na dopravníku o 2,1 cm vyvolá stejnou změnu impedance jako změna vlhkosti o 1 %. Jestliže je na základě experimentálních měření znám průběh funkce $Z = f(h)$ pro různé hodnoty φ , lze tedy analyticky vyjádřit změny Δh , odpovídající zadaným změnám $\Delta \varphi$. Stejným způsobem lze vyjádřit i odpovídající ΔT , Δp a Δf . Všeobecně ovšem lze říci, že grafická metoda je přehlednější.

Z uvedeného vyplývá: Aby nedocházelo k nepřesnému měření vlhkosti, je třeba omezit kolísání faktorů T , p , h , f do mezí předem stanovených (obr. 4).

Z Á V Ě R

Měření vlhkosti je ovlivněno řadou faktorů. Jejich vliv na přesnost měření můžeme kompenzovat v podstatě dvojím způsobem:

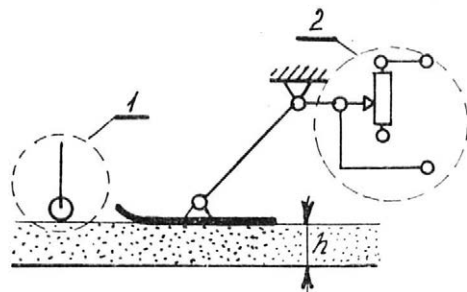
a) Odstranit příčinu jejich vzniku, tj. zajistit, aby všechny tyto faktory v průběhu měření byly stabilizovány, popřípadě aby jejich změny byly udržovány v předem stanovených mezích (obr. 4).

To lze zajistit pouze u některých z uvedených faktorů, jako je např. zarovnávání vrstvy obilí h před snímačem (obr. 6 - 1), stabilizace tlaku ližiny, stabilizace kmitočtu. Ovšem některé faktory, jako např. druh obilí a teplota se budou nutně v průběhu používání snímače měnit. V tomto případě lze použít druhého způsobu, tj.:

b) Použít korekčního členu v měřicím obvodu. To se týká hlavně korekce změn teploty a druhu obilí. Pro jednotlivé druhy obilí je potom možné použít buďto samostatné stupnice na měřidle nebo předem cejchovaným korekčním členem seřadit měřicí obvod při použití pouze jedné stupnice.

Použití korekčního členu lze uplatnit i v případě kolísání vrstvy obilí h zařízením, principiálně znázorněným na obr. 6 - 2. Změny impedance vyvolané změnami vrstvy obilí jsou zde kompenzovány do určité míry potenciometrem vázaným na vertikální pohyb ližiny.

Uváděné vlivy různých faktorů se projeví ve větší nebo menší míře i u jiných konstrukčních řešení snímačů; je třeba je u nich ve spojení s měřicími obvody respektovat.



6. Snímač s korekčními členy
1 — zarovnávání vrstvy obilí, 2 — korekce změn h pomocí potenciometru

L i t e r a t u r a

- VÍTEK V., 1968, Některé vlastnosti kapacitních snímačů k nepřetržitému měření vlhkosti obilí. Zem. technika, 14, 8 : 443-452.
VÍTEK V., 1971, Návrh snímače pro plynulé měření vlhkosti obilí v dopravní lince a experimentální zjištění jeho elektrických vlastností. Kandidátská disertační práce, VŠZ Praha.
KOHLMAN Č., 1956, Aproximace daných závislostí racionálními funkcemi. Slaboproudý obzor 17, 1, příloha praxe.

Došlo dne 7. 3. 1972

**Факторы, действующие на полное сопротивление устройства
для измерения влажности зерна**

Устройство для измерения влажности зерна, основано на изменениях его полного сопротивления, и, кроме влажности, поддается воздействию и других факторов. К ним относятся, прежде всего, температура, степень сжатия зерна, частота тока и вид зерна. У данной конструкции устройства его полное сопротивление подвергается воздействию также слоя зерна h . Влияние приведенных факторов на полное сопротивление устройства можно определить экспериментальным путем, для каждого фактора отдельно. На основе результатов потом можно определить, в какой мере необходимо отдельные факторы стабилизировать.

**The Factors Affecting the Impedance of the Scanner
for the Measuring of the Moisture of Cereals**

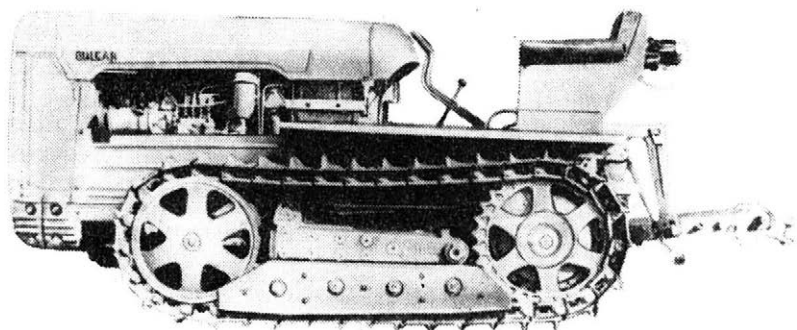
The unit reading the moisture of cereals, based on changes of its impedance, is influenced, apart from by moisture, also by further factors. To these belong above all temperature, the degree of the compacting of the cereals, the frequency of the current, and the species of the cereal. In the case of our construction of the scanner its impedance is influenced also by the h layer of the cereal. The influence of the mentioned factors on the impedance of the scanner can be determined experimentally separately for every factor. On the basis of the results obtained in the measuring it is then possible to determine to what extent it is necessary to stabilize the individual factors.

**Die die Impedanz eines Gebers für die Messung
der Getreidefeuchtigkeit beeinflussenden Faktoren**

Der Geber der Getreidefeuchtigkeit, der auf den Änderungen von dessen Impedanz gegründet ist, wird außer der Feuchtigkeit noch durch weitere Faktoren beeinflusst. Dazu gehört vor allem die Temperatur, Grad der Getreideverdichtung, Stromfrequenz und Getreideart. Bei der gegebenen Geberbauart wird deren Impedanz auch durch die Getreideschicht h beeinflusst. Die Auswirkung der angegebenen Faktoren auf die Geberimpedanz kann nur auf experimentalem Wege, für jeden Faktor getrennt bestimmt werden. Aufgrund der Meßergebnisse kann man alsdann ermitteln, bis zu welchem Maße man die einzelnen Faktoren stabilisieren muß.

Adresa autora:

Ing. Václav Víték, katedra vnitropodnikové mechanizace a elektrizace,
mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát



Traktor Bolgar TL-45

Pro traktor Bolgar TL-45 je charakteristický velký výkon a univerzálnost. Jeho velká pohyblivost zaručuje práci na malých plochách se sklonem terénu do 20°. Široká paleta neseného nářadí umožňuje úspěšné použití traktoru k obdělávání vinic, růžových plantáží, ovocných sadů, k výsadbě kávovníků, cukrové třtiny a řepy.

Agromachinaimpex

BULGARIEN



Vývozce: StHU Agromachinaimpex Bulharsko Sofia, Aksakova 5
telefon: 88 53 25 dálnopis: 022 563

VÝVOJ TRAKTOROVÝCH HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

Rychlý rozvoj mechanizace zemědělství v současnosti přináší s sebou především rozvoj energetické základny. Jednou z podstatných složek této základny je energie traktorových motorů, převážně využívaná při mobilních procesech.

Počty traktorů v našem zemědělství rychle rostou. Svědčí o tom stavy traktorů, které byly v roce 1950 — 25 000 kusů, v r. 1960 — 75 000 kusů, v r. 1970 — 136 000 kusů a výhled do roku 1980 je 160 000 kusů. Zároveň s tím ovšem rostou i výkony traktorových motorů. Průměrný výkon 40 k v současnosti má stoupnout do r. 1980 na 85 k. Nejedná se pouze o větší nasazení silových traktorů s výkony přes 100 k, ale o vzrůst výkonů ve všech výkonových třídách.

Se vzrůstem výkonů je také požadováno lepší vybavení traktoru a zajištění pokud možno největší výkonnosti a nejlepší kvality práce. Konstrukteři se zabývají otázkou pohodlí řidiče, jednoduchostí ovládání, snížením hlučnosti a vibrací, klimatizací kabiny a snadností údržby, ale také otázkou správné agregace, využití tahové síly a dodržováním agrotechnických požadavků.

Jedním z hlavních článků, který může tento stav ovlivnit, je hydraulický systém, určený pro ovládání tříbodového závěsu traktoru. Toto zařízení se používá na traktorech dlouhou řadu let a zavedením regulačních systémů přešlo ze zařízení určeného pro zvedání a spouštění nářadí na systém zaručující dobrou výkonnost a kvalitu práce. S požadavky roste ale i výkon hydraulického mechanismu, jehož vzrůst je uveden v tab. I (Express informácie — Traktorostrojenije 1969, 1970, 1971). V tabulce jsou uvedeny traktory střední výkonové třídy, které měly v nedávné minulosti výkony hydraulických mechanismů okolo 3 k.

Vzhledem k rostoucím výkonům hydraulických mechanismů je třeba se daleko více zabývat jejich správným využíváním.

V ČSSR byla vyvinuta první univerzální hydraulika Zetormatic, která může zajišťovat regulaci

- silovou,
- polohovou,
- smíšenou,
- protikluzové zařízení.

První tři jsou určeny pro práci s neseným nářadím bez opěrného kola, čtvrtá pro polonesené nářadí.

U všech regulací jsou dvě základní kritéria, podle kterých jsou hodnoceny. Je to jednak hledisko proměnnosti zatížení motoru a využití tahové síly traktoru, jednak dodr-

I. Výkon hydraulických mechanismů u traktorů střední výkonové třídy

Model traktoru	Pracovní tlak (kp/cm ²)	Výkon hydrauliky (k)
Ford 3000	168	6,8
Ford 4000	161	7,1
Ford 5000	154	7,3
David Brown 770	112	3,9
David Brown 880	119	4,8
David Brown 990	119	5,4
MF 135	158	5,7
MF 165	163	4,7
MF 175	158	4,7
Nuffield 10/42	122	6,1
Nuffield 10/60	123	6,6
IHC 434	140	6,8

žování agrotechnických požadavků, speciálně pak dodržení rovnoměrnosti hloubky orby. Budeme-li podle těchto hledisek hodnotit jednotlivé regulace, dojdeme k závěru, že po stránce agrotechnické je nejlepší nářadí s opěrným kolem, u kterého je zaručena hloubka orby jeho nastavením. Není však možné tímto nářadím při volném zavěšení podstatně zvýšit adhezní tíhu traktoru, a tím zlepšit jeho tahové vlastnosti.

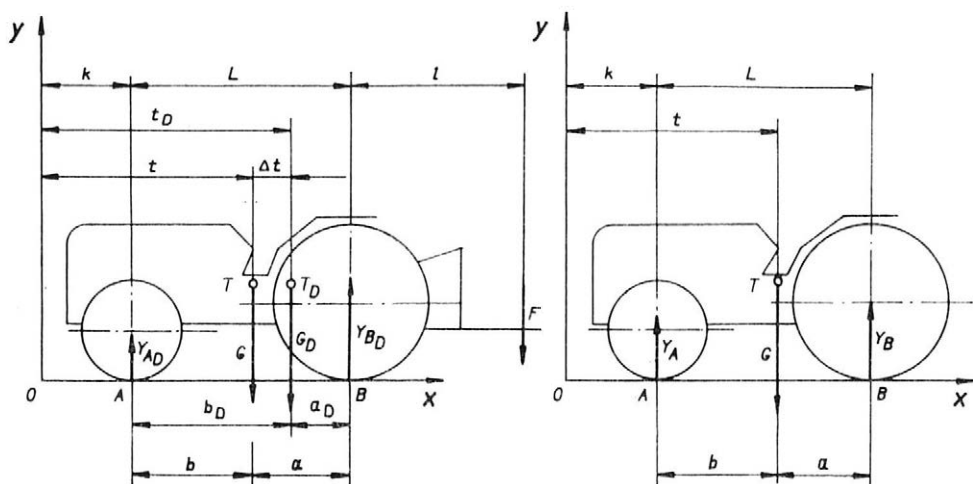
Dotížit traktor při použití nářadí s opěrným kolem se podařilo zavedením protikluzové regulace, neboli tzv. měkké polohy. Toto zařízení dovoluje pomocí hydraulického mechanismu přenést část tíhy nářadí na hnací kola traktoru, a tím zlepšit jeho záběrové vlastnosti. Nadlehčování se děje tlakem oleje na píst hlavního hydraulického válce. Jelikož normální provozní tlak, pohybující se v rozmezí 120 ± 10 kp/cm², by zvedl nářadí úplně, čímž by nedocházelo ke styku kolečka s podložkou, je nutné tento tlak snížit maximálně na 50 kp/cm². Tohoto poklesu tlaku se dosahuje u řady hydraulik — rovněž u hydrauliky Zetomatic — přepouštěním části oleje do přepadu přes škrtkový ventil. Tím však dochází při delším použití k velkému pění a k rychlému ohřevu oleje. Proto je doba použití této regulace výrobcem omezena na tři minuty.

Nevýhoda tohoto opatření tkví v tom, že řada traktoristů buď nepoužívá protikluzu vůbec, nebo jej zapne a nechá ve funkci delší dobu než je předepsáno. To byly důvody, které vedly konstruktéry k zavedení systému, který by nadlehčoval nářadí při práci po neomezeně dlouhou dobu. Vznikla řada nových hydraulických mechanismů, vybavených tzv. tlakovou regulací, která je určena pro veškeré práce s nářadím pracujícím v půdě. Pro nářadí pracující nad povrchem pozemku se pak většinou používá polohová regulace. Hydraulické mechanismy splňují velmi dobře požadavky kladené na jejich práci, neboť při orbě jsou neustále dotěžována hnací kola traktoru a při práci, kdy nářadí je nad půdou, nemusí traktorista sledovat jeho polohu.

Výhodnost dotěžování traktoru tíhou nářadí je patrna z následujícího rozboru.

Předpokládejme, že máme traktor se zadními hnacími koly s poloneseným nářadím. Jestliže v hlavním válci hydrauliky působí stálý tlak, můžeme traktor s nářadím považovat za tuhý celek, zatížený vnější silou F (obr. 1).

Pro určení vlivu dotěžující síly F na velikost podporových reakcí porovnáme rovnováhu traktoru dotíženého a nedotíženého (Kuczewski 1968).



1. Schéma sil působících na traktor

$$\begin{aligned} \text{a) } \Sigma P_{iy} &= -G - F + R_A + R_B = 0 \\ \Sigma M_{iA} &= G \cdot b - R_B \cdot L + F(L + 1) = 0 \\ \text{b) } \Sigma P_{iy} &= -G + R_A + R_B = 0 \\ \Sigma M_{iA} &= G \cdot b - R_B \cdot L = 0 \end{aligned}$$

Velikost adhezního zatížení hnací nápravy bude:

$$\text{a) } R_{BD} = \frac{G \cdot b + F(L + 1)}{L} \quad \text{b) } R_B = \frac{G \cdot b}{L}$$

Zvýšení hodnoty reakce na zadní kola bude:

$$\Delta R_B = R_{BD} - R_B; \quad \Delta R_B = \frac{F(L + 1)}{L}$$

Poloha těžiště vzhledem k počátku souřadnicové soustavy:

$$\text{a) } t_D = k + b + \frac{F(a + 1)}{G + F} \quad \text{b) } t = k + b$$

Velikost posunutí těžiště dozadu vlivem dotížení:

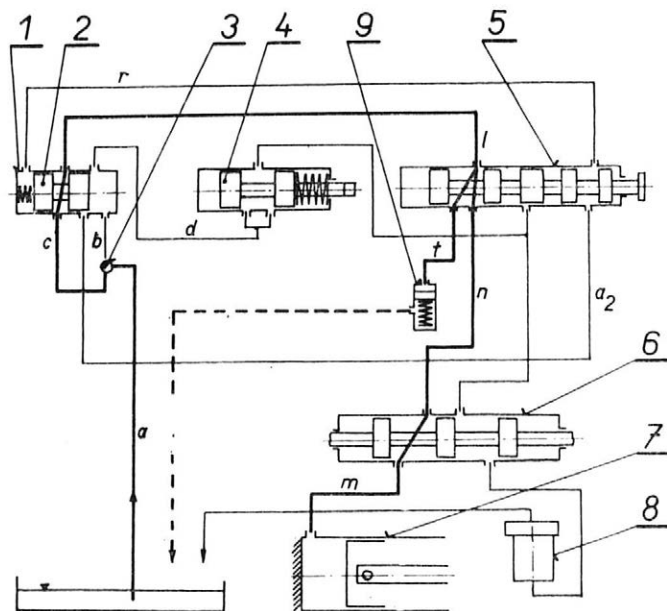
$$\Delta t = t_D - t; \quad \Delta t = \frac{F(a + 1)}{G + F}$$

Z uvedeného je patrné, že se působením dotěžující síly F zvyšuje celková adhezní tíha traktoru posunutím jeho těžiště směrem k zadní nápravě; tím se mění rozložení tíhy na přední a zadní kola, přičemž přírůstek zatížení zadních kol je o hodnotu F větší než úbytek adhezní tíhy na přední nápravě.

Velikost změn zatížení kol je úměrná velikosti síly F a vyložení jejího působení L .

Při svém návrhu na tlakovou regulaci jsem vycházel z požadavků, aby za základ sloužila dosavadní hydraulika Zetormatic, u které by byly zachovány všechny regulační funkce a místo protikluzu by byla včleněna tlaková regulace.

Uvádím charakteristiku a schéma původního řešení zařízení Zetormatic, aby bylo možné je porovnat s návrhem na tlakovou regulaci.



2. Schéma protikluzového zařízení Zetormatic

1 — diferenciální ventil; 2 — rozvaděč; 3 — kohout rychlosti reakce a protikluzu; 4 — šoupátko vnějšího okruhu; 5 — šoupátko vnitřního okruhu; 6 — plnicí ventil; 7 — hlavní válec hydrauliky; 8 — magnetický čistič oleje; 9 — ventil protikluzu

POPIS ČINNOSTI PROTIKLUZOVÉHO ZAŘÍZENÍ ZETORMATIC (obr. 2)

Protikluzové zařízení (Zezula 1969) je v principu založeno na škrcení oleje. Ventil protikluzu je součástí rozvaděče hydrauliky a je ovládán šoupátkem vnitřního okruhu (5). Pracuje jako tlumicí a pojistný ventil. Vytváří tlak od 0 do 50 kP/cm².

Volící páka systému je přesunuta do polohy odpovídající polohové regulaci a ovládací páka vnitřního okruhu je v dolní krajní poloze. Při přesunutí ovládací páky do polohy protikluzu se přesune zároveň šoupátko vnitřního okruhu (5) tak, že se zasune do pouzdra šoupátka a uzavře odpad z konce pouzdra. Tím se zároveň odkryje kanál (l) a tlakový olej proudí do kanálů (n) a (t). Druhá větev (b) z rozvaděče (2) proudí kanálem (d) do pouzdra šoupátka vnějšího okruhu (4) a odtud přes uzavírací ventil do magnetického čističe (8).

Tlakový olej od čerpadla je veden do kohoutu rychlosti reakce a protikluzu (3) a kanálem (c) do rozdělovače (2). Diferenciální ventil (1) je tlakovým olejem z kanálu (r) uzavřen a olej prochází kanálem (l) do pouzdra šoupátka vnitřního okruhu (5). Zde se dodávané množství dělí, a to do kanálu (n) přes škrticí ventil (6) a do kanálu (t) k ventilu protikluzu (9). Z kanálu (n) proudí olej přes plnicí ventil (6) do kanálu (m) a do válce hydrauliky (7).

Tlak oleje ve válci hydrauliky (7) je úměrný množství oleje, který se protlačuje ventilem protikluzu (9). Ventil protikluzu je nastaven na tlak, při kterém nastane vyhlubování nářadí z půdy. Při vyšších dodávkách oleje nastane stlačení pístku ventilu protikluzu a olej je odpouštěn příčnými otvory do odpadu. Tím je přenášena část tíhy a odporu nářadí na kola traktoru, přičemž nářadí zůstává zahloubeno.

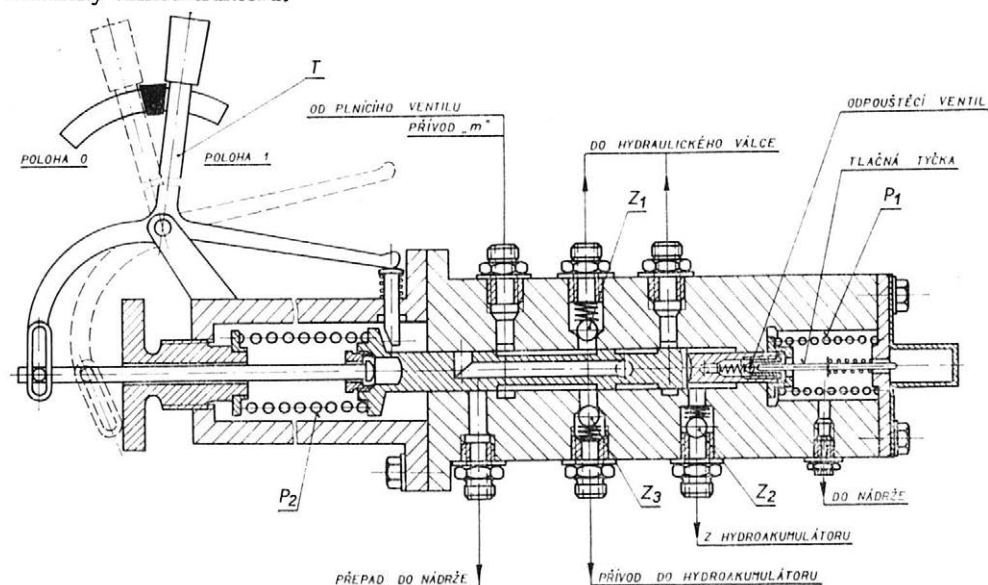
NÁVRH TLAKOVÉ REGULACE PRO HYDRAULIKU ZETORMATIC

Úprava protikluzového zařízení by spočívala v tom, že ventil protikluzu, působící jako tlumicí a škrticí, by byl nahrazen zařízením, které odstraní možnost rychlého ohřevu a pění oleje. Byla navržena tato úprava:

Byl odstraněn ventil protikluzu a do větve mezi plnicí ventil a válec hydrauliky byl zařazen ventil protikluzu v nově navrženém provedení spolu s hydraulickým akumulátorem. Tím se zabrání nežádoucímu pění a přehřívání oleje, takže protikluzové zařízení může pracovat neomezeně dlouho.

Ventil protikluzu po zrušení polohy protikluz umožňuje plnění všech funkcí hydraulického zařízení podle volby obsluhy.

Celý nově navržený hydraulický okruh byl propočítán a výsledkem byl návrh nového ventilu protikluzu, který je na obr. 3. Při jeho návrhu se vycházelo z podmínek, že musí nejen plnit funkci protikluzového ventilu, ale po vypnutí polohy „protikluz“ i ostatní funkce hydraulického zařízení. U vlastního ventilu byl proveden výpočet pouze některých částí závažných pro jeho správnou funkci, jako např. stavěcí pružiny a rozvodového šoupátka. Aby bylo zajištěno plnění ostatních funkcí hydraulického zařízení, je šoupátko vrtáno a do obvodu jsou zařazeny tři zpětné ventily. Průměr kanálků v šoupátku je 12 mm, což odpovídá průměru potrubí. Protikluzový ventil bude umístěn na hydraulice po pravé straně řidiče a hydraulický akumulátor v zadním blatníku traktoru tak, aby nenarušoval estetický vzhled traktoru.



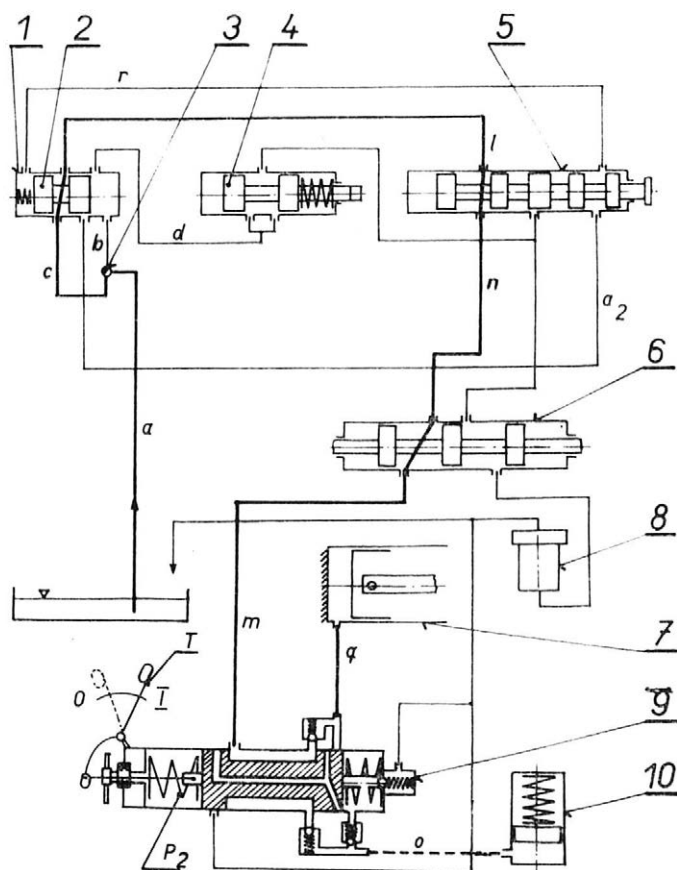
3. Ventil tlakové regulace pro hydrauliku Zetormatic

P_1 , P_2 — pružina ventilu tlakové regulace; T — ovládací páka ventilu tlakové regulace; O — seřizování nadlehčovací síly; Z_1 , Z_2 , Z_3 — zpětný ventil; S — šoupátko ventilu tlakové regulace

POPIS ČINNOSTI PROTIKLUZOVÉHO ZAŘÍZENÍ

S NEOMEZENOU DOBOU PŮSOBNÍ (tlaková regulace — obr. 4)

Volící páka systému je přesunuta do polohy odpovídající polohové regulaci, ovládací páka ventilu protikluzu (T) je v poloze (I) — protikluz a ovládací páka vnitřního okruhu je přemístěna do spodní krajní polohy. Při přesunutí této ovládací páky do polohy protikluz přesune se zároveň šoupátko vnitřního okruhu (5) tak, že se zasune do pouzdra šoupátka a uzavře odpad z konce pouzdra. Tím se zároveň odkryje kanál (I) a tlakový olej má volnou cestu do kanálu (n). Druhá větev z rozvaděče (2) proudí kanálem (d) do pouzdra vnějšího okruhu a odtud přes uzavírací ventil do magnetického čističe (8).



4. Protikluzové zařízení
s neomezenou dobou
působení

1 — diferenciální ventil; 2 — rozvaděč; 3 — kohout rychlosti reakce; 4 — šoupátko vnějšího okruhu; 5 — šoupátko vnitřního okruhu; 6 — plnicí ventil; 7 — hlavní válec hydrauliky; 8 — magnetický čistič oleje; 9 — ventil tlakové regulace; 10 — pružinový hydroakumulátor; *T* — ovládací páka tlakové regulace; *I* — tlaková regulace zapnuta; *o* — tlaková regulace vypnuta

Tlakový olej od čerpadla je veden do kohoutu rychlostí reakce a protikluzu (3) a kanálem (c) do rozvaděče (2).

Diferenciální ventil (1) je tlakovým olejem od kanálu (r) uzavřen a olej prochází kanálem (l) do pouzdra šoupátka vnitřního okruhu. Odtud pokračuje kanálem (n) přes plnicí ventil (6) do ventilu protikluzu (9). Zde prochází tlakový olej do komory vytvořené tělesem šoupátka a přes zpětný ventil do hlavního válce hydrauliky (7). Druhá část oleje z komory rozvaděče jde přes zpětný ventil do hydraulického akumulátoru (10). Zároveň proudí olej přes třetí zpětný ventil do komory vytvořené za tělesem šoupátka protikluzu.

Tlak oleje ve válci hydrauliky (7) je úměrný nastavenému předpětí pružiny (P_2), které lze regulovat ručním kolečkem. Stoupne-li tlak v hydraulickém válci (7) a hydroakumulátoru (10) nad tlak nastavený pružinou (P_2), stoupne zároveň i tlak v komoře za šoupátkem a šoupátko se přesune vlevo tak, že zakryje přívody ke zpětným ventilům, odkryje přepouštěcí kanál z komory za šoupátkem do větve (q) a odtud do hydraulického válce (7) a propojí přívod tlakového oleje s přepadem do nádrže, takže čerpadlo pracuje naprázdno a tlak je pouze v soustavě hydraulický válec — akumulátor.

ZRUŠENÍ ČINNOSTI TLAKOVÉ REGULACE

Ovládací páka vnitřního okruhu je vysunuta z dolní krajní polohy, čímž se odkryje odpad z konce pouzdra šoupátka vnitřního okruhu (5). Ovládací páka (T) ventilu protikluzu je přesunuta do polohy (O) — tlaková regulace zrušena.

Při přesouvání ovládací páky (*T*) do polohy (*O*) se zároveň pohybuje šoupátko ventilu protikluzu vpravo tak dlouho, než narazí tlačná tyčka na přepouštěcí ventil a tlakový olej unikne z komory za šoupátkem, čímž umožní další pohyb šoupátka vpravo. Šoupátko se pohybuje do té doby, než se kanál (*o*) propojí s kanálem (*m*) přepouštěcím kanálem z větve (*q*) a třetím zpětným ventilem. Následkem toho uniká tlakový olej z válce hydrauliky a hydraulického pružinového akumulátoru kanálem (*o*) do kanálu (*m*) přes plnicí ventil (6), větví (*n*) do pouzdra šoupátka vnitřního okruhu (5) a odtud odkrytým odpadem do nádrže.

Z A V Ě R

Oblast použití tlakové regulace v zemědělské polní výrobě je široká. Je výhodná nejen u základních prací, kam patří orba, ale i při přípravě půdy, kultivaci a v některých případech i při seti.

Použití navrženého protikluzového zařízení (tlakové regulace) na traktorech unifikované řady Zetor by vyžadovalo jen minimální zásah do dosavadního hydraulického systému. Tlakové ztráty, zjištěné předběžným výpočtem, jsou velmi malé, činí pouze 2,335 kP/cm². Olej není nikde škrcen delší dobu, takže se předběžně neznechodňuje; tlak oleje, který způsobuje nadlehčování použitého nářadí, je volitelný a regulovatelný od 0 do 50 kP/cm², čímž se mění nadlehčovací a dotěžovací síla.

Dotížením hnacích kol traktoru se zvýší adhezní tíha, což je výhodné zvláště u lehkých traktorů s dostatečným výkonem motoru, zvýší se tahová síla a zmenší se prokluz hnacích kol.

K praktickému zhodnocení a posouzení navrženého zařízení bude možno přistoupit až po jeho ověření při zkouškách v polních podmínkách s použitím různého nářadí a po vzájemném porovnání s dosavadní hydraulikou Zetormatic.

L i t e r a t u r a

- KUCZEWSKI J., 1968, Podstawy eksploatacji agregatów rolniczych. PWRL, Warszawa.
ZEZULA B., 1969, Regulační hydraulika Zetormatic. ZKL—Brno.
—, 1969, 1970, 1971, Express informacija — Traktorostrojenje.

Došlo dne 7. 3. 1972

Проект регулирования давления для гидравлики Зеторматик

В статье показано развитие тракторов а одновременно с ним и развитие гидравлических механизмов не только на тракторах чехословацкого производства, но и на тракторах заграничных. С возрастанием мощности необходимо лучше использовать эти механизмы.

Главная проблема заключается в вопросе достаточной загрузки при применении полуприцепного орудия. Очень часто еще применяется свободная гидравлика, которая загружает трактор только минимально. Недостаток существующей гидравлики Зеторматик заключается в том, что при применении противоскольжения она имеет ограниченное время действия.

В следующей части предложено усовершенствование гидравлики Зетормарк таким образом, чтобы кроме существующей функции регулирования было обеспечено еще противоскольжение с неограниченным временем действия, т. е. с регулированием давления.

Автор статьи предупреждает, что речь идет о проекте, к которому были сделаны расчеты, чертежи, с точки зрения функциональной который был подробно проконсультирован, но до сих пор еще не был испытан в эксплуатации.

A Proposal for a Pressure Regulation for the Zetormatic Hydraulic Device

The present paper contains a description of the development of tractors and, simultaneously, also of the hydraulic mechanisms of tractors not only of Czechoslovak but also of foreign production. Together with the increasing output it is necessary to improve the utilization of these mechanisms.

The principal problem is that of the distribution of pressure in the case of an application of mounted implements. Very frequently free hydraulics is still made use of, which regulates pressure only to a minimum extent. A deficiency of the present Zetormatic hydraulic device is the fact that in the case of an application of anti-skid it has only a limited time of activity.

Therefore in a further chapter of this paper there is a proposal for an adjustment of the Zetormatic hydraulic device so that, besides the present function of regulation, it should also secure anti-skid with an unlimited duration of acting, i. e. pressure regulation.

The author of this paper points out that this is a proposal that has been calculated, drawn, and checked in detail with regard to its functioning, but is has not yet been tested in practical operation.

Entwurf der Druckregelung für die Zetormatic-Hydraulik

Im Aufsatz wird die Entwicklung der Schlepper und zugleich auch die hydraulischen Mechanismen nicht nur der Schlepper der tschechoslowakischen Erzeugung, sondern auch der Schlepper von ausländischen Herstellern aufgezeigt. Mit der ansteigenden Leistung müssen besser auch diese Mechanismen ausgelastet werden.

Das Hauptproblem besteht in der Frage der Zusatzbelastung bei dem Einsatz von aufgesattelten Geräten. Sehr oft wird nur noch die freie Hydraulik verwendet, die den Schlepper nur im Mindestmaß zusätzlich belastet. Der Mangel der bestehenden Hydraulik Zetormatic beruht auf dem Umstande, daß sie bei dem Einsatz der Antischlupfvorrichtung eine eingeschränkte Wirkungsdauer aufweist.

Im nachfolgenden Teile wird deshalb die Anpassung der Hydraulik Zetormatic so vorgeschlagen, daß sie nebst der bestehenden Regelfunktion noch den Antischlupf mit uneingeschränkter Wirkungsdauer, d. h. die Druckregelung gewährleistet.

Der Verfasser macht darauf aufmerksam, daß es sich um einen Entwurf handelt, der berechnet, gezeichnet und funktionsgemäß eingehend konsultiert, allerdings noch nicht im Einsatz geprüft wurde.

Adresa autora:

Ing. Vladimír Šmícr, katedra traktorů a automobilů, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

Při pásovém postřiku se postřikovač otáčí a zároveň se posouvá na vlečném podstavci po zavlažovaném pozemku. Voda se k postřikovači přivádí hadicí, vyrobenou z polyethylénu. Posuv postřikovače se uskutečňuje navinováním hadice na cívku, která bývá umístěna na okraji zavlažovaného pozemku. Za takové situace je hadice vystavena složitému namáhání (Skupin 1969). Přetlak proudící vody vyvolává ve stěně hadice radiální a tangenciální napětí. Při navinování hadice se musí překonávat odpor tření při jejím posuvu po půdě, takže ve stěně vzniká napětí osově.

Kromě mechanického namáhání je materiál hadice vystaven vlivu dalších degradačních faktorů, které mohou podstatně ovlivňovat jeho vlastnosti a v konečné fázi životnost hadic (Renfrew 1966). Hranici životnosti hadice bývá porušení celistvosti její stěny při provozním tlaku vody. Pro praxi je proto důležité znát provozní možnosti používaných hadic, především jejich životnost.

Objektivní výsledky nám poskytnou dlouhodobé zkoušky životnosti hadic v konkrétních provozních podmínkách. Vhodnou volbou experimentálních metod lze však získat i laboratorními zkouškami alespoň některé výchozí hodnoty, které mohou zkrátit provozní zkoušky.

V předpokládané práci je uveden jeden z možných způsobů zkoušení pevnosti hadic z rozvětveného polyethylénu. Zároveň jsou uvedeny i výsledky měření konkrétních vzorků. Jedná se o metodu krátkodobých zkoušek v laboratorních podmínkách. V první sérii byla měřena pevnost samotného polyethylénu, a to na vzorcích normalizovaného tvaru, které jsme odebírali ze stěny hadice. V další sérii pokusů se pak měřila pevnost celých hadic při namáhání tahem v osovém směru za vnitřního přetlaku.

ZPŮSOB MĚŘENÍ

Pro zkoušky byly vybrány hadice z rozvětveného polyethylénu (*rPE*) s přísadou sazí. Použitý polyetylén je tuzemské výroby a je uváděn pod obchodním názvem *Bralen Z 1907 - 001* (prospekt Sloznaft Bratislava). Pro srovnání byla druhá skupina vzorků zhotovena z polyethylénu vyráběného v NDR a uváděného pod obchodním názvem *Miraten 2112 Schwarz*.

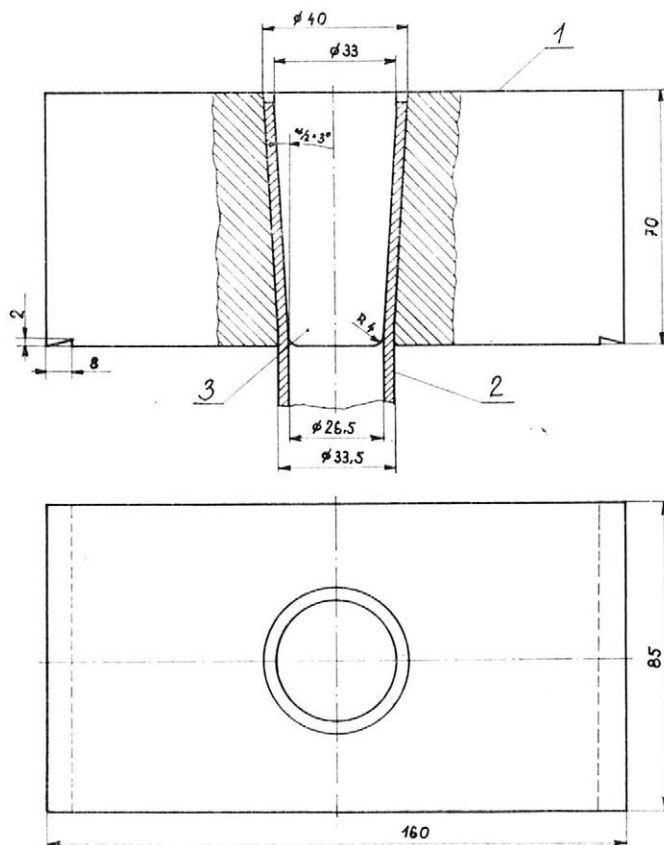
V prospektech výrobců jsou uváděny hodnoty mechanických vlastností polyethylénu, které je však nutno brát jen jako orientační. Pro zpřesnění jsme proto byli nuceni změřit pevnost v tahu na vzorcích odebraných přímo z hadic, které byly vybrány pro zkoušky. Pevnost polyethylénu se měřila podle ČSN 640120. Měřily se dvě skupiny vzorků, přičemž jedna skupina byla vyříznuta ze stěny hadice tak, že její osa souhlasila s osou hadice a druhá skupina byla orientována ve směru tangenciálním.

Pro měření se používal běžný trhací stroj s maximální zátěžnou silou do 100 [kp]. Zkoušky probíhaly při deformační rychlosti 197 [%/min].

Při zkoušení celých hadic nás především zajímala jejich pevnost při tahovém namáhání v osové směru, za současného namáhání vnitřním přetlakem. Při zkoušce se zaznamenávala maximální zátěžná síla potřebná k porušení celistvosti stěny vzorku hadice. Jednotlivá dílčí měření se prováděla při různých hodnotách vybraného vnitřního přetlaku.

Pro zkoušky se vzorky hadic odebíraly tak, aby délka pracovní části byla přibližně 100 [mm]. Na obou koncích se ponechala délka asi 70 [mm], která byla nutná pro upevnění vzorků ve zkušebním stroji. Zkoušky se dělaly na univerzálním trhacím stroji typu 5 ZDM, který se běžně používá pro mechanické zkoušky kovů.

Aby byl splněn požadavek víceosé napjatosti vzorků při zkouškách, bylo především nutné vyřešit způsob upínání hadic do stroje. Doposud používané metodiky zpravidla předpokládají jen jeden druh namáhání. Např. při zkouškách hadic z plastických hmot podle ČSN 640382 jsou vzorky namáhány jen vnitřním přetlakem. Upínací zařízení tedy plní pouze funkci těsného uzávěru. V našem případě však působí kromě vnitřního přetlaku i osový tah. Proto způsob kotvení vzorků podle uvedené normy nevyhovuje. Pro náš případ bylo nutné volit takový systém kotvení hadic, který zabezpečuje tuhé upnutí vzorku ve stroji, aniž by při zatěžování vznikaly v materiálu vruby, a který zároveň plní funkci těsného uzávěru. Byla vyzkoušena řada různých způsobů — jako nejvýhodnější se jevil systém kotvení pomocí kuželů.



1. Kompletní upínací čelist pro hadici $\varnothing 33,5 \times 3,5$ mm

Nákres zvoleného upínacího zařízení je uveden na obr. 1. Tradiční čelisti trhačích stroje nahradily hranoly (1), ve kterých byly vyvrtány otvory s kuželovitostí 1 : 9; ta zabezpečovala samosvornost při upevnění hadice. Do otvorů se zasunuly konce hadic (2) a utěsnily se kužely (3). Jeden kužel byl osově provrtán a opatřen koncovkou pro upevnění pryžové hadice, kterou se přivádělo tlakové médium.

Tuhé upevnění hadice a její utěsnění vyžadovalo tvarování jejího konce za tepla ohřevem ve vodní lázni při teplotě 100 °C. Zároveň se ohříval i hranol a těsnící kužel. Po vytvarování se konce hadic vsunuly do otvorů v hranolech, ve kterých se upevnily kužely. Po vychladnutí se celý přípravek upnul do trhačích stroje.

Při zatěžování se zkoušená hadice prodlužovala. Bylo proto nutné udržovat přetlak na zvolené hodnotě. K tomu sloužil redukční ventil upevněný na láhvi s dusíkem.

Aby se dosáhlo tuhého zakotvení hadice a jejího dobrého utěsnění, zatížil se vzorek na počátku zkoušky jen malou silou. Otevřením redukčního ventilu se vyvolal potřebný přetlak a vzorek se pak zatěžoval nepřetržitě v osovém směru deformací rychlostí 200 [%/min] až do přetržení. Jakmile se objevila první trhlinka ve stěně hadice, zastavil se přívod dusíku i posun stroje.

VÝSLEDKY MĚŘENÍ

PEVNOST POLYETYLENU

U vzorků odebraných ze stěny hadice se před zkouškou změřila plocha průřezu pracovní části S_0 a její délka l_0 . Když se vzorek přetrhl, odečetla se maximální zátěžná síla F_p a změřila délka pracovní části l_1 , přičemž oba přetržené díly byly ještě upnuty v čelistech stroje. Po uvolnění ze stroje se oba díly přiložily k sobě v místě přetržení a znovu se změřila délka pracovní části l_2 . Na obr. 2 je snímek vzorku před přetržením i po něm.

Z naměřených hodnot se vypočítalo napětí na mezi pevnosti (σ_p) i na mezi kluzu (σ_k), přičemž zátěžná síla na mezi kluzu F_k se odečetla z tahového diagramu (obr. 3, 4). Celková tažnost se vypočítala ze vzorce:

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l_0}{l_0} 100 \quad [\%] \quad (1)$$

a elastická tažnost:

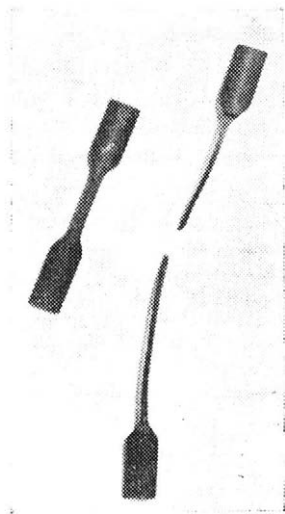
$$\psi = \frac{l_1 - l_2}{l_1} 100 \quad [\%] \quad (2)$$

Rozdíl $l_1 - l_2$ vyjadřuje souborně okamžitou a zpožděnou elastickou deformaci.

Průměrné hodnoty získané měřením jsou uvedeny v tab. I, kde pod číslem 1 jsou vzorky odebrané z hadice v osovém směru a pod číslem 2 vzorky odebrané ve směru tangenciálním.

Sledujeme-li diagramy na obr. 3 a 4, pozorujeme výraznou mez kluzu (horní i dolní). Lze proto předpokládat, že po dosažení meze kluzu dochází k orientaci molekul ve směru působení zátěžné síly. Následující vzestup napětí pak zřejmě charakterizuje zakončení procesu orientace molekul, kdy již dochází k jejich protahování až na mez pevnosti.

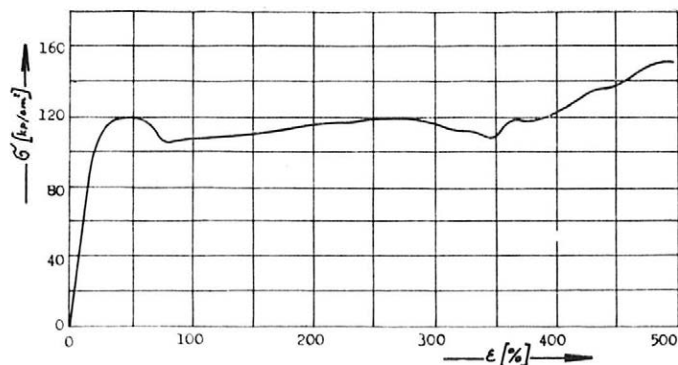
Mez pevnosti, mez kluzu i tažnost u vzorků odebraných z hadice v podélném směru i ve směru příčném se téměř neliší. Zjištěné rozdíly lze zanedbat. Dílčí hodnoty tažnosti



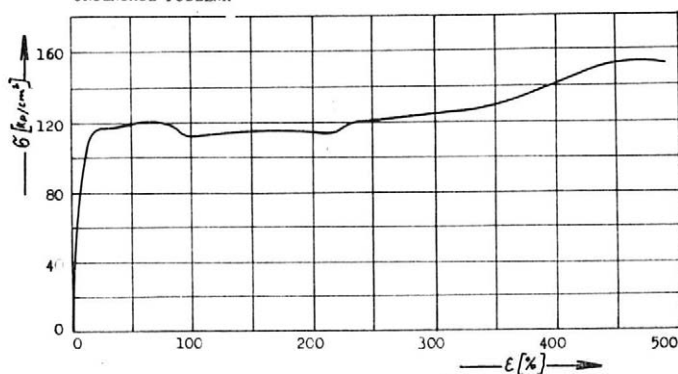
2. Vzorek hadice před přetržením i po něm

ORIENTACE TANGENCIÁLNÍ

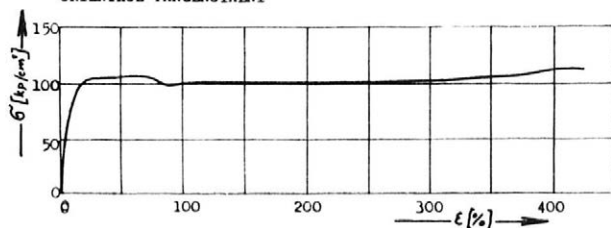
3. Závislost napětí na deformaci při teplotě 22 °C pro vzorky z hadice Ø 33,5 × 3,5 mm, Bralen Z 1907-001



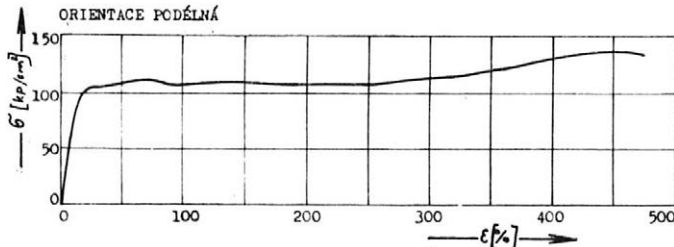
ORIENTACE PODÉLNÁ



ORIENTACE TANGENCIÁLNÍ



ORIENTACE PODÉLNÁ



4. Závislost napětí na deformaci při teplotě 22 °C pro vzorky z hadice Ø 33,5 × 2 mm, Miraten 2112 Schwarz

I. Pevnost rozvětveného polyetylénu

Číslo vzorku	σ_k (kp/cm ²)	σ_p (kp/cm ²)	ε (%)	ψ (%)
<i>Bralen Z 1907—001</i>				
1	112,9	139,4	411,1	21,5
2	109,0	137,5	455,3	20,6
<i>Miraten 2112 Schwarz</i>				
1	101,7	124,6	379,2	25,1
2	95,5	111,5	391,3	25,8

u jednotlivých vzorků však byly mnohdy dost odlišné, což je zřejmě způsobeno existujícími rozdíly ve tvaru a velikosti molekul a ve stupni krystalinity.

Rozdíly hodnot jsou však patrné mezi *Bralenem* a *Miratenem*. Pevnost i mez kluzu u *Miratenu* je nižší než u *Bralenu*, přičemž rozdíl mezi oběma hodnotami u *Miratenu* není tak výrazný jako u *Bralenu*. Souvisí to rovněž s rozdílností ve vnitřní stavbě obou těchto materiálů.

PEVNOST POLYETYLENOVÝCH HADIC

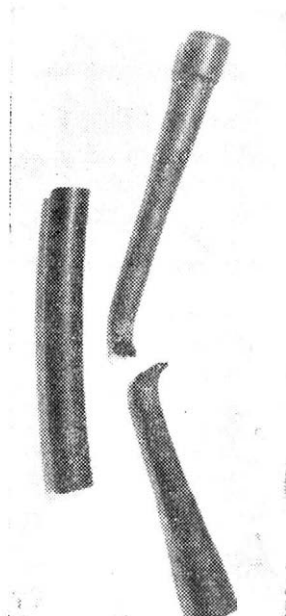
Po upnutí vzorku hadice do trhačích stroje se nejdříve změřila původní délka její pracovní části l_0 a po přetržení pak délka l_1 a l_2 , obdobně jako při zkoušení vzorků odebraných ze stěny hadice. Snímek hadice před přetržením a po něm je uveden na obr. 5.

Průměrné hodnoty získané měřením při různém vnitřním přetlaku jsou pro oba zkoušené materiály uvedeny v tab. II. Byla měřena pevnost a celková i elastická tažnost.

Z výsledků měření je především patrné, že vnitřní přetlak ve zvoleném rozmezí a při použitém způsobu zkoušení téměř neovlivňuje pevnost hadic; jeho vliv na celkovou a elastickou tažnost je rovněž málo výrazný.

Při zkoušení celých hadic v tahu za vnitřního přetlaku lze ovšem předpokládat složitější napjatostní stavy než při zkoušení vzorků normalizovaného tvaru a rozměrů. Pokusíme se definovat alespoň některé základní veličiny, charakterizující napjatostní stavy při víceosém namáhání hadic.

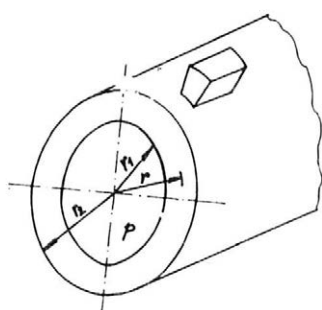
Při analýze nejdříve zaměňme hadici za uzavřenou silnostěnnou nádobu válcového tvaru, která je namáhána pouze vnitřním přetlakem (Pešina 1966). Na obr. 6. je tato situace schématicky znázorněna. U nádoby je vyznačen vnitřní poloměr r_1 , vnější poloměr r_2 a jeho libovolná hodnota r . Na každý element stěny nádoby působí napětí radiální (σ_r), tangenciální (σ_t) a osový (σ_s) — obr. 6b.



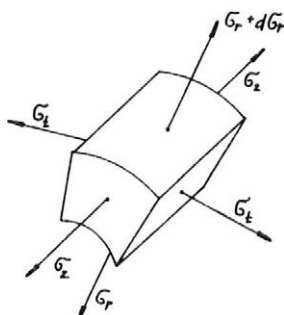
5. Vzorek hadice před přetržením i po něm

II. Pevnost polyetylénových hadic

Přetlak (atp)	Bralen Z 1907-001			Miraten 2112 Schwarz		
	σ_p (kp/cm ²)	ε (%)	ψ (%)	σ_p (kp/cm ²)	ε (%)	ψ (%)
4	108,1	310,3	22,5	106,8	232,7	35,6
5	109,8	235,5	27,7	107,0	259,6	34,8
6	101,3	277,2	26,8	105,7	175,0	63,7
7	107,6	284,2	30,9	101,8	206,2	30,1
8	107,1	256,5	25,9	105,9	183,6	29,2



a



b

6. Schématické znázornění záměny hadice za uzavřenou silnostěnnou nádobu válcového tvaru

Bude-li vnitřní přetlak dostatečně veliký, bude se stěna nádoby plasticky deformovat, přičemž plastická deformace bude postupovat stěnou od vnitřního k vnějšímu povrchu.

Nejdříve budeme definovat kritický přetlak p_k , který způsobí plastickou deformaci celého průřezu stěny. Vyjdeme z předpokladu, že na počátku působení tlaku bude polo-
měr rozšíření plastické deformace $r = r_1$. Pak můžeme podle hypotézy Tresca napsat:

$$\sigma_t - \sigma_r = \sigma_k = p \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad [\text{kp/cm}^2; \text{cm}] \quad (3)$$

V libovolné vrstvě stěny v radiálním směru ve vzdálenosti r bude přírůstek napětí $d\sigma_r$, takže:

$$\frac{d\sigma_r}{r} = \frac{\sigma_k}{r}$$

Řešením této diferenciální rovnice pro případ mezního napětí, tj. pro případ, kdy $r = r_2$, obdržíme výraz pro kritický přetlak, při kterém bylo dosaženo meze kluzu:

$$p_k = \sigma_k \ln \frac{r_2}{r_1} \quad [\text{kp/cm}^2; \text{cm}] \quad (4)$$

Známe-li kritický přetlak, můžeme si pak vypočítat i odpovídající tangenciální napětí z rovnice:

$$\sigma_t = \frac{2p_k r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad [\text{kp/cm}^2; \text{cm}] \quad (5)$$

Rovnice (4) platí ovšem jen při nulovém osové napětí. Bude-li osově napětí větší než nula, bude zřejmě hodnota kritického přetlaku úměrně menší. Pro praxi je také důležité, abychom se pokud možno vyvarovali namáhání hadic nad mez kluzu, aby nedocházelo k plastické deformaci jejich stěn.

Jako příklad vezmeme hadici z *Bralenu*. Naměřená průměrná hodnota meze kluzu tohoto materiálu je $\sigma_k = 110,9$ [kp/cm²]. Pro tuto mez kluzu bude kritický přetlak $p_k = 22,3$ [kp/cm²] a odpovídající tangenciální napětí $\sigma_t = 68,9$ [kp/cm²]. Při přetlaku 4 [atp] bude tangenciální napětí jen 12,4 [kp/cm²]. V tomto případě si tedy můžeme dovolit určité osové zatížení hadice, aniž překročíme mez kluzu.

Analytické vyjádření dodatečného osového zatížení je však obtížné v důsledku výrazné anisotropie materiálu, vzniklé orientací molekul ve směru působení zátěžné síly. To bylo patrné i při zkouškách, kdy se u některých hadic celistvost stěny porušila tak, že vznikly podélné trhliny. Tyto podélné trhliny vznikly přesto, že tangenciální napětí bylo podstatně nižší než napětí osové.

Z A V Ě R

Experimentální metoda a použité zařízení umožňují měřit pevnost polyetylenových hadic i hadic z jiných plastických hmot při víceosé napjatosti. Tímto způsobem získané hodnoty mohou však sloužit jen jako výchozí veličiny. Navržená metoda má totiž statický charakter a nepočítá se např. s časovým faktorem. Při komplexním posuzování životnosti polyetylenových hadic je ovšem nutné brát v úvahu nejen konkrétní charakter jejich namáhání v provozu a časový faktor, nýbrž i všechny ostatní vlivy působící na životnost (otěr, působení vody aj.).

Uvedená metoda však umožňuje sledovat vliv různých faktorů v laboratorních podmínkách, a to odděleně i v komplexu, při krátkodobém i při dlouhodobém působení. Lze např. zkoušet vzorky odebrané z hadic, které pracovaly určitou dobu v provozu. Rovněž lze sledovat dlouhodobý vliv vody na mechanické vlastnosti polyetylenu apod. Rozpracovaná metoda laboratorních zkoušek pevnosti polyetylenových hadic se proto jeví jako účelný způsob, který ve spojení s provozními zkouškami poskytuje možnosti poměrně přesného odhadu životnosti těchto výrobků.

L i t e r a t u r a

PEŠINA F., 1966, Základy užité teorie plasticity. SNTL, Praha.

RENFREW A., 1966, Polyetylen. SVTL, Bratislava.

SKUPIN L., 1969, Mechanické vlastnosti neměkčeného PVC. Plastické hmoty a kaučuk 3 : 65-70.

—, Pevnost v tahu. ČSN 640120.

—, Pevnost trubek z plastických hmot namáhaných konstantním vnitřním přetlakem. ČSN 640382.

—, Bralen. Prospekt Slovnafit, Bratislava.

Došlo dne 8. 12. 1971

Прочность полиэтиленовых шлангов при внутреннем сверхатмосферном давлении

В статье описан метод измерения прочности шлангов из пластмасс при комбинированной нагрузке. Речь шла о статистическом растягивающем усилии по направлению оси шланга при одновременном действии внутреннего сверхатмосферного давления. Метод был проверен во время испытаний шлангов из разветвленного полиэтилена, которые применяются для дождевания ленточным опрыскиванием. Предложенный способ механических испытаний сравнительно хорошо моделирует характер действительного усилия шлангов в этих условиях.

Одновременно были определены некоторые величины, характеризующие состояние напряжения при многоосном усилии шлангов. Прежде всего было определено критическое внутреннее сверхатмосферное давление для нулевого осевого напряжения, при котором напряжение в стене шланга достигнет предела текучести.

Разработанный лабораторный опыт прочности шлангов из пластмасс оказался целесообразным методом, который в соединении с эксплуатационными испытаниями дают определенные возможности определения их долговечности.

The Strength of Polyethylene Hoses in the Case of Internal Overpressure

The paper contains a description of a method applied for the measuring of the strength of hoses of plastics in the case of combined stress. This stress was a static tensile stress in the direction of the axis of the hose together with a simultaneous acting of internal overpressure. The method was checked in a testing of hoses of braided polyethylene, which are used for irrigation by means of zonal spraying. The suggested method of mechanical tests provides a comparatively fair model of the character of the actual stressing of tubes under these conditions.

At the same time also some quantities characterizing the state of stress in the case of a multi-axis stressing of the hoses were defined. Defined was first of all the critical inner overpressure for a zero axial stress, at which the stress in the wall of the hose reaches the limits of skidding.

The worked out laboratory method of the testing of hoses of plastics appears to be an appropriate method, which, in connection with the operational tests, offers a certain possibility of estimating their longevity.

Festigkeit der Polyäthylenschläuche bei dem inneren Überdruck

Im Aufsatz wird die Methode der Festigkeitsmessung von Kunststoffschläuchen bei kombinierter Beanspruchung beschrieben. Es handelte sich um die statische Zugbeanspruchung in der Richtung der Schlauchachse bei gleichzeitiger Einwirkung des inneren Überdruckes. Die Methode wurde während der Prüfungen der Schläuche aus verzweigtem Polyäthylen, die für die Bandspritzbewässerung verwendet werden erprobt. Das vorgeschlagene Verfahren der mechanischen Prüfungen modelliert ziemlich gut das Charakter der wirklichen Schlauchbeanspruchung bei diesen Bedingungen.

Gleichzeitig wurden einige Größen definiert, die den Spannungszustand bei der mehrachsigen Schlauchbeanspruchung kennzeichnen. Vor allem wurde der kritische innere Überdruck für die Achsennullspannung definiert, bei dem die Schlauchwandspannung die Fließgrenze erreicht.

Die entwickelte Laborprüfung der Festigkeit von Kunststoffspannung erscheint als ein zweckmäßiges Verfahren, das in Verbindung mit Einsatzprüfungen gewisse Möglichkeiten für die Schätzung von deren Lebensdauer bietet.

Adresa autorů:

Doc. ing. Jindřich Hrubý, CSc., Ing. Vladimír Vrbá, katedra materiálu a technologie, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

Při hodnocení postřikovačů, kvality rozstříku vody na zavlažovaném pozemku i vypracování projektu závlahového detailu se ve většině případů vychází z podmínky, že rychlost větru nepřesahuje $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. To znamená, že se předpokládá relativní bezvětří.

V ČSSR, hlavně však na Slovensku, je během celého závlahového období velmi málo bezvětrných dnů. Závlaháři musí s větrem počítat, neboť do značné míry ovlivňuje kvalitu rozstříku kapaliny.

Pokud jsem se seznámil s československou i zahraniční literaturou a diskutoval s pracovníky VÚZH z Brna, mohu konstatovat, že poměrně málo autorů řešilo vliv větru na kvalitativní ukazatele závlahy.

Oehler a Schonpp (1963) uvádějí, že vítr má velmi nepříznivý vliv na kvalitu rozstříku kapaliny. Poukazují na skutečnost, že dochází k nerovnoměrnému rozdělení vody na zavlažované ploše a k vysokým ztrátám vody, které činí při rychlosti větru $v_v = 5-6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ asi 50 %. Autoři doporučují k odstranění nežádoucího vlivu větru, aby proud vody nebyl porušen, tzn., aby zůstal celistvý. Dále doporučují používat větších průměrů trysek a vhodných usměrňovačů.

Autoři uvádějí, že je správné zastavit zavlažování při rychlosti větru $v_v = 4-6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při níž je již efektivní dopad závlahy problematický. Oehler doporučuje zavlažovat při rychlosti větru $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jen za předpokladu, že postřikovač je přizpůsobený pro provoz za větru.

Branco (1963) považuje v Izraeli maximálně přípustnou rychlost větru $v_v = 3,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Se závlahovým provozem za uvedené rychlosti větru souhlasí pouze za podmínek, že rovnoměrnost rozdělení vody, charakterizovaná podle Christiansena (1942) tzv. „uniformity koeficientem“ (C_u), nepřekročí hodnotu $C_u = 0,85$. Autor doporučuje omezit postřik při rychlosti větru $v_v = 2,5-4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a při větší rychlosti postřik úplně zastavit nebo zkrátit vzdálenosti mezi postřikovači.

Autoři Oroszlány a Szálai (1964) tvrdí, že při rychlosti větru $4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ již nepomůže ani zkrácení vzdálenosti postřikovačů ani sektorový postřik. Jsou toho názoru, že při uvedené hranici větru je potřebné závlahu postřikem přerušit. Je-li rychlost větru menší, má dojít ke zkrácení vzdálenosti postřikovačů v sestavě, a to při

$$v_v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{o} \quad 10 \%$$

$$v_v = 2-3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{o} \quad 20 \%$$

$$v_v = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{o} \quad 30 \%$$

Tyto hodnoty platí za podmínky, že dostřik je ověřen zkouškami a rovnoměrnost postřiku je charakterizována převrácenou hodnotou stupně nerovnoměrnosti a dosahuje hodnoty $E_f = 0,3$.

Výpočet nerovnoměrnosti (E_f) udává Hofmeister (1961).

Uvedení autoři předpokládají, že za větru je vhodnější čtvercová sestava, při které jsou větší překryté plochy, než sestava trojúhelníková. Přitom je třeba podotknout, že názory o tom, jak vliv větru ovlivňuje délku dostřiku, nejsou jednotné a do určité míry zanedbávají vlivy nižších rychlostí větru.

Otázce vlivu větru se má z hlediska dodržení kvalitativních ukazatelů závlahy věnovat větší pozornost. Zvláště je potřebné zaměřit se na délku dostřiku a stanovit její změnu pro nižší rychlosti větru (tj. do $v_v = 2,5-3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Během jedné otáčky postřikovače je nutné vyjádřit, jak se tyto změny projevují na deformaci překrytých ploch v jednotlivých sestavách.

VLIV VĚTRU DO RYCHLOSTI $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ NA DOSTŘIK A ROVNOMĚRNOST POSTŘIKU

Zkoumejme, jak rychlost větru ovlivňuje délku dostřiku při jedné otáčce postřikovače. Budme si však vědomi toho, že vytrháváme pouze jeden faktor z celé souvislosti a dále toho, že zkoumaný problém není vyčerpán, ale že jsou naznačeny pouze základní vlivy na kvalitativní ukazatele závlahy.

Teoretické řešení větru na dostřik je značně obtížné, byla by to samostatná práce. Při současných možnostech jsem se přiklonil k experimentálnímu zjištění funkční závislosti

$$\bar{L}_d = f(v_v)$$

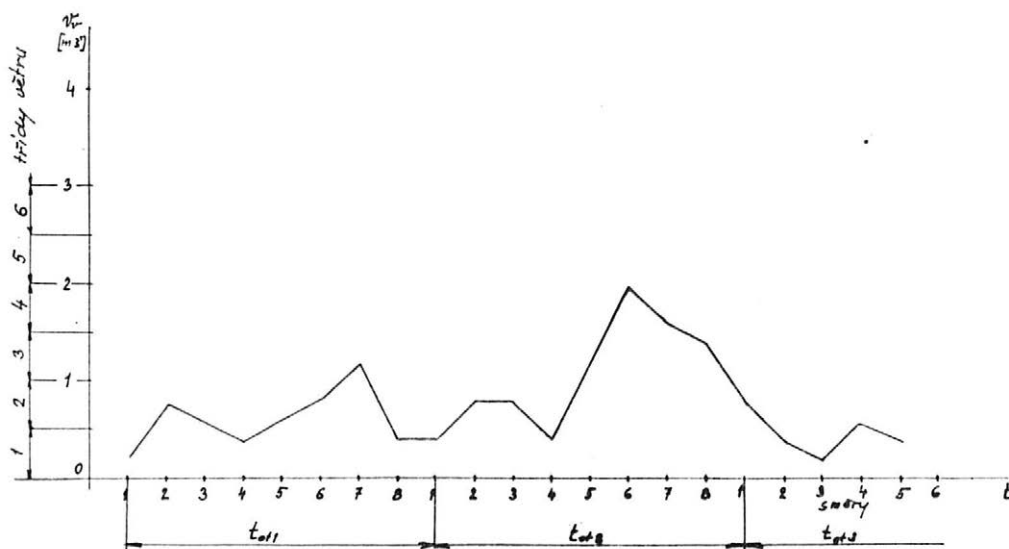
kde: $\bar{L}_d$ — průměrný dynamický dostřik (m)
 v_v — rychlost větru ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Naměřené hodnoty byly podrobeny statistickému zpracování a stanoveny základní závislosti.

ZPŮSOB MĚŘENÍ A MNOŽSTVÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT

Měřili jsme za následujících podmínek:

- postřikovač PUK-2 (model), $\varnothing$ trysek 16/7, tlak $4 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2}$,
- stejný pozemek a porost,



1. Grafy rychlosti větru

- c) stejné umístění postřikovače, potrubí a čerpadla agregátu,
d) měření průtočného množství a tlaku ve stejných místech.

Dostřik jsme měřili při otáčení postřikovače v osmi směrech. Rychlost větru se zapisovala každých 15 s a byla měřena 4 m nad povrchem pozemku.

Průměrná doba jedné otáčky byla vypočtena z deseti hodnot. Při každé zkoušce bylo měřeno 80 hodnot dostřiků L_d a 10 hodnot otáček postřikovačů t_{ot} .

Na základě těchto údajů jsme nakreslili pomocné grafy rychlosti větru (obr. 1), ve kterých byly současně vyneseny doby jednotlivých otáček (t_{ot}) a jednotlivé směry (1, 2, ..., 8). Každému směru odpovídala určitá rychlost větru a dostřik. Rychlost větru byla rozdělena do tříd s rozmezím $v_v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Např. I. třída $v_v = 0,0$ až $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; II. třída $v_v = 0,5$ až $1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Tímto postupem byly sestaveny tabulky hodnot dostřiku, odpovídající dané třídě větru pro každý směr. Vzhledem k rozsahu hodnot tabulky neuvádím; jsou k dispozici na katedře využití STP VŠZ.

Získané hodnoty byly podrobeny statistickému zpracování a na jejich základě byly stanoveny funkční závislosti.

Statistický rozbor prokázal možnost přikročit k výpočtu rovnic, které určí vliv větru na dostřik.

Podrobné statistické zhodnocení uvádí Mašek (1969).

VÝPOČET ROVNIC PRO FUNKČNÍ ZÁVISLOST $\bar{L}_d = f(v_v)$

Předpokládejme, že průběh funkční závislosti $\bar{L}_d = f(v_v)$ můžeme vyjádřit obecnou kvadratickou rovnicí

$$y = ax^2 + bx + c \quad (1)$$

kde: za y dosazujeme délku dostřiku (L_d)
za x dosazujeme směry větru

Měřili jsme v osmi směrech, pootočených proti sobě o 45°. Do základní rovnice se za x dosazují postupně hodnoty 1 až 8.

$$\bar{L}_d = ax^2 + bx + c \quad (2)$$

kde: a, b, c jsou koeficienty

Při výpočtu se použilo metody nejmenších čtverců. Podrobný výpočet zde neuvádím, neboť je značně rozsáhlý. Uvádím pouze konečnou tabulku parametrů a koeficientů pro jednotlivé soubory (tab. I).

Funkce vyjádřená rovnicí $L_d = ax^2 + bx + c$ má minimum, kde byl zjištěn potřebný rozdíl. Jako v předcházejícím případě neuvádím podrobný výpočet prokazatelných rozdílů pro jejich velký rozsah. U všech dvou po sobě jdoucích souborů byla hladina významnosti na $\alpha = 0,01$.

Pro praxi má toto zjištění význam v tom, že můžeme do rychlosti větru $v_v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ předpokládat přibližně stejný průběh křivek deformací.

K vzájemnému porovnání naměřených a vypočtených hodnot slouží grafické zpracování výsledků, které uvádí Mašek (1969).

Posoudíme-li průběh funkční závislosti $L_d = f(v_v)$ docházíme k závěru, že hodnota minima dostřiku klesá s rostoucí rychlostí větru. To znamená, že se zvětšuje rozdíl mezi maximální hodnotou dostřiku, která je přibližně ve směru větru, a minimální hodnotou, která je naměřena ve směru proti větru. Za relativního bezvětří má být zavlažovaná plocha kruhová. Při vlivu větru dochází k značné deformaci kruhové plochy, a tím i k zhoršení kvalitativních ukazatelů závlahy. Lze předpokládat, že zvláště nepříznivě se tato deformace projeví u rovnoměrnosti srážek na zavlažovaném pozemku pro určitý spon postřikovačů.

I. Hodnoty koeficientů rovnice (2)
(počet směrů 8)

Sou- bor	Délka proud- nice l_1	Úhel v trysce $\frac{\delta}{2}$	Doba otáčky t_{ot}	Rychlost větru v_v	Koeficienty		
					a	b	c
	mm	°	min	m · s ⁻¹			
1	210	6,63	1,93	0,0–0,5	0,2361	–1,9555	30,5168
				0,5–1,0	0,2850	–2,4215	32,3663
				1,0–1,5	0,1952	–1,1552	28,2378
				1,5–2,0	0,4210	–3,6507	31,5642
				2,0–2,5	0,4434	–3,7904	32,8291
1	210	8,00	1,93	0,0–0,5	0,2808	–2,3803	32,6012
				0,5–1,0	0,4590	–3,5974	33,7599
				1,0–1,5	0,4663	–3,8304	34,2580
				1,5–2,0	0,4594	–3,4563	32,7149
				2,0–2,5	0,4388	–3,5994	32,7521
1	210	12,00	1,93	0,0–0,5	0,1539	–1,5329	31,9837
				0,5–1,0	0,3815	–2,8949	32,6567
				1,0–1,5	0,2921	–2,3028	31,8944
				1,5–2,0	0,5976	–5,0807	37,2523
1	210	16,00	1,93	0,0–0,5	0,1681	–1,3017	30,9286
				0,5–1,0	0,1335	–0,9042	29,7304
				1,0–1,5	0,5032	–3,9915	34,2642
				1,5–2,0	0,3455	–2,9165	32,4803
				2,0–2,5	0,6393	–5,1778	34,9210
2	525	6,63	4,88	0,0–0,5	0,3010	–2,5736	34,1114
				0,5–1,0	0,2422	–2,2714	33,5383
				1,0–1,5	0,3952	–3,1548	34,6409
				1,5–2,0	0,4842	–4,9138	36,7675
				2,0–2,5	0,4069	–3,6095	33,7299
2	420	6,63	4,88	0,0–0,5	0,2110	–1,9055	35,3400
				0,5–1,0	0,4344	–4,3556	37,9472
				1,0–1,5	0,6059	–5,4726	38,0996
				1,5–2,0	0,6860	–5,7932	35,9373
				2,0–2,5	0,5805	–6,1518	39,0129
3	210	5,17	2,31	0,0–0,5	0,1516	–1,1661	30,2243
				0,5–1,0	0,2713	–2,2288	31,8275
				1,0–1,5	0,4481	–3,5593	34,0918
				1,5–2,0	0,4697	–3,5920	33,4052
				2,0–2,5	0,6102	–5,0334	39,7273
3	310	12,00	2,31	0,0–0,5	0,2801	–2,1855	33,0982
				0,5–1,0	0,2921	–2,0196	32,2186
				1,0–1,5	0,3663	–3,0427	33,6838
				1,5–2,0	0,6283	–5,3942	35,5026
				2,0–2,5	0,3721	–3,3165	32,8490
4	315	6,63	4,43	0,0–0,5	0,5667	–0,6849	31,4729
				0,5–1,0	0,4147	–3,9837	38,5222
				1,0–1,5	0,4796	–3,9342	35,1434
				1,5–2,0	0,3928	–2,7272	31,5683

Sou- bor	Délka proud- nice l_1	Úhel v trysce $\frac{\delta}{2}$	Doba otáčky t_{ot}	Rychlost větru v_v	Koeficienty		
	mm	°	min	$m \cdot s^{-1}$	a	b	c
1	210	bez ohledu na úhel	1,93	0,0–0,5	0,2097	–1,7925	31,5081
				0,5–1,0	0,3369	–2,6447	32,3266
				1,0–1,5	0,3643	–2,8208	32,1635
				1,5–2,0	0,4559	–3,7763	33,5016
				2,0–2,5	0,5078	–4,1930	33,5047
2	bez ohledu na délku	6,63	4,88	0,0–0,5	0,2560	–2,2396	34,7257
				0,5–1,0	0,3379	–3,3102	35,7387
				1,0–1,5	0,4736	–4,1325	36,1434
				1,5–2,0	0,5850	–5,3527	36,3533
				2,0–2,5	0,4919	–4,8642	36,3480
3	210	bez ohledu na úhel	2,31	0,0–0,5	0,2167	–1,6836	31,6746
				0,5–1,0	0,2814	–2,1217	32,0177
				1,0–1,5	0,3889	–3,1427	33,7184
				1,5–2,0	0,5411	–4,4948	34,4578
				2,0–2,5	0,4916	–4,4794	36,2963

VLIV RYCHLOSTI VĚTRU NA DÉLKU DOSTŘIKU
V JEDNOTLIVÝCH SMĚRECH A TÍM I NA DEFORMACI
KRUHOVĚ ZAVLAŽOVANÉ PLOCHY JEDNÍM POSTŘIKOVAČEM

Z dosavadních rozborů vyplývá, že rychlost větru má značný vliv na délku dostříku při jedné otáčce postřikovače.

Předpokládáme, že relativní bezvětrí je do rychlosti $v_v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což je hodnota uznávaná ve výzkumných ústavech, v praxi i v zkušebních metodikách.

Pokládáme tedy hodnoty dostříku při rychlosti větru do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ za 100 % a vyjádříme změny dostříku v jednotlivých směrech v závislosti na rychlosti větru.

Tomuto rozboru podrobíme soubor 1 pro následující parametry postřikovače PUK-2:

- průměr hlavní trysky $d_{21} = 16 \text{ mm}$
- průměr pomocné trysky $d_{22} = 7 \text{ mm}$
- tlak $p = 4 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2}$
- délka proudnice $l_1 = 210 \text{ mm}$
- zanedbán úhel v trysce $\frac{\delta}{2}$
- doba otáčky postřikovače $t_{ot} = 1,93 \text{ min}$
- rychlost větru 0,5–1,0; 1,01–1,5; 1,51–2,0; 2,01–2,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průběh změny délky dostříku pro osm směrů je určen rovnicemi pro:

$$\text{rychlost větru} \dots 1 (v_v = 0,0 - 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (3)$$

$$L_d = 0,2097 x^2 - 1,7925 x + 31,5081 \quad (\text{m})$$

$$\text{rychlost větru} \dots 2 (v_v = 0,51 - 1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (4)$$

$$L_d = 0,3369 x^2 - 2,6447 x + 32,3266 \quad (\text{m})$$

$$\text{rychlost větru} \dots 3 \ (v_v = 1,01 - 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (5)$$

$$L_d = 0,3643 x^2 - 2,8208 x + 32,1635 \quad (\text{m})$$

$$\text{rychlost větru} \dots 4 \ (v_v = 1,51 - 2,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (6)$$

$$L_d = 0,4559 x^2 - 3,7763 x + 33,5016 \quad (\text{m})$$

$$\text{rychlost větru} \dots 5 \ (v_v = 2,01 - 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (7)$$

$$L_d = 0,5078 x^2 - 4,1930 x + 33,5047 \quad (\text{m})$$

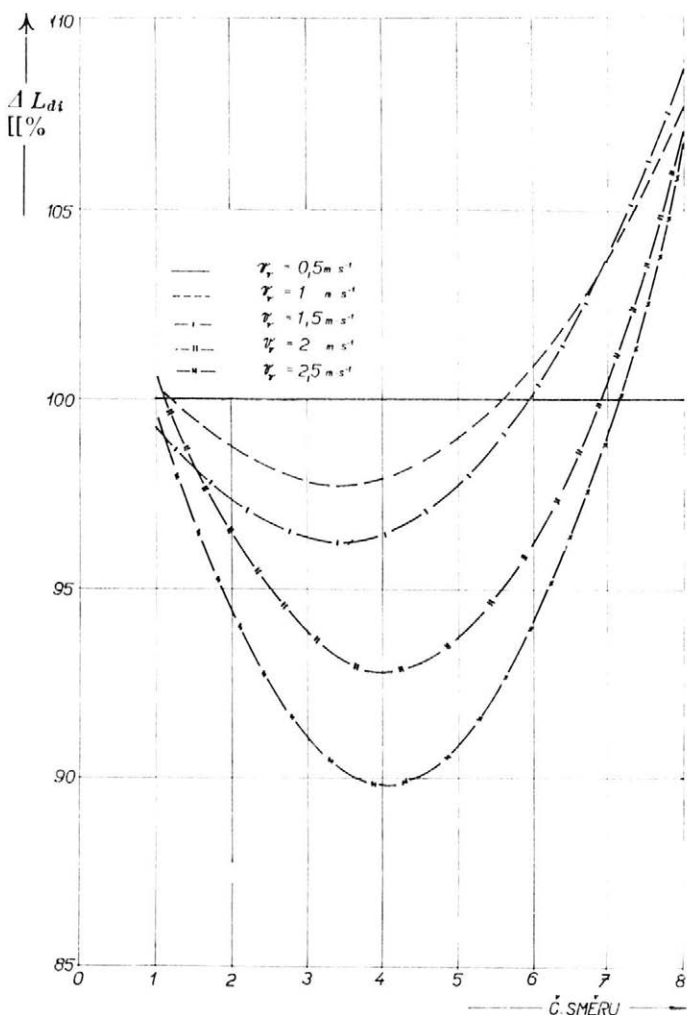
Hodnoty dostřiků pro jednotlivé směry uvedených rovnic jsou v tab. II, kde jsou současně vypočteny změny dostřiku (ΔL_{di}) podle rovnice

$$\Delta L_{di} = \frac{L_d}{L_{d1}} \cdot 100 \quad (8)$$

Grafické znázornění změny dostřiku (ΔL_{di}) je na obr. 2.

Kvalita rozstřiku kapaliny na zavlažovanou plochu je dána i používanou sestavou postřikovačů. V praxi se používají:

1 — čtvercové sestavy s délkou strany $1,41 \bar{L}_d$; $1,30 \bar{L}_d$; $1,20 \bar{L}_d$,

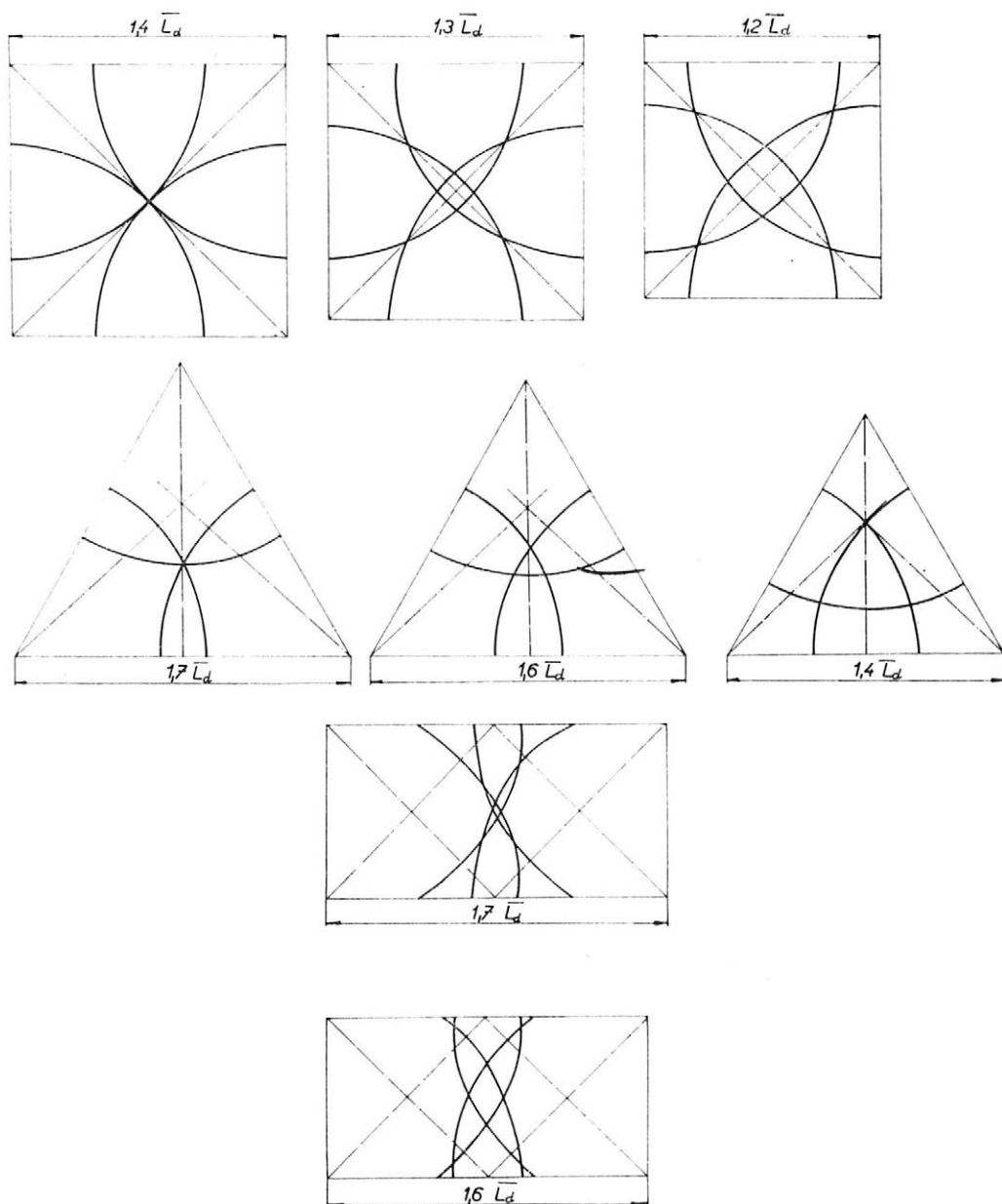


2. Graf změny dostřiku ΔL_{di} pro jednotlivé směry

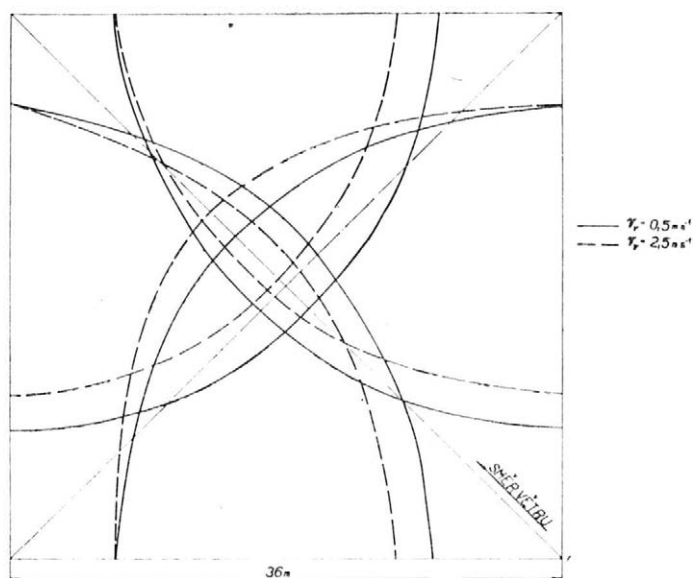
2 — rovnostranné trojúhelníkové sestavy s délkou základny $1,71 \bar{L}_d$; $1,60 \bar{L}_d$; $1,41 \bar{L}_d$,

3 — obdélníkové sestavy s délkou základny $1,71 \bar{L}_d$ a $1,60 \bar{L}_d$ s poměrem stran 2 : 1.

V uvedených sestavách je rovnoměrnost rozstříku zajištěna určitým překrytím. To znamená, že některé plochy jsou postříkány dvěma nebo více postřikovači. Celková vydatnost srážky je dána součtem jednotlivých srážek.



3. Sestavy pro předpoklad, že zavlažované plochy každým postřikovačem jsou kruhové a nepodléhají deformaci



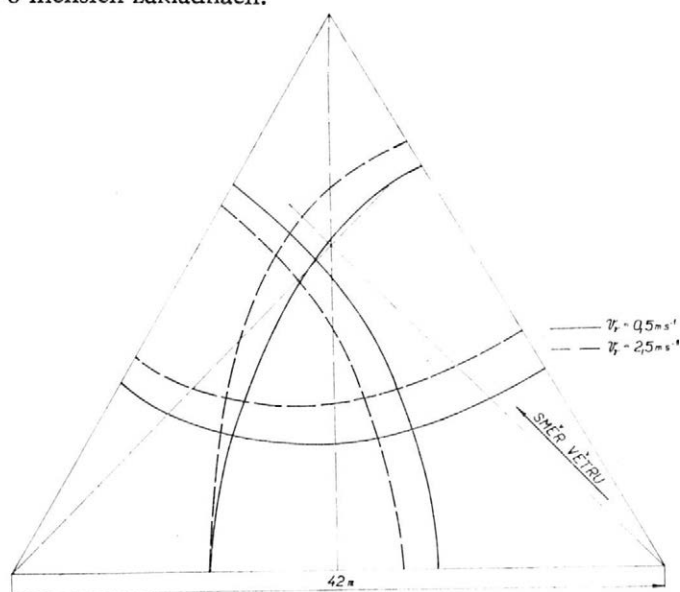
4. Deformace překrytých ploch pro rychlost větru 0,5 a 2,5 m. s⁻¹ pro čtvercovou sestavu

Velikost překrytí ploch, a tím i rovnoměrnost srážky vychází z předpokladu, že zavlažované plochy každým postřikovačem jsou kruhové a nepodléhají deformaci. Sestavy pro tento předpoklad jsou znázorněny na obr. 3.

Nastane-li proudění vzduchu (např. rychlost větru do 2,5 m. s⁻¹), deformuje se zavlažovaná plocha. Tato deformace se musí nepříznivě projevit na rovnoměrnosti rozstříku kapaliny na zavlažovanou plochu pro danou sestavu.

Podrobný přehled deformací překrytých ploch v jednotlivých sestavách uvádí Mašek (1968). Z mých rozborů vyplývá, že není vhodné používat sestavy s maximálními rozměry stran nebo základen. V těchto případech se nezavlažují místa ve středu obrazce.

Pro rychlost větru do 1,5 m. s⁻¹ jsou vhodné čtvercové sestavy o straně 1,3 $\bar{L}_d$, trojúhelníkové sestavy o základně 1,60 $\bar{L}_d$ a obdélníkové sestavy o základně 1,60 $\bar{L}_d$ a o menších základnách.



5. Deformace překrytých ploch pro rychlost větru 0,5 a 2,5 m. s⁻¹ u trojúhelníkové sestavy

Pro rychlost větru od $1,5$ do $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jsou z hlediska dostřiku vhodné čtvercové sestavy o straně $1,20 \bar{L}_d$, trojúhelníkové sestavy o základně $1,41 \bar{L}_d$ a obdélníkové sestavy o základně $1,60 \bar{L}_d$.

V dosavadním rozboru byly základny pro jednotlivé sestavy vypočteny ze skutečných dostřiků. Ve skutečnosti je délka základny sestavy ovlivněna délkou vyráběné závlahové trubky. Sigma Olomouc vyrábí závlahové trubky o délce 6 m . To znamená, že základna může být pouze násobkem délky trubky a montážní délky T kusu.

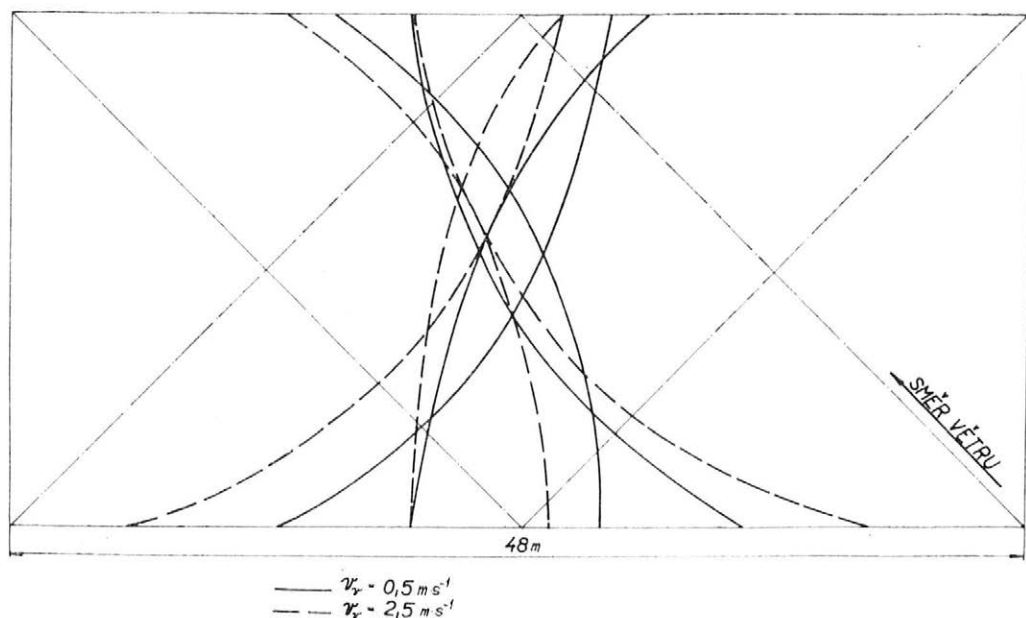
Vyjdeme-li z tohoto požadavku, je pro čtvercovou sestavu délka základny buď 42 nebo 36 m .

Deformace překrytých ploch pro rychlost větru $0,5$ a $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro čtvercovou sestavu o straně 42 a 36 m jsou znázorněny na obr. 4.

U trojúhelníkové sestavy můžeme mít základny 48 m a 42 m při výšce trojúhelníka 42 m a 36 m .

Deformace překrytých ploch pro rychlost větru $0,5$ a $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jsou na obr. 5.

Pro obdélníkovou sestavu přichází v úvahu délka základny 48 m a výška 24 m . Deformace překrytých ploch pro stejné rychlosti větru jsou znázorněny na obr. 6.



6. Deformace překrytých ploch pro rychlost větru $0,5$ a $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro obdélníkovou sestavu

Z uvedených grafů vyplývá, že pro rychlost větru do $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ není vhodná pro daný dostřik čtvercová sestava o základně 42 m . Je zajímavé, že tato sestava není vhodná ani pro relativní bezvětrí. U trojúhelníkové sestavy je problematické používat základny o délce 48 m , neboť dochází k doletu dostřikových čar a není zaručeno překrytí ani dostatečná rovnoměrnost srážky.

Z praktického hlediska je vhodné pro rychlost větru do $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a předpokládaný dostřik používat:

- čtvercovou sestavu o základně 36 m ,
- trojúhelníkovou sestavu o základně 42 m a výšce 36 m ,
- obdélníkovou sestavu o základně 48 m a výšce 24 m .

V závlahové praxi vznikají dohady o tom, zda je vhodné prodloužit délku závlahové trubky na 8 m. Výhody delší trubky mají být ve snazší manipulaci při přemísťování závlahového potrubí.

Nakreslíme-li deformace překrytí ploch pro čtvercovou a trojúhelníkovou sestavu, budou-li jejich základny násobkem čísla 8 a porovnáme-li tyto výsledky se sponem, kde je základna násobkem čísla 6, bude pro daný dostřik výhodnější sestavy se základnami, které jsou násobky čísla 8.

Z Á V Ě R

Z měření a rozborů uvádím některé závěry:

1. Výsledky $\bar{L}_d = f(v_v)$ jsou určeny na základě měření, pro osm směrů při jedné otáčce postřikovače.

2. Statistické zhodnocení naměřených výsledků umožňuje vyslovit závěr, že lze přikročit k výpočtu rovnic, které určí vliv větru na dostřik. Vycházíme-li z průběhu naměřených hodnot předpokládáme, že průběh funkce $\bar{L}_d = f(v_v)$ můžeme vyjádřit obecnou kvadratickou rovnicí

$$\bar{L}_d = ax^2 + bx + c$$

Výpočet příslušných koeficientů rovnice pro rozsah větru $v_v = 0-2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je v tab. II.

II. Hodnoty L_d a ΔL_{di} podle rovnice (3—8)

Číslo směru	Označení	Jednotky	Rychlost větru ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)				
			0,0—0,5	0,5—1,0	1,0—1,5	1,5—2,0	2,0—2,5
1	L_{d1}	m	29,92	30,01	29,70	30,18	29,81
	ΔL_{d1}	%	100,00	100,30	99,26	100,86	99,63
2	L_{d2}	m	28,76	28,38	27,97	27,77	27,14
	ΔL_{d2}	%	100,00	98,67	97,25	96,55	94,36
3	L_{d3}	m	28,01	27,42	26,98	26,27	25,49
	ΔL_{d3}	%	100,00	97,89	96,32	93,78	91,00
4	L_{d4}	m	27,69	27,13	26,70	25,69	24,85
	ΔL_{d4}	%	100,00	97,97	96,42	92,77	89,74
5	L_{d5}	m	27,78	27,52	27,16	26,01	25,23
	ΔL_{d5}	%	100,00	99,06	97,76	93,62	90,82
6	L_{d6}	m	28,30	28,58	28,35	27,25	26,62
	ΔL_{d6}	%	100,00	100,98	100,17	96,28	94,06
7	L_{d7}	m	29,23	30,31	30,26	29,40	29,03
	ΔL_{d7}	%	100,00	103,69	103,52	100,58	99,31
8	L_{d8}	m	30,23	32,72	32,91	32,46	32,45
	ΔL_{d8}	%	100,00	108,23	108,86	107,37	107,34

3. Ideální zavlažovaná kruhová plocha se vlivem větru deformuje. Deformace je tím větší, čím větší je rychlost větru. Tato deformace zhoršuje kvalitativní ukazatele při závlaze postřikem, zvláště překrytí ve sponech. Ze základních sponů, které v článku uvádím, vyplývá:

a) Pro rychlost větru do $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jsou vhodné čtvercové sestavy o straně $1,30 \bar{L}_d$, trojúhelníkové sestavy o základně $1,60 \bar{L}_d$ a obdélníkové sestavy o základně $1,60 \bar{L}_d$ a poměru stran 2 : 1.

b) Pro rychlost větru od $1,51$ do $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jsou vhodné čtvercové sestavy o straně $1,20 \bar{L}_d$, trojúhelníkové sestavy o základně $1,41 \bar{L}_d$ a obdélníkové sestavy o základně $1,60 \bar{L}_d$ a poměru stran 2 : 1.

c) Z praktického hlediska (vzhledem k délce závlahové trubky) mohou být základny sestavy násobkem čísla 6. Potom pro rychlost větru do $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a pro daný dostřik ($\bar{L}_d$) není vhodná čtvercová sestava o straně 42 m. Tato sestava není vhodná ani pro relativní bezvětří, kdy dochází již k deformaci překrytých ploch. Pro trojúhelníkové sestavy je problematické použít základny dlouhé 48 m, neboť dochází pouze k doteku závlahových ploch. Je tedy vhodné použít čtvercovou sestavu o straně 36 m, trojúhelníkovou sestavu o základně 42 m a výšce 36 m a obdélníkovou sestavu o základně 48 m a výšce 24 m.

4. Jak vyplynulo z rozboru (Mašek 1969), jsou pro čtvercovou a trojúhelníkovou sestavu vhodnější trubky o délce 8 m. To znamená, že zde dochází k úspornějšímu uspořádání postřikovačů i k dobrému překrytí při určité rychlosti větru.

5. Uvedené výsledky mají praktické použití v závlahovém provozu. Nelze je však chápat absolutně. Vycházeli jsme pouze z průměrných hodnot dostřiku a při hodnocení větru na kvalitu závlahy jsme zanedbávali velikost intenzity a její změnu na zavlažované ploše.

Literatura

- BILANSKÝ W., KIDDER E., 1958, Factors that affect the distribution of water from a medium pressure irrigation sprinkler. ASAE Trans. 1.
BRANCO L., 1963, Prove ufficiale sull'uniformità die distribuzione di irrigatori israeliani L. Irrigazione 10.
HOFMEISTER F., 1961, Untersuchung von Beregnungsanlage. Mezögaz. Kiadó, Budapest.
CHRISTIANSEN J. E., 1942, Irrigation by sprinkling. University of Calif. Berkeley, Calif. Bull. 670 OKT.
MAŠEK V., 1968, Optimální parametry postřikovačů z hlediska hydrauliky a konstrukce. Výzkumná zpráva, VŠZ FM Praha.
MAŠEK V., 1969, Technika závlahového provozu — Teoretické a empirické řešení dostřiku u postřikovačů. Habilitační práce, VŠZ FM Praha.
OEHLER T. H., SCHONPP G., 1963, Beregnung bei Wind. Verlag Wasser und Boden. Hamburg.
OROSZLÁNY I., SZÁLAY G., 1964, A súlyzaváró hatása esőszerű öntözésnél. Viz Közl. 46, 3.

Došlo dne 8. 12. 1972

Влияние ветра на радиус действия опрыскивателей

Влияние скорости ветра у опрыскивателей неблагоприятно проявляется не только с точки зрения радиуса действия, но и с точки зрения качества разбрызгивания жидкости на орошаемом участке. В статье подытоживается измерение влияния скорости ветра (v_v) до $2,5 \text{ м/сек}$ на радиус действия (L_d). На основе результатов измерения было составлено уравнение: $L_d = f(v_v)$.

В статье уделяется внимание влиянию ветра на деформацию круглой площади орошаемого участка одним опрыскивателем. В заключение были определены оптимальные системы опрыскивателей для разных скоростей ветра. Результаты можно использовать не только для улучшения качественных показателей орошения, но и при проектировании систем, орошения.

The Influence of Wind on the Range of Sprayers

The wind velocity exercises an unfavourable influence on sprayers not only with regard to their range but also with regard to the quality of the spreading of the liquid over the irrigated site. This paper contains an estimation of the measuring of the effect of velocity (v_v) of up to 2.5 m.s^{-1} on the range of spraying (L_d). From the result of the measuring the following equation has been obtained: $L_d = f(v_v)$.

In the paper attention has been paid to the effect of the wind on the deformation of the circular area of the irrigated site obtained with one sprayer. In the concluding chapter optimum groupings of sprayers have been worked out for different wind velocities. The results obtained can be made use of not only for an improvement of the indices of the quality of irrigation but also in the designing of irrigation systems.

Einfluß des Windes auf die Spritzweite von Spritzgeräten

Der Einfluß der Windgeschwindigkeit macht sich bei den Spritzgeräten nicht nur vom Gesichtspunkt der Spritzweite, sondern auch in bezug auf die Spritzgüte der ausgebrachten Flüssigkeit auf der behandelten Parzelle ungünstig bemerkbar. Im vorliegenden Aufsatz wird die Messung des Einflusses der Windgeschwindigkeit (v_v) bis $2,5 \text{ m.sec}^{-1}$ auf die Spritzweite (L_d) bewertet. Aufgrund der Meßergebnisse werden die Gleichungen $L_d = f(v_v)$ festgelegt.

Im Aufsatz wird ferner die Einwirkung des Windes auf die Verformung der Kreisfläche an der durch ein Spritzgerät behandelter Parzelle beachtet. Abschließend werden optimale Zusammenstellungen von Spritzgeräten für unterschiedliche Windgeschwindigkeiten festgelegt. Die Ergebnisse können nicht nur für die Verbesserung der qualitätsmäßigen Bewässerungskennziffern, sondern auch bei der Projektierung von Bewässerungssystemen genutzt werden.

Adresa autora:

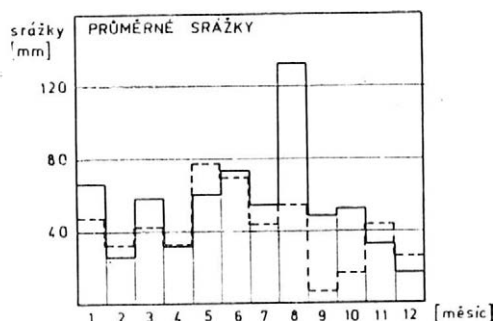
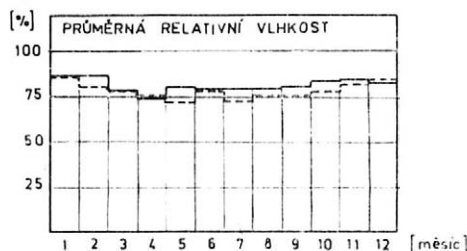
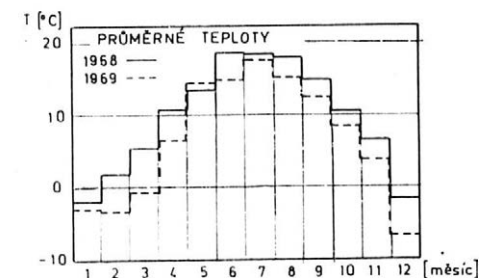
Ing. Václav Mašek, CSc., katedra využití STP, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbátka

633.491 : 631.526.3 633.491 : 631.573 633.491 631.53.01

Vzhledem k nedostatku pracovních sil v zemědělství se v posledních letech stává mechanizovaná sklizeň brambor nutností. Stroje a sklizňové linky mají však ještě nedostatky a problémy jak v základním technologickém řazení, tak i v technickém řešení. Znalosti o zpracovávaném materiálu, o jeho složení, stavu a různých fyzikálně mechanických vlastnostech jsou jen kusé (Baganz 1962, Burmistrova 1965). Často se tyto vlastnosti mění v důsledku různých vlivů klimatických, půdních a jiných. Je třeba počítat i s určitým vývojem vlastností, který by bylo třeba poznat a usměrňovat tak, aby např. vlastnosti odrůd brambor kromě jiného byly vhodné i pro mechanizovanou sklizeň. Třídění hlíz např. usnadňují odrůdy pravidelného a kulovitého tvaru. Při sklizni je v současné době značné procento poškozených hlíz a poměrně velké ztráty, které vznikají vynášením hlíz s natí.

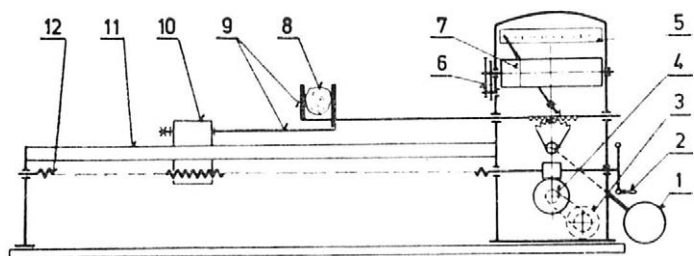
METODIKA ZKOUŠEK

Zkoušky byly zaměřeny tak, abychom si ověřili vhodnost zvolených předpokladů a metod a abychom zjistili některé důležité vlastnosti vybraných čs. odrůd brambor. Vzhledem k důležitosti mechanizované sklizně byly zkoumány následující vlastnosti odrůd:



1. Relativní vlhkost i teplota vzduchu a vodní srážky ve VÚB v Havlíčkově Brodě v roce 1968 a 1969

Hmota, tvar a pevnost hlíz v tlaku, pevnost a tloušťka stolonů v místě přetržení. Vlastnosti byly zkoumány dva roky v průběhu vegetace a porovnávány v určitém stadiu vývoje (klasifikace). První klasifikace se dělala v období prvních příznaků žloutnutí natě, kdy se předpokládala velká pevnost stolonů, druhá byla v období podzimní sklizně.



2. Upravený trhačí přístroj Amsler-200

1 - měnitelné závaží, 2 - ruční posuv, 3 - el. motor, 4, 6 - převod, 5 - stupnice síly, 7 - registrační válec, 8 - hlíza, 9 - táhla s kovovými deskami, 10 - suport, 11 - lože, 12 - hnací šroub

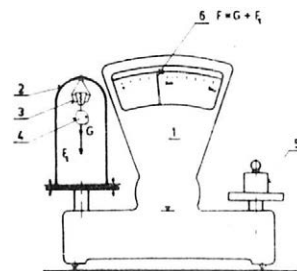
Podmínky zkoušek. Brambory byly pěstovány na pokusných parcelkách VÚB v Havlíčkově Brodě. Půda byla hlinito-písčitá, bez kamenů. Parcelky byly osázeny 6. 5. 1968 a 17. 5. 1969. Meziřádková vzdálenost byla 62,5 cm, vzdálenost hlíz v hrůbku 35 cm. Relativní vlhkost, teplota vzduchu a vodní srážky jsou zakresleny v obr. 1.

Odrůdy a počet zkoušek. V období vegetace byly uvedené vlastnosti zkoumány u čtyř odrůd, 17 odrůd bylo klasifikováno v určitém stadiu vývoje. Vesměs byly pro každou zkoušku odebrány hlízy z 15 trsů, pouze u 'Saskie' z 20 a u 'Čajky' z 12 trsů. Hlízy byly odstrihovány se stolonu a před měřením byly oprány.

Použité přístroje. Délka, šířka, tloušťka hlíz a tloušťka stolonu v místě přetržení byla měřena posuvným měřítkem. Pevnost a deformace hlíz v tlaku byla měřena na upraveném trhačím přístroji Amsler 200 s rychlostí zatěžování 360 mm/min (obr. 2). Pevnost stolonů v tahu byla měřena na upravených váhách (obr. 3).

Postup a vyhodnocení zkoušky. Oslhlé hlízy byly při teplotě 15 až 18 °C jednotlivě zavěšovány na váhy, kde byla zjišťována pevnost stolonů a hmotnost hlíz. Dále byla měřena tloušťka stolonů, rozměry, pevnost a deformace hlíz.

Ze zjištěných hodnot jednotlivých vlastností byly počítány výběrové průměry, jejich směrodatné chyby a koeficient variace. Zkoumali jsme, zda rozdělení četností odpovídá rozdělení normálnímu (Gausovu). K posouzení pevnosti a tloušťky stolonů byl kromě celého souboru hlíz hodnocen výběrový soubor, zahrnující stolonu, které při odběru vzorku držely bezpečně na nati. Mezi jednotlivými vlastnostmi byly zkoumány korelační vztahy.



3. Upravená váha (1)

2 - stojan, 3 - čelist, 4 - hlíza, 5 - závaží, 6 - jezdec

VÝSLEDKY ZKOUŠEK

V přehledu výsledků jsou uvedeny nejenom zkoumané vlastnosti, ale i předpoklady a výsledky z ověřování použitých měřicích metod. Řazeny jsou zásadně podle jednotlivých vlastností.

OBJEM A HMOTA HLÍZ

Sadbové a konzumní brambory třídíme. Velmi výhodné by bylo třídit hlízy přímo podle hmoty, ale bohužel se zatím musíme spokojit s tím, že hlízy lze třídit podle rozměrů, zpravidla podle šířky a tloušťky tak, aby odpovídaly určitému rozmezí hmoty. Pokud známe vzájemnou závislost rozměrů a hmoty hlíz, můžeme usuzovat na vhodnost odrůd i mechanismů pro třídění.

Předpokládáme-li, že hlíza o rozměrech: délka (a), šířka (b), tloušťka (c), je zploštělý elipsoid, potom jeho objem je:

$$V_o = \frac{\pi}{6} \cdot a \cdot b \cdot c$$

Zavedeme-li dále koeficient (k), který bude kompenzovat odchylky teoretického elipsoidu od skutečného objemu hlíz, a tvarové koeficienty $k_1 = \frac{a}{c}$; $k_2 = \frac{b}{c}$; $k_3 = \frac{a}{b}$, potom lze psát

$$V_0 = \frac{\pi}{6} \cdot k \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot c^3$$

Z rovnice je zřejmé, že objem hlízy se mění s třetí mocninou tloušťky. Obecně lze říci, že objem hlízy roste s třetí mocninou kteréhokoliv rozměru (a , b , c).

Vzhledem k tomu, že měření objemu je velmi obtížné, byl proveden zjednodušující předpoklad, který považuje měrnou hmotu hlíz (γ) za konstantní. Sloučením koeficientů dostaneme, že hmota hlíz je:

$$G = V_0 \cdot \gamma = k' \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot c^3$$

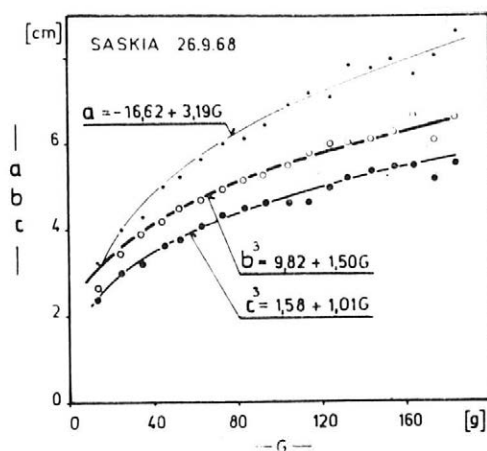
Aby bylo možno uvedenou závislost potvrdit zkouškami, byl zaveden obecnější tvar kubické paraboly.

Korelační koeficienty blížící se 1 ukazují na velmi těsnou závislost naměřených hodnot kolem odvozené kubické paraboly v tomto tvaru:

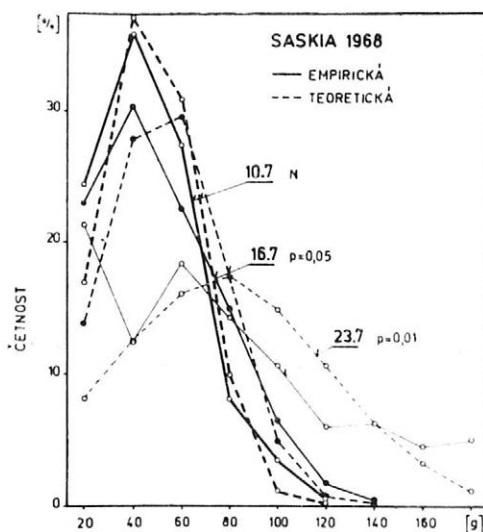
$$G = A + B(a; b; c)^3$$

Pro názornost je rovnice jedné ze 17 odrůd zobrazena v opačné závislosti proměnných v obr. 4. Z hlediska přehlednosti nebylo možné do obrázku zakreslit všechny naměřené hodnoty, z nichž byla parabola vyhodnocena. Proto byl soubor roztržiden do tříd a v obrázku jsou zakresleny pouze průměry jednotlivých tříd. Průměry jsou kolem paraboly rozloženy velmi těsně. Kulovitější hlízy (odrůdy) mají paraboly všech tří rozměrů (a , b , c) velmi blízko u sebe a jejich regrese v závislosti na hmotě je větší než u hlíz oválnějších. Proto lze kulovité hlízy podle rozměrů přesněji třídit do určitých váhových skupin.

Rozdělení četností hmoty hlíz bylo pro jednoznačné výsledky hodnoceno jen u čtyř odrůd v období vegetace roku 1968. Kolmogorov-Smirnovův test dobré shody ukázal, že empirické rozdělení četností hmoty hlíz se u většiny zkoušek významně liší od teoretické křivky normálního rozdělení četností. Z 27 hodnocených zkoušek byla pouze ve třech případech hladina významnosti menší než $p = 0,05$. Z obr. 5 jsou vidět empirické i teoretické četnosti tří zkoušek odrůdy 'Saskia' s rozdílnou hladinou významnosti. Toto nesymetrické rozdělení četností hmoty hlíz je nevýhodné, neboť v souboru sklizených hlíz je značné procento malých hlíz, které při sklizni propadávají (ztráty) a u konsumních a sadbových brambor přicházejí do odpadu (snižují výtěžnost).



4. Délka (a), šířka (b), tloušťka (c) hlíz v závislosti na jejich hmotě (G) odrůdy 'Saskia'



5. Relativní empirické a normální teoretické rozdělení četností hmoty hlíz (G) odrůdy 'Saskia'

Jak bylo uvedeno, rozměry hlíz jsou velmi důležitou vlastností pro třídění hlíz. Různá délka, šířka, tloušťka (jejich vzájemná vyrovnanost) bývá charakteristickým znakem odrůd a často se podle nich posuzuje tvar hlíz. Délka je největší rozměr hlízy, tloušťka nejmenší a šířka největší měřený v rovině přibližně kolmé na osu délky hlízy.

Mnohem přesnější než samotné průměrné hodnoty rozměrů mohou tvar hlíz charakterizovat poměry rozměrů, které byly zavedeny v předchozí kapitole a byly nazvány tvarovými koeficienty (k_1 , k_2 , k_3). Jejich hodnoty jsou větší než 1. Koeficient (k_1) vystihuje změnu tvaru v rovině délky a tloušťky hlízy, (k_3) v rovině délky a šířky. Bude-li se k_1 a k_3 blížit k 1, je hlíza kulovitá. Čím bude k_1 větší než 1, tím bude hlíza elipsovitéjší — oválnější.

Koeficient k_2 vystihuje změnu tvaru v rovině šířky a tloušťky hlízy. Bude-li se k_2 blížit k 1, je hlíza v uvedené rovině kruhovitá. Čím bude k_2 větší než 1, tím bude hlíza elipsovitéjší — zploštělejší.

Má-li být posouzen tvar hlíz, je třeba znát alespoň dva tvarové koeficienty (třetí se z nich vypočítá) a u některých odrůd i stupeň zakřivení. Nejčastější zakřivení je do tvaru ledviny a rohličky.

V období vegetace byly tvarové koeficienty (k_1 , k_2) počítány z výběrových průměrů rozměrů u čtyř odrůd ve dvou letech a jsou znázorněny v časové ose na obr. 6. Čáry spojující jednotlivé tvarové koeficienty odrůdy 'Saskia' a 'Blaník' neukazují žádnou závislost, což potvrdily i korelační koeficienty. Naproti tomu u odrůdy 'Krasava' a 'Čajka' byla v roce 1968 uvedená závislost s dostatečnou pravděpodobností ($p = 0,05$) prokázána. Během vegetace se zvětšovala i hmota hlíz, která stejně tak mohla ovlivnit tvarové koeficienty. Aby bylo možné posoudit významnost obou vlivů, bylo třeba v jednotlivých časových intervalech hodnotit závislost tvarových koeficientů na hmotě hlíz.

Hmota hlíz v určitém časovém intervalu (např. v období sklizně) má značnou variabilitu. V tomto variabilním souboru byla u 17 odrůd hledána závislost tvarového koeficientu (k_1) na hmotě hlíz. V obou sledovaných letech byla u 16 odrůd s velkou pravděpodobností ($p = 0,01$) prokázána. Závislost koeficientu (k_2) na hmotě hlíz byla prokázána s dostatečnou pravděpodobností ($p = 0,05$) u 14 odrůd.

Zobrazené lineární závislosti koeficientů (k_1 , k_2) na hmotě hlíz odrůdy 'Blaník' (obr. 7) nejlépe ukazují rozdílnou regresi obou tvarových koeficientů. U některých odrůd se regresní koeficienty pro k_1 i k_2 v jednotlivých letech značně lišily (např. 'Saskie', 'Blaník').

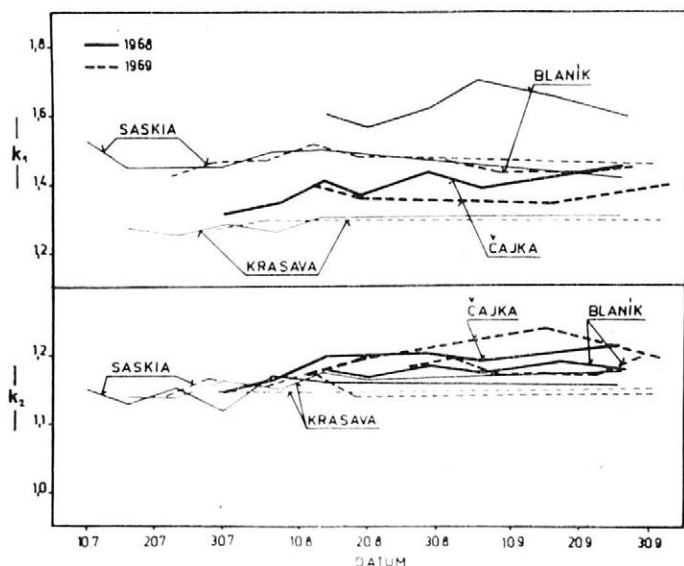
Vzhledem k tomu, že tvarové koeficienty (k_1 , k_2) byly počítány přímo z naměřených rozměrů, ukazuje hodnocení na to, že tvar hlízy je odrůdovou vlastností, která se kromě jiného mění i s hmotou hlízy, a proto musí být hodnoceny všechny hlízy pod trsem. U 17 zkoumaných odrůd se tvarové koeficienty pohybovaly v tomto rozmezí:

$$k_1 = 1,29 - 1,79$$

$$k_2 = 1,15 - 1,35$$

$$k_3 = 1,10 - 1,38$$

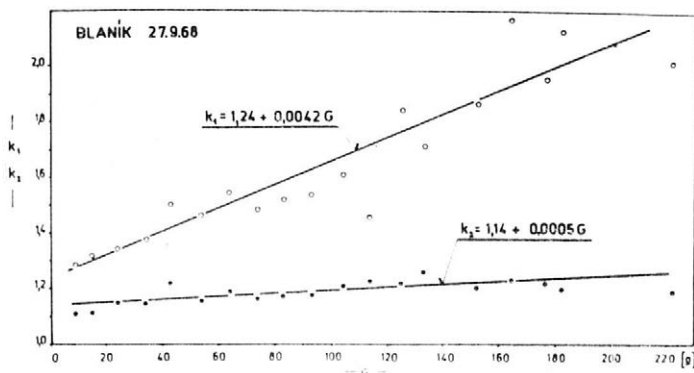
Koeficient variace byl poměrně malý — 7 až 20 %.



6. Tvarové koeficienty (k_1 , k_2) čtyř odrůd v průběhu vegetace roku 1968 a 1969

k_1 — poměr délky k tloušťce hlízy, k_2 — poměr šířky k tloušťce hlízy

7. Tvarové koeficienty (k_1 , k_2) v závislosti na hmotě hlíz (G) odrůdy Blaník

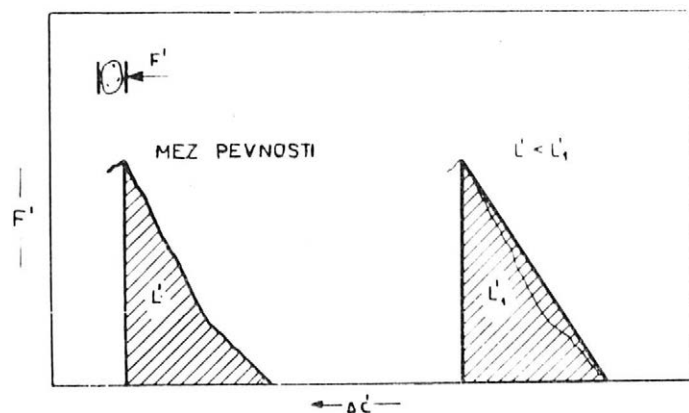


PEVNOST A DEFORMACE HLÍZ

Nežádoucí mechanické poškození způsobují předně stroje pro sklizeň a posklizňové zpracování hlíz. Jeho velikost je závislá kromě provedení, parametrů mechanismů strojů a pracovních podmínek (složení směsi, teplota apod.) také na odolnosti hlíz proti mechanickému poškození. Je známa řada metod pro hodnocení odolnosti. (Essex a kol. 1964, Finney a kol. 1967). V některých pracích se autoři snaží zkoumat s větším i menším úspěchem, zda jimi měřená odolnost odpovídá i stupni poškození hlíz (Gall a kol. 1967).

Metoda použitá v této práci má svůj základ v plynulém zatěžování celé hlízy mezi dvěma kovovými deskami, pokud nedojde k vnitřnímu nebo vnějšímu prasknutí hlízy. Bylo ověřeno, že ke zkoušce postačí 50 hlíz. Při menším počtu hlíz se směrodatná chyba průměru začíná výrazněji zvětšovat. Při určitém váhovém výběru hlíz by bylo možno použít i menší počet hlíz ke zkoušce.

Pevnost a deformace byla odměřována z pracovního diagramu tlakové zkoušky (obr. 8). Pevností hlízy se rozumí síla na mezi pevnosti nebo-li lomová síla v tlaku. Deformace hlízy je skutečné (absolutní) zkrácení hlízy ve směru působící síly. Hlízy byly zatěžovány ve směru tloušťky. Pevnost a deformace hlíz je v korelaci s tloušťkou, deformační plochou (tj. plochou průřezu hlízy



8. Pracovní diagram tlakové zkoušky hlíz síla (F') v závislosti na stlačení ($\Delta c'$) ve směru tloušťky L' , L'_1 - deformační práce k rozrušení (rozmačknutí) hlízy

I. Závislost pevnosti hlíz, vyjádřená koeficientem korelace

Závislost	V období vegetace	I. klasifikace	II. klasifikace
Na tloušťce	5	2	1
Na deformační ploše	19	16	10
Na hmotě	25	24	30

ve směru zatěžování) a hmotu hlíz. Nejtěsnější závislost pevnosti hlíz, vyjádřená koeficientem korelace, je v tab. I.

Z tabulky je vidět, že nejtěsnější závislost pevnosti je na hmotě hlíz. Proto další zpracování a hodnocení výsledků je zaměřeno k určení závislosti pevnosti hlíz (F) na jejich hmotě (G). Nejmenší hodnoty korelačních koeficientů byly u odrůdy 'Krasava'. Proto byl její soubor pevnosti (F), deformace (Δc) a deformační práce (L, L_1) rozříděn do tříd podle hmoty hlíz a průměry tříd byly vyneseny do obr. 9. Z obrázku je vidět, že znázorněným hodnotám pevnosti, deformace a deformační práce může vyhovět lineární závislost, což potvrdily korelační koeficienty.

Naproti tomu deformace hlíz je nejtěsněji závislá na rozměru hlízy ve směru zatížení.

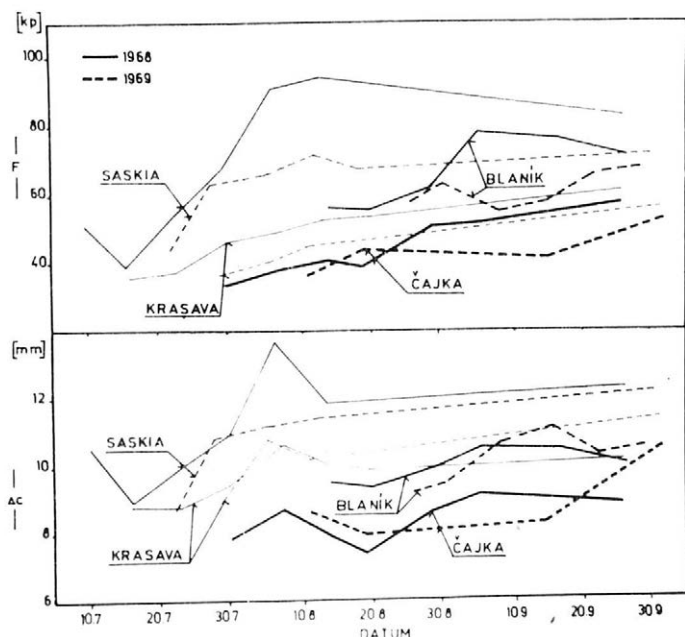
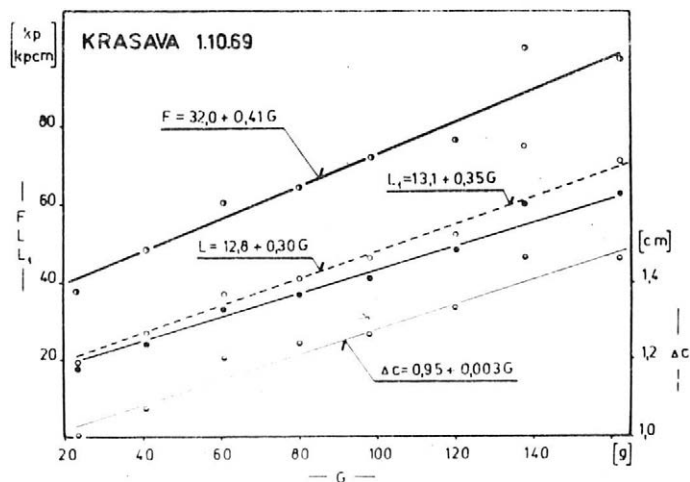
Empirické rozdělení četností pevnosti a deformace hlíz odebraných pod určitým počtem trsů odpovídalo křivce normálního rozdělení četností.

Variabilita pevnosti hlíz je větší než u rozměrů (16–33 %), ale menší než u hmot (52–88 %). V období vegetace I a II. klasifikace byly koeficienty variace pevnosti přibližně ve stejném rozmezí (30–50 %).

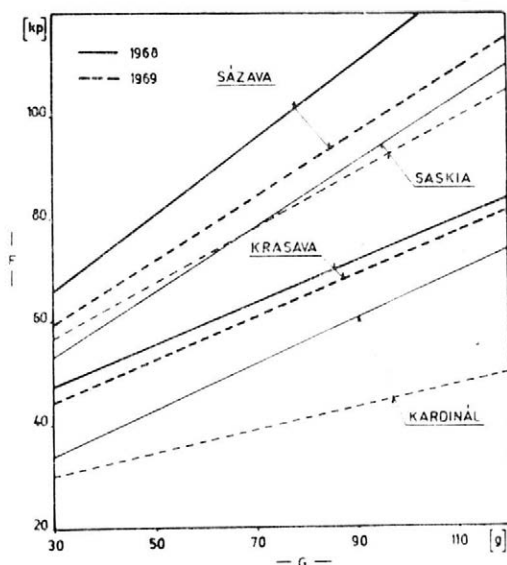
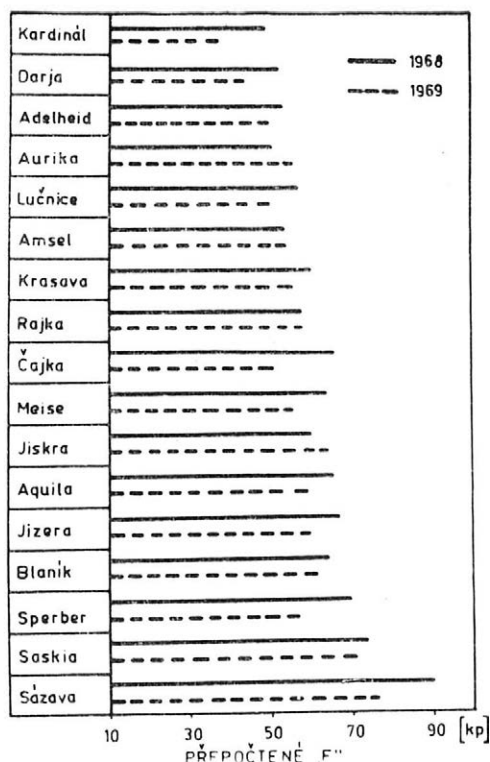
Pevnost a deformace hlíz byla sledována i během vegetace. Z obr. 10 je vidět, že pevnost i deformace se s časem zvětšuje. Tento přírůstek však nelze přičítat jen změně v důsledku vegetace, ale vzniká také zvětšující se hmotností hlíz během vegetace. Aby bylo možné posoudit jednotlivé

9. Pevnost (F), deformace (Δc) hlíz a deformační práce (L, L_1) k jejich rozrušení v závislosti na hmotě hlíz odrůdy Krasava

L - měřená planimetrem,
 L_1 - vypočtena z trojúhelníku - viz obr. 8



10. Pevnost (F) a deformace (Δc) čtyř odrůd v průběhu vegetace roku 1968 a 1969



12. Pevnost hlíz (F) v závislosti na jejich hmotě (G) vybraných odrůd s rozdílnou pevností hlíz v období II. klasifikace

11. Přepočtená pevnost hlíz „ F “ 17 odrůd v období II. klasifikace roku 1968 a 1969. „ F “ je vztažené k průměrné hmotnosti hlíz 17 odrůd v jednom roce

vlivy, byly pro jednotlivé časové intervaly počítány lineární závislosti pevnosti hlíz na jejich hmotě. Přibližně stejné regresní koeficienty (B) a mírně vzrůstající konstanty (A) ukazují na to, že v důsledku delšího vegetačního období se mírně zvětšuje i pevnost hlíz o stejné hmotnosti. Z obrázku je dále vidět, že pevnost i deformace hlíz je v jednotlivých letech dost rozdílná, hlavně u 'Saskie'.

Pevnost hlíz 17 odrůd v období II. klasifikace (sklízň) mohou jen do jisté míry charakterizovat výběrové průměry, vypočtené z celého souboru. V roce 1968 byly od $38,5 \pm 0,94$ kp ('Kardinál') do $93,9 \pm 3,24$ kp ('Sázava') a v roce 1969 od $32,6 \pm 0,74$ kp ('Kardinál') do $74,1 \pm 1,70$ kp ('Sázava'). Je nutné pamatovat na rozdílnou hmotu odebraných souborů. Proto byla pevnost hlíz přepočtena na průměrnou hmotu hlízy 17 odrůd v jednotlivých letech (1968 — 62,36 g; 1969 — 56,53 g). Odrůdy byly podle přepočtené pevnosti hlíz na základě průměru z obou roků seřazeny do obr. 11.

Pevnost hlíz 17 odrůd v období II. klasifikace byla hodnocena i v závislosti na hmotě hlíz. Pro názornost byly vybrány odrůdy s rozdílnou pevností hlíz a jejich rovnice závislosti jsou zobrazeny na obr. 12. Z tohoto obrázku je vidět, že nejmenší pevnost byla u odrůdy 'Kardinál', největší u 'Sázavy'. Regrese (sklon) přímek uvedených odrůd v obou letech ukazuje na to, že odrůda s menší pevností má i menší regresi v závislosti na hmotě hlízy než odrůda s větší pevností.

PEVNOST A TLOUŠŤKA STOLONŮ V MÍSTĚ PŘETRŽENÍ

Pevnost stolonů, tj. síla potřebná na přetržení stolonů a tloušťka stolonů v místě přetržení, mají v období vývoje hlíz empirické rozdělení četností, shodné s normálním rozdělením četností (test χ^2 , $p = 0,01$).

Testováním významnosti rozdílů výběrových průměrů pevnosti stolonů, tloušťek stolonů a hmotnosti hlíz mezi celými a výběrovými soubory bylo prokázáno, že se významně neliší průměrné hmotnosti hlíz a průměrné tloušťky stolonů (významnost $p = 0,05$ a $0,01$). Průměrné pevnosti stolonů se však v 62,5 % testovaných dvojic vzorků významně lišily ($p = 0,05$ a $0,01$). Poněvadž průměrné pevnosti stolonů z výběrových souborů jsou větší než z celých souborů a charakterizují skutečnou pevnost měřitelných stolonů, jsou pro hodnocení uvedených vlastností vhodnější. Vhodnější jsou také z hlediska pracnosti měření (menší počty měřených jedinců).

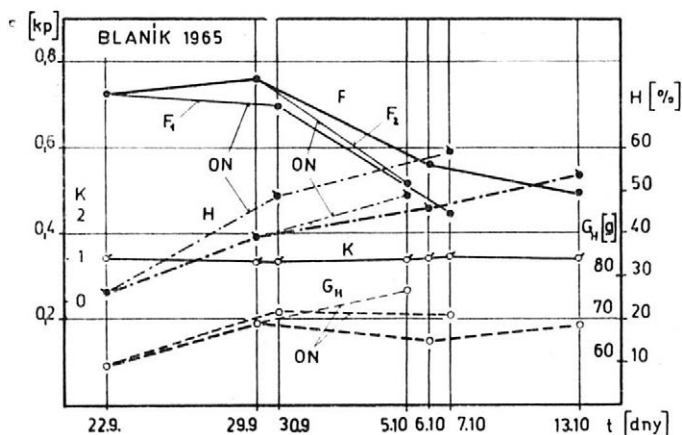
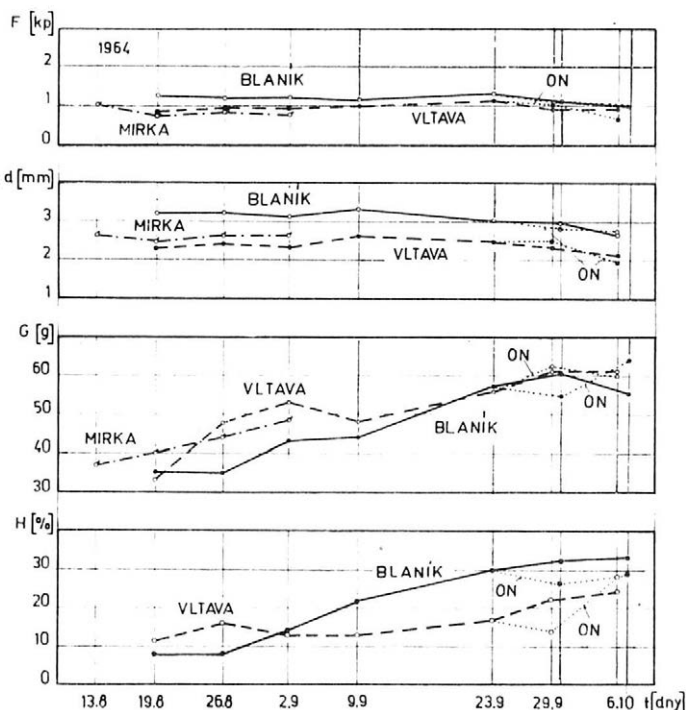
Změna pevnosti stolonů během vegetačního období byla sledována u vybraných odrůd v letech 1964 až 1966, kdy byl sledován také vliv předčasného ukončení vegetace (ořezáním natě) na pevnost stolonů, a v letech 1968 až 1969. V obou posledních letech byly také měřeny a vzájemně porovnávány pevnosti stolonů 16 vybraných odrůd brambor.

Průměrné hodnoty (ze vzorku 150 stolonů) pevnosti stolonů F (kp), zjištěné během vegetačního období v r. 1964, a jim odpovídající průměrné tloušťky stolonů d (mm) jsou zakresleny na obr. 13. Jsou zde zakresleny také výběrové průměry hmoty hlíz G (g) a procento odpadlých hlíz H (%) při odeírání vzorků, v příslušných datech měření. Z naznačeného průběhu pevnosti stolonů a jejich variability, jež se pohybuje od 39,46 % do 59,78 %, i malých rozdílů mezi výběrovými průměry tloušťek stolonů v místě přetržení (jejich variabilita je 21,8 % – 33,48 %), je zřejmé, že pevnost stolonů sledovaných odrůd se během vegetačního období významně neměnila.

Změna průměrných hmotností hlíz charakterizuje přibližně vývoj hlíz během vegetačního období. Patrný pokles průměrné hmoty hlízy odrůd 'Vltava' a 'Blaník' v říjnu 1964 souvisí zřejmě s dozráváním hlíz.

13. Pevnost stolonů (F), tloušťka stolonů v místě přetržení (d), hmotnost hlíz (G) a procento odpadlých hlíz (H) při odeírání vzorků, v závislosti na době vegetace v r. 1964

ON - ořezaná nať na kontrolních řádcích



14. Pevnost stolonů (F), hmotnost (G_H) a procento odpadlých hlíz při odeírání vzorků (H) a poměr mezi váhovými a kusovými procenty odpadlých hlíz (K) v závislosti na době vegetace v r. 1965

ON - ořezaná nať

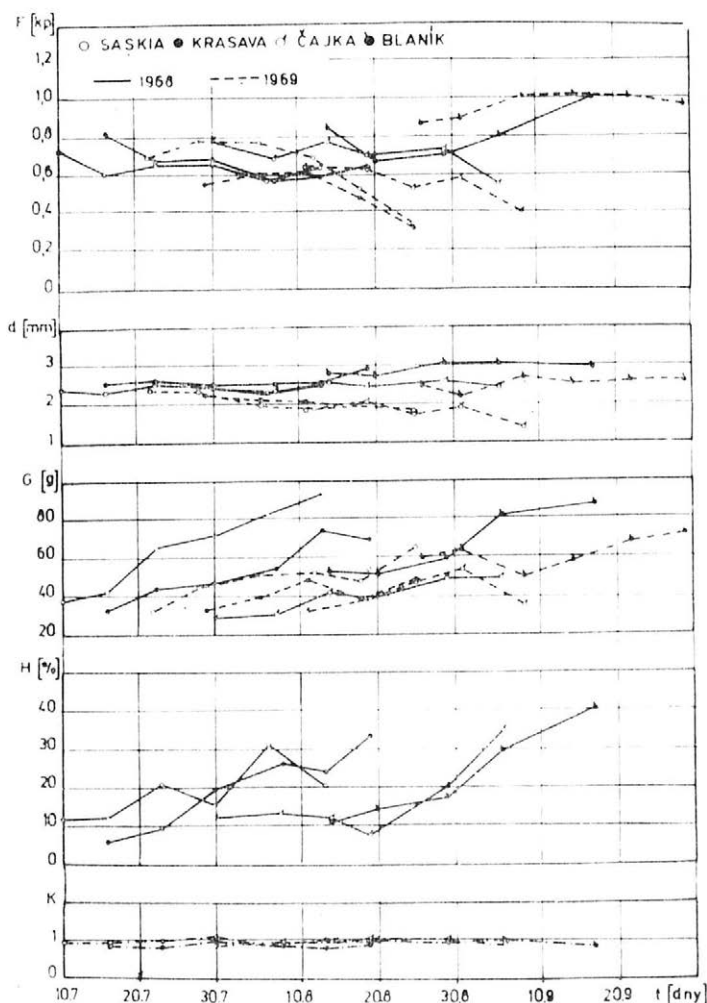
Rostoucí podíl odpadlých hlíz při odebrání vzorků naznačuje u obou odrůd značnou variabilitu v nasazování, vývoji a dozrávání hlíz.

Při měření 23. 9. 1964 byla u odrůd 'Vltava' a 'Blaník' ořezána na kontrolních řádcích nat. Po šesti a čtrnácti dnech u odrůdy 'Vltava' a po sedmi a patnácti dnech u odrůdy 'Blaník' byla pak měřena pevnost stolonů. Pevnost stolonů po neutralizaci natě ani jejich tloušťka v místě přetržení se v uvedeném odstupu měření významněji nezměnila.

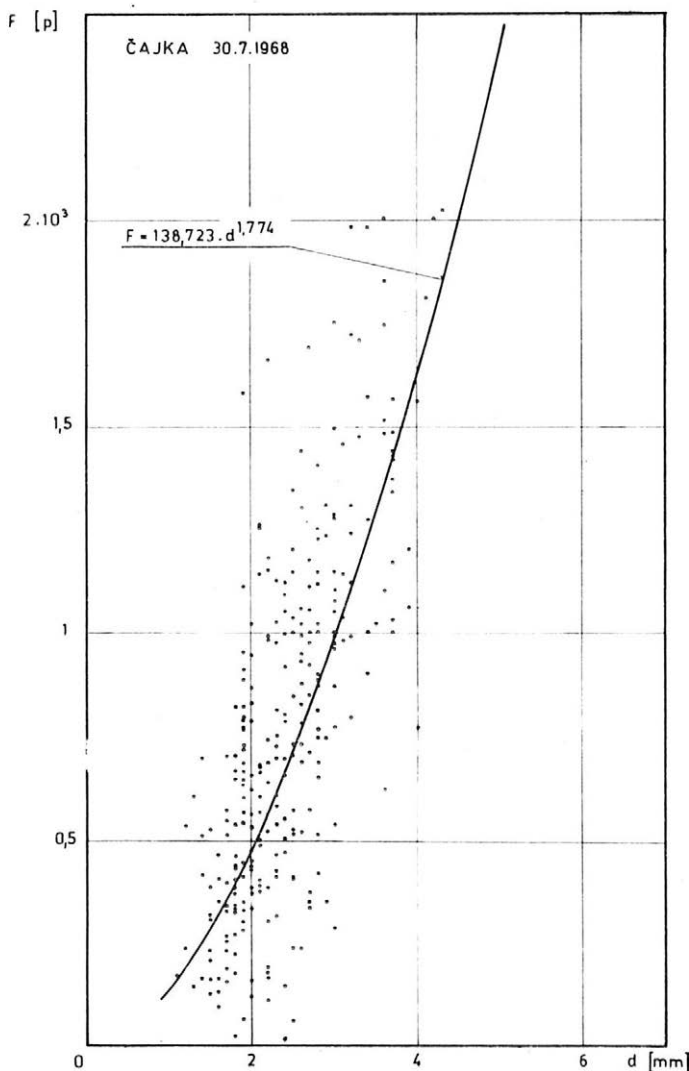
Ke konci vegetačního období v r. 1965 bylo opakováno měření pevnosti stolonů odrůdy 'Blaník'. Vzorek obsahoval 300 stolonů. Výsledek měření je znázorněn na obr. 14.

Mezi průměrnou pevností stolonů (F), zjištěnou 22. 9. a 29. 9. 1965, nebyl průkazný rozdíl. Toto období lze považovat za přibližný konec narůstání hmoty hlíz. Výrazný pokles pevnosti po 29. 9. 1965, prokázaný testováním rozdílů průměrných pevností, spolu s poklesem průměrných hmotností hlíz (G_H) (mezi průměry je nevýznamný rozdíl) a narůstáním procenta odpadlých hlíz (H), charakterizuje dozrávání hlíz. Vliv neutralizace natě ořezáním v období růstu (22. 9.) se projevil významně na pevnosti stolonů (F_1) teprve při měření 7. 10. 1965, tj. po 14 dnech. Neutralizace natě na konci růstu (29. 9.) se projevila významným poklesem pevnosti stolonů již po prvním týdnu (F_2). V obou případech se projevil týden po ořezání natě ještě významný růst průměrné hmoty hlíz (G_H). Neutralizace natě také ovlivnila procento odpadlých hlíz (H). Vyrovnané hodnoty poměrů mezi váhovými a kusovými procenty odpadlých hlíz $K < 1$ svědčí o opadávání převážně velkých hlíz.

Průměrné hodnoty pevnosti stolonů (F), jim odpovídající tloušťky stolonů (d), hmotnosti hlíz (G), množství odpadlých hlíz při odebrání vzorků (H) a poměry mezi váhovými a kusovými procenty (K), zjištěné během vegetace v letech 1968 a 1969, jsou zakresleny na obr. 15.



15. Pevnost stolonů (F), tloušťky stolonů (d), hmotnosti hlíz (G), procenta odpadlých hlíz při odebrání vzorků (H) a poměry mezi váhovými a kusovými procenty odpadlých hlíz (K) v závislosti na době vegetace v r. 1968-1969



16. Závislost pevnosti stolonu (F) na jeho tloušťce (d) v místě přetržení

Pevnost stolonů odrůd 'Saskie' a 'Krasava' v r. 1968 mírně klesá, v r. 1969 klesá velmi výrazně po 11. srpnu, kdy lze vzhledem k menším srážkám proti r. 1968 předpokládat období dozrávání hlíz. U odrůdy 'Čajka' má pevnost stolonů v obou letech po 15. srpnu mírně klesající tendenci. U odrůdy 'Blaník' pevnost stolonů naopak poněkud rostla. Statistická závislost pevnosti stolonů na vegetační době, měřená korelačními koeficienty, nebyla prokázána.

Průměrné tloušťky stolonů se během vegetace příliš neliší. Jejich závislost na vegetační době, s výjimkou odrůdy 'Čajka' v r. 1969, nebyla prokázána.

Průměrná hmotnost hlíz vzrostla v r. 1968 většinou výrazněji než v r. 1969. Jejich lineární závislost na vegetační době byla prokázána v r. 1968 na hladině významnosti $p = 0,01$, v r. 1969 nebyla prokázána u žádné odrůdy.

Závislost procenta odpadlých hlíz na vegetační době byla prokázána v r. 1968 u odrůd 'Krasava' a 'Blaník' ($p = 0,01$). Z průběhu hodnot poměrů mezi váhovými a kusovými procenty odpadlých hlíz lze soudit, že u odrůd 'Saskie' ($K \approx 1$) a 'Krasava' ($K < 1$) se projevovl vliv dozrávání hlíz poměrně vyrovnaným přírůstkem odpadlých hlíz, u 'Krasavy' výrazněji především hlíz velkých; u odrůd 'Čajka' a 'Blaník' pak z počátku méně výrazněji ($K \approx 1$) než v období posledních měření ($K < 1$).

Ve všech případech měření v r. 1964, 1968 a 1969 (včetně klasifikace) byla zkoumána závislost pevnosti stolonů na jejich tloušťce v místě přetržení $F = f(d)$ obr. 16. Ze statistického hle-

diska vyhovuje této závislosti stejně dobře lineární funkce jako funkce mocninná (která je logičtější)

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma = \frac{\pi \sigma}{4} \cdot d^2 = A \cdot d^n \quad (\text{kp})$$

transformovaná na lineární tvar

$$\lg F = \lg A + B \cdot \lg d$$

Ve všech případech měření byla uvedená závislost prokázána, vesměs na hladině významnosti $p = 0,001$.

Závislost mezi průměrnou hmotností hlíz a tloušťkou stolonů $G_{II} = f(d)$ nebyla prokázána v 87 % případů.

V období I. klasifikace byla porovnávána pevnost stolonů 16 vybraných odrůd. Průměrné pevnosti (F) a tloušťky stolonů (d — obr. 17) byly porovnávány na základě testu významnosti výběrových průměrů a podle výsledků z obou let měření sestaveny následující skupiny posuzovaných odrůd:

- málo pevné stolonky — 'Auriga', 'Rajka', 'Kardinál', 'Meise', 'Amsel';
- středně pevné stolonky — 'Jiskra', 'Čajka', 'Saskia', 'Sázava', 'Jizera', 'Krasava';
- pevné stolonky — 'Blaník', 'Sperber', 'Aguila', 'Adelheid'.

17. Průměrné hodnoty pevnosti (F) a tlouštěk stolonů (d) v místě přetržení v období I. klasifikace r. 1968-1969

ODRŮDA	SÍLA F [kp]										ODRŮDA	TLOUŠŤKA d [mm]			
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1			1	2	3	4
AURIGA											AURIGA				
RAJKA											KARDINÁL				
KARDINÁL											RAJKA				
MEISE											MEISE				
AMSEL											AMSEL				
JISKRA											ČAJKA				
SASKIA											JISKRA				
SÁZAVA											SÁZAVA				
BLANÍK											SASKIA				
KRASAVA											JIZERA				
ČAJKA											KRASAVA				
JIZERA											BLANÍK				
LUCNICE											SPERBER				
SPERBER											LUCNICE				
AGUILA											AGUILA				
ADELHEID											ADELHEID				

Z Á V Ě R

Zkoušky potvrdily velmi těsnou závislost hmoty (G) na rozměru hlíz (a, b, c). Závislosti vyhovovala kubická rovnice $G = A + B(a; b; c)^3$. Rozdělení četností hmoty neodpovídá normálnímu rozdělení četností.

Tvar hlíz jako odrůdovou vlastnost lze charakterizovat tvarovými koeficienty (k_1, k_2, k_3). Téměř u všech odrůd byla prokázána závislost $k = f(G)$. Proto při posuzování tvaru musí být měřeny všechny hlízy pod trsem. Kulovitější odrůdy ($k_1, k_2, k_3 \approx 1$) jsou výhodnější pro třídění. Podle tvarových koeficientů by bylo výhodné dělit hlízy do jednotlivých tvarových skupin.

Plynule zatěžovaná hlíza se postupně stlačuje — deformuje. Při určitém zatížení praská, což se projeví v citelném poklesu síly. Pevnost hlíz je velmi těsně závislá na hmotě hlíz $F = f(G)$ a deformace na tloušťce hlíz $\Delta c = f(c)$. Závislosti vyhovuje lineární rovnice. V průběhu vegetace se pevnost a deformace hlíz zvyšuje v důsledku přírůstku hmoty hlíz a nepatrně i vlivem změny materiálu. Průměrná pevnost 17 odrůd se pohybovala

в достаточном размахе, из чего можно заключать, что это является сортовой особенностью, которая меняется в отдельных годах в зависимости от условий. Зависимость $F = f(G)$ имеет большую регрессию при большей прочности сортов и наоборот.

Прочность столонов или толщина столонов во время развития клубней существенно не меняется. Прочность столонов падает резко в период созревания клубней. Нейтрализация нагрузки (механическое повреждение) не менее 14 дней перед уборкой имеет значительное влияние на прочность столонов и может благоприятно влиять на потери при картофелеуборочной машине.

Прочность столонов очень сильно зависит от толщины столонов и очевидно не связана с весом клубней, так же, как вес клубней не зависит от толщины столонов. С точки зрения ограничения потерь при уборке при помощи картофелеуборочной машины надо селекционировать прежде всего полупоздние и поздние сорта с небольшой прочностью столонов. Примененная методика определения прочности столонов может полностью удовлетворить селекцию.

Литература

- BAGANZ K., 1962, Die Mechanisierung der Kartoffelernte und Aufbereitung in der DDR. Beiträge zur Mechanisierung der Kartoffelernte. Institut für Landtechnik Potsdam - Bornim 17 : 67.
- BURMISTROVA F. M., 1965, Физическо механические свойства сел. растений. Государст. издательство сельскохозяйств. литературы, Москва.
- ESSEX E., FINNEY E. E., HALL C. W., 1964, Der Einfluß der Belastungslastsche bei mechanischer Zerstörung des Kartoffelgewebes. Landtechnische Forschung 6.
- FINNEY E. E., HALL C. W., MASE G. E., 1967, Theory of Linear Viscoelasticity Applied to the Potato. I. Agric. Eng. Res. : 307.
- GALL H., LAMPRECHT P., FECHTER E., 1967, Erste Ergebnisse mit dem Rückschlagpendel zur Bestimmung der Beschädigungsempfindlichkeit von Kartoffeln. European Potato Journal 4.

Дошло дне 7. 3. 1972

Об агрофизических свойствах картофеля

Испытания подтвердили весьма тесную зависимость массы (G от размеров клубней (a , b , c). Зависимость можно выразить кубическим уравнением $G = A + B(a; b; c)^3$. Распределение частоты массы не соответствует обычному распределению частоты.

Формы клубней как сортовое свойство можно охарактеризовать коэффициентами формы (k_1 , k_2 , k_3). Почти у всех сортов была доказана зависимость $k = f(G)$. Поэтому при оценке формы должны измеряться все клубни куста. Более округлые сорта (k_1 , k_2 , $k_3 = 1$) более выгодны для сортировки. Согласно коэффициентам формы было бы выгодно клубни разделить по отдельным группам.

Постоянно загружаемый клубень постепенно сжимается — деформируется. При определенной нагрузке он ломается, что проявляется в чувствительном понижении силы, прочность клубней очень тесно связана с массой клубней $F = f(G)$ и деформация с толщиной клубней $\Delta c = f(c)$. Зависимость можно выразить линейным уравнением. В ходе вегетации прочность и деформация клубней увеличиваются в результате прироста массы клубней и значительно под влиянием изменения материала. Средняя прочность 17 сортов колеблется в довольно больших пределах, на основе чего можно судить о том, что это сортовое свойство, которое меняется в отдельные годы в зависимости от условий. Зависимость $F = f(G)$ имеет большую регрессию при большей прочности сортов и наоборот.

Прочность столонов и толщина столонов в ходе развития клубней изменяется незначительно. Прочность столонов достоверно падает только в период созревания клубней. Нейтрализация ботвы (механическое уничтожение) минимально за 14 дней до уборки оказывает достоверное влияние на прочность столонов и может благоприятно влиять на потери при картофелеуборочной машине.

Прочность столонов очень сильно зависит от толщины столонов и очевидно не связана с весом клубней, так же, как вес клубней не зависит от толщины столонов. С точки зрения ограничения потерь при уборке при помощи картофелеуборочной машины надо селекционировать прежде всего полупоздние и поздние сорта с небольшой прочностью столонов. Примененная методика определения прочности столонов может полностью удовлетворить селекцию.

On the Agrophysical Properties of Potatoes

Tests have confirmed the very close dependence of the mass (G) on the size of the tubers (a , b , c). This dependence conformed to the cubic equation $G = A+B(a; b; c)^3$. The distribution of the frequency of the mass does not correspond to the normal distribution of frequency.

The shape of tubers as a varietal property can be characterized by means of the shape coefficients (k_1 , k_2 , k_3). Almost in all varieties the dependence $k = f(G)$ was proved. Therefore, in the estimating of the shape all tubers under the hill must be measured. The more globular varieties (k_1 , k_2 , $k_3 = 1$) are more suitable for sorting. According to the shape coefficients it would be advantageous to assort the tubers into different shape groups.

The continuously loaded tuber is being gradually compressed — deformed. At a certain load it cracks, which results in a considerable decrease of strength. The strength of tubers depends very closely on the tuber substance $F = f(G)$, and deformation on the thickness of the tubers $\Delta c = f(c)$. The dependence conforms to a linear equation. In the course of vegetation the strength and the deformation of the tubers increase in consequence of the increasing of the substance of the tubers and, insignificantly, also caused by a change of material. The average strength of 17 varieties ranged within a rather large extent, from which it may be deduced that it is a varietal property that changes in the different years according to the existing conditions. The dependence $F = f(G)$ has a greater regression in the case of greater strength and vice versa.

In the course of development neither the strength nor the thickness of stolons change substantially. The strength of stolons decreases markedly only in the period of the ripening of tubers. Neutralization of tops (mechanical destruction) at least 14 days before the harvesting exercises a marked influence on the strength of stolons and may exercise a favourable effect on losses on the potato harvester.

The strength of stolons is very closely dependent on the thickness of stolons and obviously it is not connected with the mass of the tubers, the same as the mass of tubers is not connected with the thickness of stolons. With regard to a limiting of losses behind the harvester it would be suitable to breed above all medium-late and late varieties with a small strength of the stolons. The applied method of ascertaining the strength of stolons may fully answer the breeding purposes.

Beitrag zu den agrophysikalischen Kartoffeleigenschaften

Die Prüfungen haben eine sehr enge Abhängigkeit der Masse (G) von den Knollenabmessungen (a , b , c) bestätigt. Der Abhängigkeit entsprach die kubische Gleichung $G = A+B(a; b; c)^3$. Die Verteilung der Massenhäufigkeiten entspricht nicht der normalen Häufigkeitsverteilung.

Die Knollenform als Sorteneigenschaft kann durch Gestaltkoeffizienten (k_1 , k_2 , k_3) charakterisiert werden. Beinahe bei allen Sorten wurde die Abhängigkeit $k = f(G)$ nachgewiesen. Bei der Formbeurteilung müssen daher alle Knollen unter der Staude gemessen werden. Die mehr kugelförmigen Sorten (k_1 , k_2 , $k_3 = 1$) sind günstiger für die Sortierung. Entsprechend den Formbeiwerten wäre es vorteilhaft, die Knollen in einzelne Formgruppen aufzuteilen.

Der zügig belastete Knollen wird fortschreitend verdichtet — verformt. Nach der Erzielung einer bestimmten Belastung bricht er, was sich in einer fühlbaren Kraftabnahme auswirkt. Die Knollenfestigkeit ist sehr dicht von der Knollenmasse abhängig $F = f(G)$ und Verformung von der Knollendicke $\Delta c = f(c)$. Der Abhängigkeit entspricht eine lineare Gleichung. Im Vegetationsverlaufe wird die Knollenfestigkeit und Verformung infolge der Knollenmassezunahme und geringfügig auch infolge der Stoffänderung vergrößert. Die mittlere Festigkeit von 17 Sorten schwankte in einem ziemlich großen Bereiche, woraus zu folgern ist, daß sie eine sortenbedingte Eigenschaft darstellt, die sich in einzelnen Jahren je nach den Bedingungen ändert. Die Abhängigkeit $F = f(G)$ weist eine höhere Regression bei größerer Sortenfestigkeit und umgekehrt auf.

Die Festigkeit sowie die Dicke der Stolonen wird im Laufe der Knollenentwicklung wesentlich nicht verändert. Die Stolonfestigkeit geht erst in der Periode der Knollenheranreifung zurück. Die Kartoffelkrautneutralisierung (mechanische Ver-

nichtung) mindestens 14 Tage vor der Ernte wirkt sich in ausgeprägter Weise auf der Stolonfestigkeit aus und kann die Verluste an der Kartoffelerntemaschine günstig beeinflussen.

Die Stolonfestigkeit ist sehr dicht von der Stolonstärke abhängig und hängt offenbar mit der Knollenmasse nicht zusammen, ebensowenig wie die Masse der Knollen mit der Stolonstärke. Aus der Sicht der Verlusteinschränkung hinter der Erntemaschine wäre es angebracht, vor allem Halbspät- und Spätsorten mit geringer Stolonfestigkeit zu züchten. Die angewandte Methodik der Ermittlung von Stolonfestigkeit kann völlig den pflanzenzüchterischen Zwecken entsprechen.

Adresa autorů:

Ing. Josef Břečka, CSc., Ing. Blahoslav Hanousek, CSc., katedra zemědělských strojů, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

V současné době je mák důležitou surovinou nejen pro potravinářský, nýbrž i pro farmaceutický průmysl; proto musí zemědělství vyprodukovat a sklídit kvalitní semeno i makovinu s vysokým obsahem morfinu. U vyzrálého porostu bývá morfin soustředěn především v tobolkách, takže ostatní části rostliny jsou z hlediska zpracovatelského nežádoucím balastem. Při mechanizované sklizni je proto třeba řešit především problém oddělování uzavřených tobolek se semeny a s minimální zbylou délkou stonků od ostatních částí porostu.

Poměrně jednoduchá záležitost je zkomplikována tím, že u nás pěstované porosty máku jsou značně nevyrovnané. Převážná část rostlin bývá rozvětvená s více tobolkami různé velikosti; navíc výška tobolek nad zemí bývá rozdílná. Na obr. 1. je snímek porostu máku odrůdy 'Blankyt', na kterém je patrná rozvětvenost i různá výška tobolek nad zemí. Musíme také počítat se zaplevelením, přičemž některé druhy plevelů převyšují porosty máku.

Ruční sběr makovic sice splňuje kvalitativní podmínky prvotní separace, ovšem nízká produktivita a značný podíl živé práce neodpovídá požadavkům moderní velkovýroby.

V zahraničí, např. ve Francii a v SSSR (Dumont, Boulanger 1962, Gryzlov a kol. 1963) i u nás (Voškeruša a kol. 1967), je snaha řešit mechanizovanou sklizeň máku upravenými sklízecími mlátičkami. Zvyšuje se produktivita práce a sezónní využití těchto strojů. Vyskytují se však i některé nedostatky. Nej důležitější je skutečnost, že při



1. Porost máku odrůdy „Blankyt“

nastavení žací lišty pod nejnižší položené tobočky jsou všechny vyšší sřezávány s příliš dlouhými stonky, což zvyšuje balast a snižuje výtěžnost morfinu. Navíc bývá hmota znečištěna sřezaným plevem.

Uvedené nedostatky přímé sklizně vedou k závěru sklízet mák dvoufázově. Výmlat makovic není v současné době problémem, poněvadž lze použít upravené obilní mlátičky nebo speciálního separátoru, např. typu MM-40. Dosud však byl problematický mechanizovaný způsob řešení první fáze, spočívající v oddělování plných tobolek od ostatní hmoty porostu.

Dvoufázová sklizeň máku naznačeným způsobem má řadu výhod. V první fázi získáme plné tobočky s krátkým stonkem, tedy jen potřebný produkt bez zbytečných příměsí. Sklízet lze i před plnou zralostí porostu, poněvadž můžeme po sklizni zařadit jako mezioperaci přirozené nebo umělé dosušování tobolek. Druhá fáze je stacionární, což je zřejmě energeticky výhodnější — ztráty semene lze snížit na minimum a také manipulace s materiálem je snadnější.

SKLIZEŇ MAKOVIC

Při řešení mechanizované sklizně makovic bylo třeba vycházet z charakteru u nás běžně pěstovaných odrůd máku. Mák se seje do řádků, přičemž názory odborníků na rozteč řádků nejsou dosud ujednocené, takže se setkáváme s porosty o šířce řádků od 30 do 45 cm. U všech známých odrůd máku převažují porosty rozvětvené (až přes 70 %) — na jedné rostlině bývají dvě a někdy i jedenáct tobolek. Průměrná nadzemní výška tobolek bývá 110 až 120 cm. Rozdíly jsou však značné, a to i na jedné rozvětvené rostlině, a činí často až 70 cm.

Ze stručné charakteristiky porostů máku vyplývá, že při řešení sklízecího stroje nelze vycházet z průměrných veličin, nýbrž z extrémů, např. z minimální nadzemní výšky tobolek, která bývá 60 až 70 cm.

Nastavíme-li pracovní orgány stroje tak, aby zpracovávaly i nejnižší položené tobočky, bude nutné volit podávací ústrojí zabezpečující sřezávání i nejvýše položených tobolek s minimální zbylou délkou stonku. Zároveň musí umožňovat volný průchod vysokorostlým plevům.

Z předběžných úvah vyplývá, že sklízecí stroj bude muset mít tři základní uzly: ústrojí podávací, řezací a dopravní. Rozhodující úlohu při prvotní separaci bude plnit podávací ústrojí.

PODÁVACÍ ÚSTROJÍ

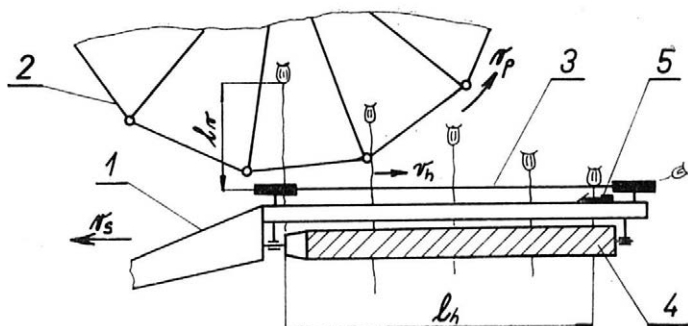
Poněvadž se porost máku větví i do stran a stonky se vyklánějí z řádků, bylo nezbytné opatřit sekce pro každý řádek párem děličů. Jejich úkolem je nadzvedávání vykloněných stonků a postupné nahušťování hmoty v ose řádků. Povrchová přímka děličů musí svírat s osou řádku minimální úhel, aby stonky snadno klouzaly po jejich povrchu a nenakláněly se ve směru jízdy.

Tobolky máku představují náhodně rozloženou hmotu. Úkolem zvoleného mechanismu je zformování této hmoty tak, aby tobočky postupovaly k řezacímu mechanismu rovnoměrně za sebou a vertikálně vyrovnané. Ze studia vlastností porostů máku vyplynul jako nejvhodnější třecí systém podávání.

Od uchopení stonku podávacím ústrojím až do okamžiku oddělení absolvuje tobočka ve vodorovném směru dráhu l_h . Za tutéž dobu musí být stažena z původní výšky h_0 na výšku h_1 , odpovídající minimální délce zbylého stonku. Ve vertikálním směru musí tedy tobočka absolvovat dráhu l_v . Vodorovný posuv obstarávají dva řemeny, které

2. Princip funkce podávacího ústrojí

1 — dělič; 2 — přiřáněč; 3 — podávací řemeny; 4 — podávací válce; 5 — kosa



svírají stonky mezi sebou. Svislý posuv obstarávají dva válce s opačným smyslem otáčení a stonky je sevřeny v mezeře mezi nimi. Princip funkce podávacího ústrojí je schématicky znázorněn na obr. 2.

K překonání odporu při zasouvání stonků do mezery mezi válci se použil přiřáněč. Pro danou funkci postačí jednoduchý rotační přiřáněč. Jeho lišta opisuje při pohybu stroje trochoidu. V našem případě je výhodné, aby lišta přikláněla stonky proti směru pohybu stroje, tedy do mezery mezi válci. Tuto podmínku splní tvar trochoidy daný vztahem:

$$\lambda = \frac{v_p}{v_s} > 1 \quad (1)$$

kde: v_p — obvodová rychlost přiřáněče [m/s]
 v_s — pracovní rychlost stroje [m/s]

Vhodnou volbou průměru přiřáněče, počtu lišt a poměru λ lze zabezpečit dobré zasouvání stonků do mezery mezi válci při jejich minimálním nahušťování.

Jakmile je stonky zasunut mezi válce, je rostlina stahována směrem dolů a současně ji řemeny unášejí ve vodorovném směru proti pohybu stroje. Vodorovný pohyb je usnadněn závitem vyřezaným na plášti válců. Synchronizace obou pohybů musí zabezpečit dosednutí tobolek na řemeny dříve, než dojde k jejímu odřezání. Přitom je vhodné, aby se rostliny během posuvu nenakláněly, což lze zabezpečit dodržováním rovnosti mezi rychlostí vodorovného posuvu v_h a pracovní rychlostí stroje v_s .

Při konkrétním řešení podávacího ústrojí musíme vzít v úvahu možný prokluz stonků mezi válci i řemeny a rovněž skutečnost, že rostlina je během posuvu držena kořenovým systémem v půdě a že dochází i k nahušťování stonků.

Zakotvení rostliny v půdě může klást odpor svislému pohybu. Ve skutečnosti je však tento vliv nepatrný, poněvadž se stonky při průchodu mezi válci rozdrťí a ztrácí pevnost.

Kromě faktorů již uvedených se brala v úvahu i kritická rychlost svislého posuvu v_v , což je rychlost, při které dochází k destrukci tobolek jejich nárazem na podávací ústrojí. Měřením bylo zjištěno, že k destrukci tobolek docházelo již při rychlosti 3 m/s.

Nahušťování stonků je způsobeno rozvětveností porostů a tím, že lišty přiřáněče zabírají najednou vždy více stonků. Musí být proto zabezpečeno určité rozvrstvení stonků během posuvu k řezacímu ústrojí. K tomu musí mít hmota dostatek času, který jí poskytne např. prodloužením pracovní části válců.

Vhodným řezacím ústrojím je běžný typ žabkové kosa. Pro každý řádek postačí jedna řezací sekce (jedna žabka a dva prsty). Mechanismus řešíme tak, že zdvih kosa se rovná rozteči mezi oběma prsty. Počet dvojzdvihů se pak rovná počtu otáček klikového mechanismu.

Žabka kosa řeže oboustranně, takže za jednu otáčku klikového mechanismu se poseče délka řádku rovná dvojnásobné výšce žabky h . Pro zadanou pracovní rychlost stroje pak vypočteme odpovídající počet otáček klikového mechanismu z rovnice:

$$n = \frac{v_s}{2h} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2)$$

Pro dopravu seřezaných makovic do zásobníku lze volit různé způsoby mechanické dopravy. Velmi se osvědčil jednoduchý pásový dopravník s příčnými lištami. Vyrábět sklizeč s vlastním zásobníkem se nejeví ekonomicky ani manipulačně výhodné. Účelnější je doprava seřezaných makovic přímo do valníku zapojeného za traktorem.

KONSTRUKCE A PROVOZNÍ PARAMETRY SKLIZEČE

Na základě teoretických poznatků a výsledků měření byla rozpracována konstrukce sklizeče a realizována jeho výroba (Hrubý, Hejkal 1971a, b). Sklizeč byl řešen jako třířádkový s roztečí řádků 45 cm. Čelní pohled na stroj je na obr. 3.

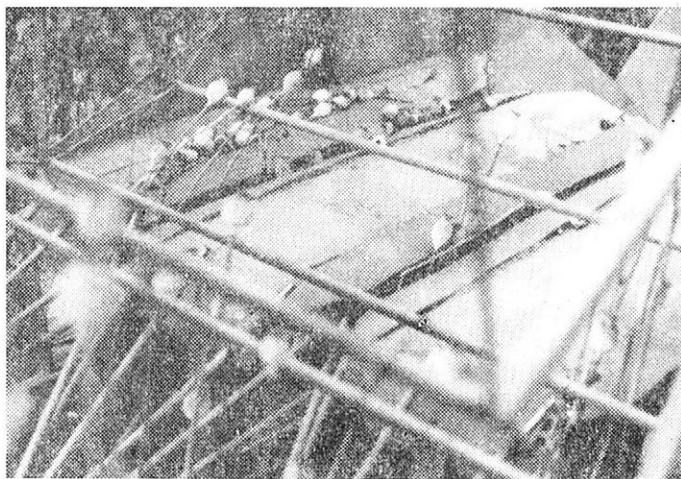
Děliče mají prutovou konstrukci. Přiháněč byl dvanáctiramenný o průměru 1,2 m. Synchronizace otáček přiháněče s pracovní rychlostí stroje odpovídala poměru $\lambda = 1,4$. Tím byla vytvořena možnost přitlačování stonků do stroje lištou přiháněče po dráze přibližně 0,1 m. Osa přiháněče byla nad ústím mezery mezi válci.



3. Čelní pohled na sklizeč

Průměr válců byl 90 mm a jejich pracovní délka 450 mm. Závit, vyřezaný na plášti válců, měl 31 chodů a stoupání 124 mm. Rozteč závitů byla 4 mm. Větší délka válců, než je potřeba na stažení tobolek, byla zvolena proto, aby hmota měla čas se zformovat a vhodně postupovat ke kose. Teoreticky nutná délka válců pro stažení tobolek o 0,7 m, by byla jen 300 mm. Otáčky válců byly zvoleny tak, že poměr rychlosti svislého pohybu makovic k pracovní rychlosti stroje činil $v_v/v_s = 2,5$. Poněvadž se nedoporučuje překročení kritické rychlosti svislého pohybu makovic, umožňuje daná konstrukce stroje zvyšovat jeho pracovní rychlost jen do 1,2 m/s. Závit usnadňuje vodorovný posuv stonků rychlostí přibližně o 9 % vyšší, než je pracovní rychlost stroje. Tím se v podstatě kompenzují ztráty rychlosti prokluzem.

4. Podávací ústrojí sklizeče v činnosti



Zatímco závit jen usnadňuje vodorovný posuv stonků, vlastní pohyb obstarávají řemeny. Použil se běžný typ klínových řemenů. Mezera mezi nimi se nastavovala pomocí soustavy opěrných kladiček. Ústí této mezery bylo 20 mm před ústím mezery mezi válci. Tím bylo zaručeno spolehlivé vtažení stonků mezi válce. Na druhém konci se řemeny rozvíraly až za příčnickem nesoucím pracovní sekce stroje, aby mohly seřezané makovice volně padat k dopravníku. Rychlost pohybu řemenů byla rovněž asi o 9 % vyšší než pracovní rychlost stroje. Podávací ústrojí sklizeče v činnosti je zachyceno na obr. 4.

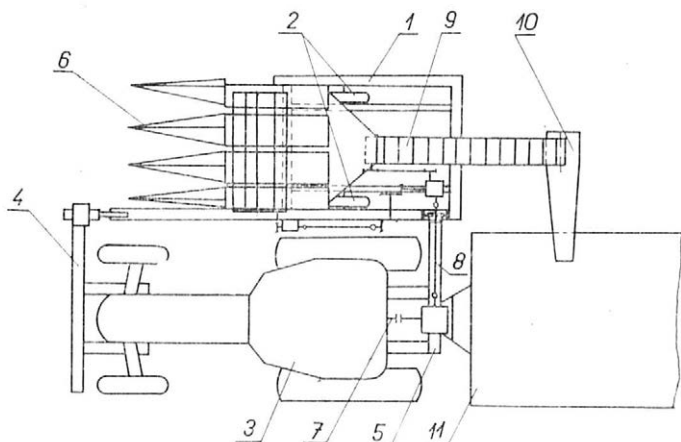
Kosa byla umístěna mezi válci a řemeny tak, aby zbylá délka stonků nepřesahovala 50 mm. Otáčky klikového mechanismu kosa se určily z rovnice (2). Abychom však zabezpečili dokonalé seřezávání makovic, byly vypočtené otáčky zvýšeny o 20 %.

Seřezané makovice padaly na pásový dopravník, který je dopravoval do valníku.

Současně s řešením konstrukce sklizeče bylo nutné řešit i způsob jeho agregování s traktorem. Jako nejvýhodnější se jevil způsob bočního spojení. Při tom by zřejmě stačil polonesený systém. Ovšem vzhledem k snadnější manipulaci a snadnější dopravě na pole byl stroj opatřen dvěma koly. Pracovní zapojení stroje s traktorem je patrné na obr. 3 a schématicky je znázorněné na obr. 5. Tento způsob agregování umožňuje traktoristovi přesné vedení stroje v řádku, ovládání pomocí hydrauliky a současné zapojení valníku za traktor pro seřezané makovice. Traktorista může sklízet bez pomocníka, což zvyšuje produktivitu práce. Hydraulikou může ovládat jednotlivé pracovní uzly stroje; především může měnit svislou polohu pracovních sekcí podle výšky porostu máku.

5. Schématické znázornění pracovního zapojení stroje s traktorem

1 — rám stroje; 2 — kola; 3 — traktor; 4 — přední příčnick; 5 — zadní příčnick; 6 — pracovní sekce; 7 — vývodový hřídel traktoru; 8 — kloubový hřídel; 9 — pásový dopravník; 10 — násypný žlab; 11 — valník



Dvoufázový způsob sklizně máku při použití popsaného sklizeče řeší uspokojivě mechanizaci první fáze. Sklízí se jen užitečná část porostu — tobolky se semeny a s vysokým obsahem morfinu. Sklizeň máku lze zahájit i před úplnou zralostí porostu, poněvadž před výmlatem lze tobolky dosušovat přirozeným způsobem nebo uměle. Separace zrna z tobolek je snadnější než při sklizni mlátičkou, poněvadž se ve zpracovávané hmotě téměř nevyskytují příměsi, které by byly svými fyzikálními vlastnostmi, tvarem a rozměry blízké semenům máku a tudíž nesnadno odstranitelné.

Stroj se může konstruovat tak, že umožňuje nastavení pracovních sekcí podle šířky řádků a může být koncipován pro různý počet řádků. U víceřádkových strojů lze sice předpokládat zhoršené mobilní vlastnosti, avšak vzrůstá produktivita práce.

Výkonnost sklizeče musíme posuzovat z hlediska zvláštnosti sklizně máku, která se projevuje především v poměrné přesnosti při seřezávání makovic. Pro předběžné hodnocení předpokládáme čtyřřádkový sklizeč s roztečí řádků 40 cm. Při pracovní rychlosti stroje 1,0 m/s bude hlavní čas 105 min/ha a příslušná výkonnost stroje za hlavní čas 0,59 ha/hod. Při oboustranném nasazení stroje a minimální poruchovosti a při snadné výměně plného valníku za prázdný můžeme předpokládat, že celkový čas nepřekročí 120 min/ha a výkonnost stroje za celkový čas bude 0,5 ha/hod. Ve srovnání se sklizní máku sklízecí mlátičkou je výkonnost popsaného sklizeče menší o více než 50 % (Voškeruša a kol. 1967), což je ovšem vyváжено podstatně vyšší kvalitou práce.

Literatura

- DUMONT G., BOULANGER P., 1962, La culture de l'oeillette en France, Oléagineux 17, 2 : 125-127.
 GRYZLOV V. P. a kol., 1963, Uborka i chraněníje maka, Mak masličnyj i opijnyj, Izd. selchoz. literatury, Moskva.
 HRUBÝ J., HEJKAL K., 1971a, Patent č. 144.570.
 HRUBÝ J., HEJKAL K., 1971b, Patent č. 144.571.
 VOŠKERUŠA J. a kol., 1967, Ověření sklizně máku a makovic pro farmaceutické účely, Závěrečná zpráva VÚ, Výzkumná stanice zem., Opava.

Došlo dne 7. 3. 1972

Проблемы уборки мака

В работе говорится о проблематике механизированной уборки мака для пищепромышленных и фармацевтических целей. В ней подчеркиваются преимущества раздельной двухфазной уборки. Одновременно описывается уборочная машина, сконструированная авторами, которая в настоящее время находится в производстве и которая удовлетворительно решает механизацию первой фазы уборки для крупнопроизводственных целей. Прежде всего объяснен принцип подающего механизма как главного узла данной машины. Подающий механизм обеспечивает вертикальное и горизонтальное продвижение коробочек таким образом, что их стебель коротко срезается и длина стебля не превышает несколько сантиметров. При обмолаоте убранных коробочек на стационарном приспособлении семена отделяются от маковины, которая является подходящим продуктом с высоким содержанием морфина для фармацевтической промышленности. В работе также описан целесообразный способ агрегатирования уборочной машины с трактором, позволяющий трактористу легко управлять машиной в рядах и облегчает манипуляцию во время уборки, для которой достаточно одного работника.

Problems of the Harvesting of Poppy

This paper deals with the problems of the mechanized harvesting of poppy for food production and pharmaceutical purposes. The author points out the advantages of a divided two-stage harvest. There is also a description of a harvester

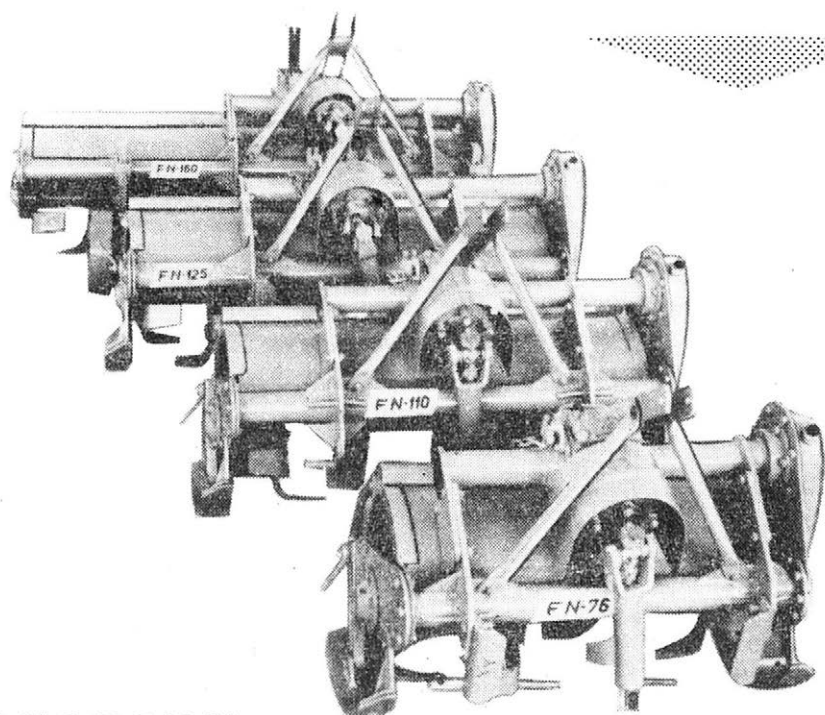
designed by the authors which is already in production at present and which satisfactorily solves the problem of the mechanization of the first stage of harvesting for mass production purposes. Clarified is above all the principle of the feeding device as the chief nodal point of the machine. The feeding device secures the vertical and horizontal shifting of the capsules so that they are cut with a short haulm. The length of the haulms does not exceed several centimeters. Threshing of the harvested capsules on a stationary device separates the seeds from the capsules, which serve then, with their high content of morphine, as a suitable material for the pharmaceutical industry. This paper contains also a description of an appropriate method of aggregating of the harvester with a tractor, making it possible for the tractor driver to easily drive the machine along the rows and to manipulate it in the course of the harvesting, for which then a single worker is quite sufficient.

Probleme der Mohnernnte

In der Abhandlung wird die Problematik der mechanisierten Mohnernnte für die Zwecke der Lebensmittelindustrie und der pharmazeutischen Industrie erörtert. Es werden darin Vorteile der geteilten Zweiphasenernte unterstrichen. Gleichzeitig wird die von den Verfassern entwickelte Erntemaschine beschrieben, die sich gegenwärtig schon in der Produktion befindet und die die Mechanisierung der ersten Erntephase für Großproduktionszwecke löst. Vor allem wird das Prinzip der Zubringervorrichtung als der Hauptgruppe des gegebenen Gerätes erläutert. Die Zubringervorrichtung gewährleistet den senkrechten sowie waagrechten Vorschub der Mohnkapseln in solcher Weise, daß sie auch mit einem kurzen Stengel abgeschnitten werden; die Stengellänge überschreitet nicht ein Paar Zentimeter. Durch den Drusch der geernteten Mohnkapseln auf einer ortsgebundenen Einrichtung wird der Samen von der Mohnmasse getrennt, die dann anhand ihres hohen Morphingehaltes ein für die pharmazeutische Industrie geeignetes Produkt darstellt. In der Abhandlung wird ebenfalls ein zweckmäßiges Verfahren des Arbeitszuges der Erntemaschine und des Schleppers, das dem Schlepperfahrer eine leichte Reihenführung und Handhabung im Laufe der Ernte gestattet, für die nur eine Arbeitskraft ausreicht.

Adresa autorů:

Doc. ing. Jindřich Hrubý, CSc., ing. Karel Hejkal, katedra materiálu a technologie, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát



BULGARIEN



Agromachinaimpex

Rotační frézy

jsou zemědělské stroje s činnými pracovními orgány, které intenzívně zpracovávají půdu a jsou vhodné pro těžké a suché půdy.

S postupujícím pohybem traktoru se nuceně otáčejí pracovní orgány. Tím nakypřují frézy půdu, rovnají ji a úplně ničí plevel. Půdní frézy se používají i pro přípravu půdy k setí obilovin a okopanin.

Rotační frézy jsou nejlepší stroje pro úplné ničení plevelu.

Vývozce: StHU Agromachinaimpex Bulharsko Sofia, Aksakovova 5
telefon: 88 53 25 dálnopis: 022 563

Prudký rozvoj výrobních sil a zvýšené požadavky vyspělé společnosti na rozvoj potravinářské výroby a na její produktivitu nese s sebou automaticky požadavek zabývat se stále hlouběji využitím strojně traktorového parku v celém komplexu. I na XIV. sjezdu KSČ bylo v materiálech, týkajících se zemědělské velkovýroby, hovořeno o nových formách využívání zemědělské techniky na závodech.

Těžištěm v organizaci nasazení zemědělské techniky v 5. pětiletce bude báze ekonomicky a organizačně výhodných skupin, za předpokladu správně pojatého rozměru kooperačního obvodu. Správnost řešení nutno hledat především ve dvou skupinách problémů:

1) Rámcově vhodné právní předpoklady (smlouvy a upravené vztahy mezi kooperujícími podniky navzájem, mezi středisky STS, ÚPZT a ZNZ, atd.).

2) Problematika ekonomicko organizačních předpokladů.

Z uvedeného vyplývá, že lze výhodně využívat zemědělskou techniku (jako mobilní i stacionární) za předpokladu splnění obou požadavků.

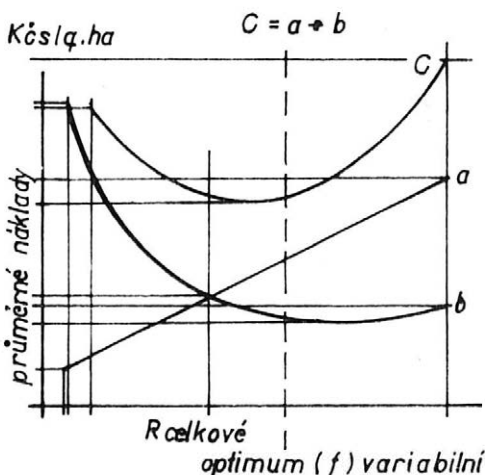
Výhodnou realizaci kooperačního nasazení zemědělské techniky lze zabezpečit prostřednictvím správně pojaté návaznosti práce agregátů v technologických linkách a jejich správným sestavením.

Linky mohou být různého typu a v různých kombinacích. Autor rozebírá tímto způsobem celý problém, hlavně proto že zemědělské výrobní procesy, v nichž strojně traktorový park pracuje, mají biologickou povahu; z toho vyplývá i jistá obtížnost řešení.

Rozsáhlost řešení a závislosti, které jsou známy, nebo jsou skryty, lze rámcově postihnout určitým systémovým přístupem, prezentovaným disciplínou, zvanou systémové inženýrství. Tento přístup, vzhledem ke své mnohostrannosti, umožňuje řešit současně otázku technicko organizačního zabezpečení nasazení strojů (z pohledu ekonomiky využití), ale také dává určitý podklad pro praktický rozhodovací proces. Autor ve svém přístupu vychází z toho, že mechanizované výrobní procesy jsou v zásadě pravděpodobnostní systémy. Z tohoto faktu je dále možné při úvahách nad řešením návaznosti v práci skupin různých strojů dojít k závěru, že nejvýhodnější metodou pro řešení problému bude metoda postavená na pravděpodobnostní bázi. Autor pracuje s metodikou, která je postavena na zásadách teorie hromadné obsluhy; jejím předmětem je model (NČE — náklady, čas, energie) mechanizovaného procesu, jenž zahrnuje také počty strojů v jednotlivých skupinách na sebe navazujících. Tento model je potom předmětem optimalizace. Některá měření a jejich zhodnocení, uskutečněná autorem prokázala, že tento přístup umožňuje exaktně zachytit celou dynamiku mechanizovaného procesu. Za těchto podmínek lze vhodně práci zemědělské techniky modelovat a v modelech dělat analýzu a technicko organizační opatření.

Přístup vychází z toho, že v zemědělské velkovýrobě jsou dvě hlavní skupiny strojů — tzv. skupiny hlavních pracovních agregátů a tzv. skupiny agregátů obslužných. Vlastní návaznost v práci těchto skupin lze výhodně (ekonomicky) vyřešit prostřednictvím optimálního počtu strojů ve skupinách z hlediska „provozu“.

Přístup k řešení u skupinového nasazení strojů na bázi teoretických předpokladů hromadné obsluhy je možné aplikovat procesy (mechanizované jevy) mající povahu Poissonova toku, prezentovaného exponenciálním (Erlangovým) rozdělením hlavních charakteristik procesu (τ_a, τ_s), kde: τ_a — interval mezi vstupy požadavků na obsluhu a τ_s — délka vlastní technologické obsluhy. Podle prací, které byly řešeny autorem, lze říci, že při práci obou dříve zmíněných hlavních skupin agregátů v zemědělské velkovýrobě existuje určitá optimální relace mezi prostoji těchto skupin strojů, při kterých jsou celkové náklady minimální, a je tím tedy současně dána i vlastní velikost skupiny strojů, a její ekonomicky výhodné omezení, což vyplývá z modelu typu. Tento (NČE) přístup byl ověřován při sklizni píce a při sklizni brambor. Uvedený vývod přirozeně představuje určitý ekonomicko organizační pohled, stavěný na funkční variabilitě časové bilance mechanizovaného procesu a musí být vždy při aplikaci ve vlastním řešení redukován ostatními faktory, především agrotechnickým hlediskem.



1. Kapacita výkonnosti (n strojů ve skupině

definované teoreticky minimem nákladů. Lze najít takovou organizační sestavu strojů na sebe navazujících, při které celkové sumární ztráty z hlediska prostojů zemědělské techniky budou minimální, a tím tedy bude i návaznost v práci skupin strojů různého poslání optimální.

$$C_{pr}^{A_1} \cdot N_{pr} + C_{pr}^{A_2} \sum_{k=0}^{obl\ n-1} (n - K) P_k = \min \quad (1)$$

kde: $C_{pr}^{A_1}, \dots, C_{pr}^{A_2}^{obl}$ — jsou ztráty od prostojů agregátů (1) i agregátů (2), vykonávajících technologickou obsluhu za jednotku času (v Kčs)

P_k — pravděpodobnost, že k -tý stroj bude žádat obsluhu

n — celkový počet strojů A_2 ve skupině

Při vlastním zpracování plánů a harmonogramu skupinového nasazení zemědělské techniky na polní práce je nutné znát i druhou hlavní otázku využití strojně traktorového parku. Je to otázka tzv. spolehlivé kapacity zemědělské techniky, na kterou je možné v závodě spoléhat s určitou jistotou, aby práce byly skončeny v mezích požadavků, které vyplývají z agrotechnických lhůt. Zde potom je třeba u některých mechanizovaných procesů počítat s určitou kapacitní (početní) rezervou na prostoje strojů ve skupině, za-

viněné poruchami techniky. Na bázi uvedeného přístupu je možné hodnotit vlastní efektivnost využití strojů v jednotlivých návazně pracujících skupinách podle programu okresního sdružení a podle výsledků lze přijmout rozhodnutí při operativním řízení vlastního nasazení.

APLIKACE PŘÍSTUPU NA OPTIMALIZACI SESTAVY ZEMĚDELSKÉ TECHNIKY NA SKLIZEŇ BRAMBOR

(s využitím systémového přístupu na bázi teorie hromadné obsluhy)

INTERPRETACE POJMŮ HROMADNÉ OBSLUHY NA PROBLÉM KOMBAINOVÉ SKLIZNĚ BRAMBOR

Systém hromadnosti je tvořen:

- kanály obsluhy (obsluhujícími prostředky v tomto případě jsou sklízecí kombajny E 675 plnicí dopravní prostředky),
- požadavky na obsluhu, které vstupují do systémů z určitého vnějšího zdroje (v tomto případě jsou to traktory s přívěsy, dožadující se fiktivně obsluhy od kombajnů).

Po příjezdu ke kombajnu vstupují do systému hromadnosti — po naložení vystupují a zařazují se do potencionálního zdroje procesu obsluhy. Vůz kombajnu se plní kontinuálně během jízdy.

Čekací linkou (frontou) je zde skutečná fronta vozidel dožadujících se obsluhy (technologické) u kombajnu E 675.

Po ujasnění a interpretaci pojmu je třeba si vytknout hlavní nosný problém k řešení, to znamená určit v daném mechanizovaném procesu veličinu (ukazatel) exploatace, kterou chceme optimalizovat.

V případě, na kterém byla aplikace ověřována, je třeba dále přihlédnout k specifickému — biologickému charakteru (sezónnost, vliv počasí). Další ohled je třeba brát na období nasazení — podzim — které má znatelnou potřebu strojně traktorového parku (orba, příprava půdy, setí, sklizeň cukrovky); proto vzniká špička v potřebě traktorů, kterou je nutné také v optimalizaci řešit.

S přihlédnutím na tyto faktory bylo v řešeném příkladě vytčeno několik následujících problémů:

1. Je k dispozici pevný počet přívěsů (dopravních souprav jednoho typu a hledá se optimální počet kombajnů (kanálů) z hlediska návaznosti v práci těchto souprav.

2. Je k dispozici pevný počet kombajnů a je optimalizován počet dopravních souprav ze dvou možných pohledů:

a) lze optimalizovat počet dopravních souprav (traktor a přívěs) jednoho typu,

b) k dispozici je několik typů dopravních prostředků a mezi nimi je hledán optimální typ, eventuálně optimální skladba při využití více typů.

Tímto momentem lze řešit jak využití traktorů, tak ložných prostorů, tak i nákladních automobilů.

3. Je třeba řešit, zda nasadit na jedno pole větší počet (větší skupinu) sklízecích kombajnů a k ní optimalizovat počet dopravních souprav, nebo zda pracovat na několika polích po jednom přiděleném kombajnu a k nim optimalizovat počet dopravních souprav.

Celý výrobní proces byl řešen z podkladů získaných z časového snímku výrobního cyklu běžným způsobem analýzy časové struktury.

Na základě měření a na základě zjednodušujících předpokladů byly vypočteny základní údaje charakterizující průměrný průběh mechanizovaného procesu sklizně brambor v dimenzích hromadné obsluhy (tab. I).

Z průměrných hodnot pro kombajn č. 1 byly nalezeny charakteristiky v tabulkách hromadné obsluhy, a to F , $1/F$ nebo A/S v závislosti na m , K_z/S .

I. Základní data charakterizující průměrný průběh mechanizovaného procesu sklizně brambor v dimenzích hromadné obsluhy

Stroj	τ_s hod	τ_a hod	λ	m	K_z
Kombajn E 675 č. 1	0,762	0,509	1,964	1,312	0,600
Kombajn E 675 č. 2	0,840	0,509	1,964	1,189	0,623

II. Ukazatel optimální skladby linky pro tři kombajny

Hodnoty	$S = 1$		
	$m = 1$	2	3
F (z tabulek)	1	0,7360	0,5525
$Z = m F(1 - K_z)$	0,40	0,5896	0,6630
$L_q = m(1 - F)$	0	0,5280	1,3420
$A = m - Z - L_q$	0,60	0,8824	0,9950
A/S	0,60	0,8824	0,9950
$(m - L_q)/m$	1,00	0,7360	0,2989

III. Ukazatel optimální skladby pro šest kombajnů

Hodnoty	$S = 2$				
	$m = 2$	3	4	5	6
F (tab.)	1	0,9027	0,7735	0,6519	0,5524
$Z = m F(1 - K_z)$	0,80	1,0830	1,2360	1,3038	1,3240
$L_q = m(1 - F)$	0	0,2926	0,9070	1,7410	2,6850
$A = m - Z - L_q$	1,20	1,6250	1,8570	1,9552	1,9910
A/S	0,60	0,8123	0,9285	0,9776	0,9955
$(m - L_q)/m$	1,00	0,9030	0,7730	0,6530	0,5520

Dalším výpočtem byly získány hodnoty A , L_q , Z . Všechny vypočtené hodnoty jsou seřazeny v tabulkách pro různé počty kombajnů (tab. II–V). Jako faktor využití kombajnu byl stanoven parametr A/S , pro využití dopravních prostředků byl stanoven parametr (ukazatel) $(A + Z)/m$ nebo $(m - L_q)/m$. Pro lepší názornost byla do grafů zanesena tato hlediska: využití kombajnů v závislosti na počtu dopravních prostředků; případ využití dopravních prostředků při daném počtu kombajnů.

HODNOCENÍ APLIKACE

V příkladu byl aplikován zjednodušený přístup optimalizace mechanizovaného procesu na bázi teorie hromadné obsluhy. Vyčíslením a zanesením hodnot do tabulek bylo zjištěno:

IV. Ukazatel optimální skladby linky pro osm kombajnů

Hodnoty	S = 3					
	m = 3	4	5	6	7	8
F (tab.)	1,00	0,9590	0,8830	0,7890	0,6928	0,6214
$Z = m F(1 - K_z)$	1,20	1,5350	1,7680	1,8910	1,9380	1,9900
$L_q = m(1 - F)$	0	0,1641	0,5820	1,2670	2,1520	3,0300
$A = m - Z - L_q$	1,80	2,3000	2,6500	2,8420	2,9100	2,9800
A/S	0,60	0,7669	0,8830	0,9496	0,9700	0,9933
$(m - L_q)/m$	1,00	0,9589	0,8836	0,7888	0,6925	0,6212

V. Ukazatel optimální skladby linky pro deset kombajnů

Hodnoty	S = 4						
	m = 4	5	6	7	8	9	10
F (tab.)	1,00	0,9797	0,9374	0,8727	0,8020	0,7290	0,6630
$Z = mF(1 - K_z)$	1,60	1,9600	2,2500	2,4450	2,5650	2,6200	2,6500
$L_q = m(1 - F)$	0	0,1008	0,3752	0,8894	1,5850	2,4420	3,3720
$A = m - Z - L_q$	2,40	2,9392	3,3748	3,6656	3,8500	3,9380	3,9780
A/S	0,60	0,7348	0,8437	0,9164	0,9625	0,9845	0,9945
$(m - L_q)/m$	1,00	0,9798	0,9374	0,8729	0,8018	0,7286	0,6628

- využití kombajnů,
- využití dopravních prostředků.

Pro lepší názornost byly údaje zpracovány graficky:

- využití kombajnů v závislosti na počtu odvážejících dopravních prostředků,
- využití dopravních prostředků při daném počtu kombajnů.

V průsečíku obou křivek (1 — využití kombajnů, 2 — využití vozů) plyne optimální skladba dopravních prostředků k danému počtu kombajnů nasazených na pozemku.

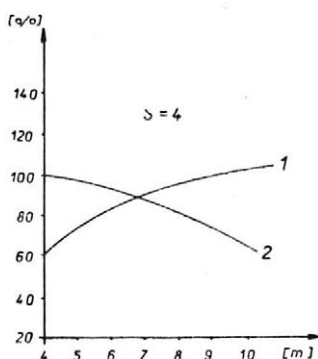
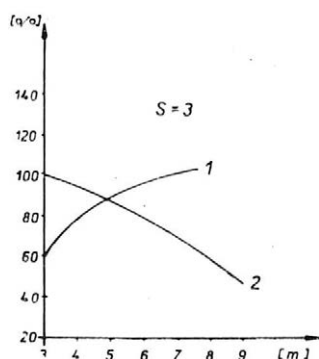
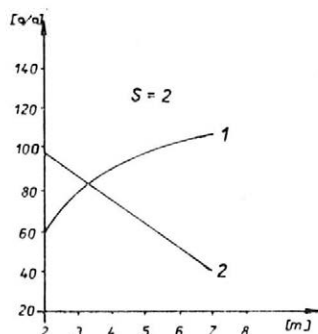
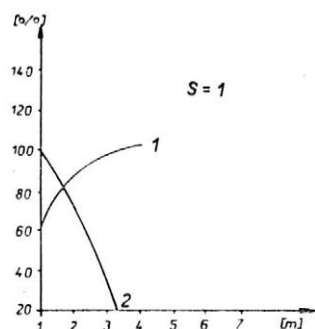
Pro řešení daných příkladů vyplývají tyto závěry:

1) Pro daný počet vozů je třeba zjistit využití kombajnů; na obr. 2 pro $S = 2$ vyplývá využití kombajnů $m = 4 - 92,8 \%$.

2) Pro plný počet kombajnů lze optimalizovat počet dopravních prostředků (pro $S = 2$), tzn. že pro využití kombajnů nelze v tomto případě nalézt optimální počet dopravních prostředků bez znalosti kritériální funkce.

3) Při větším nasazení kombajnů na jedno pole z obr. 2 plyne lepší využití dopravních prostředků, tzn., že ušetřené dopravní prostředky (traktory, přívěsy) je možné nasadit na jiný druh práce.

Zjištěné hodnoty a vypočtené závěry je nutné brát orientačně vzhledem k četnosti měření. Nicméně příklad potvrzuje aplikovatelnost teoretického přístupu.



2. Optimální skladby
linky z hlediska vy-
užití
1 — křivka průběhu vy-
užití kombajnů E 675
2 — křivka průběhu vy-
užití dopravních sou-
prav
S — počet kombajnů

Z Á V Ě R

Při hodnocení minulého stavu efektivnosti práce zemědělské techniky a přístupů k perspektivnímu výpočtu počtu strojů se ukazuje, že problematika se nejčastěji zúžila na otázku jednoho agregátu, méně již na otázku celých soustav strojů a téměř vůbec ne na problematiku zabezpečení zemědělskou technikou u celých technologických postupů.

Výrazně největší rozdíl se projevuje ve způsobu posuzování základních parametrů mechanizovaného procesu.

Předpokládané náměty přistupují zcela jednoznačně k řešení exploatace zemědělské techniky, a to z pozic dynamického přístupu. Takové modely mechanizovaných velkovýrobních procesů respektují dynamiku veličin (NČE) a respektují zákonitosti systémového přístupu: jsou potom jednou z možností, jak exaktně řídit a nasazovat velké investice do výrobního procesu.

Přehled použitých označení

- τ_s — průměrná délka obsluhy
- τ_a — průměrná délka intervalu mezi vstupy požadavků
- λ — intenzita vstupu, také parametr Poissonova rozdělení
- m — celkový počet jednotek v procesu obsluhy
- K_z — koeficient zaměstnanosti
- F — redukční koeficient zdroje požadavků — pomocná veličina THO
- Z — střední hodnota počtu jednotek ve zdroji požadavků
- L_q — počet požadavků ve frontě
- A — střední hodnota počtu jednotek, obsluhovaných současně v uzlu obsluhy

L i t e r a t u r a

- KOVALENKO I., 1960, Vvedeniye v teoriju massovogo obsluživaniya. Moskva.
- ŠTĚPÁN M., 1971, Kandidátská disertační práce. VŠZ Praha.

Došlo dne 6. 12. 1971

Сопряженность как экономическо-организационное условие для управления сельскохозяйственной техникой и ее внедрения по группам

Оценка прошедшего состояния эффективности с.-х. техники и приемов перспективного подсчета количества машин показывает, что проблематика чаще всего ограничивалась вопросом одного агрегата, в меньшей мере — вопросом целых машинных систем и почти вовсе не затрагивалась проблематика обеспечения целых технологических приемов с.-х. техникой.

Наиболее резкая разница наблюдается в способе оценки основных параметров механизированного процесса.

Предлагаемые проекты касаются непосредственного решения вопроса эксплуатации с.-х. техники с позиций динамического подхода. Модели механизированных крупнопроизводственных процессов считаются с динамикой величин (NCE) и с закономерностью системного приема; они — одна из возможностей точного управления крупными капиталовложениями и их внедрения в процесс производства.

Continuity as the Economic and Organizational Prerequisite for the Management and Exploitation of Farm Machines in Groups

The evaluation of the past situation in the effectiveness of the operation of farm machines and approaches to the perspective calculation of the numbers of machines indicates that the question has mostly been narrowed down to the problems of a single aggregate; the problems of whole systems of machines have been treated less frequently, and very little attention has been paid to the problems of agricultural machinery covering whole technological processes.

The strikingly largest difference is observed in the methods of the assessment of the basic parameters of the mechanized process.

The present paper shows explicitly the ways how to solve the problems of the exploitation of farm machinery based on dynamical approach. Such models of mechanized large-scale-production processes are prepared with due respect to the dynamics of parameters and to the regularities of systems approach; thus they represent one of the ways how to manage exactly and employ large investments into the process of production.

Kontinuität als ökonomisch-organisationsmäßige Voraussetzung für die Leitung und für das Einsetzen der Landtechnik in Gruppen

Bei der Bewertung des vergangenen Zustands der Landtechnikarbeitseffektivität und des Herantretens an eine perspektive Errechnung der Maschinenanzahl zeigt sich, daß die Problematik sich meistens auf die Frage eines Aggregats, weniger schon auf die Frage der ganzen Maschinensysteme und fast überhaupt nicht auf die Problematik der Sicherung gesamter technologischen Verfahren durch die Landtechnik beschränkte.

Der ausgeprägt höchste Unterschied macht sich in der Methode der Beurteilung von Grundparametern des mechanisierten Prozesses bemerkbar.

Die vorgelegten Vorschläge treten ganz eindeutig an die Lösung der Landtechnikexploitation heran, und zwar von Positionen des dynamischen Herantretens. Solche Modelle mechanisierter Großproduktionsprozesse respektieren die Gesetzmäßigkeit des Systemherantretens; sie stellen dann eine der Möglichkeiten, wie exakt zu leiten und große Investitionen in den Produktionsprozeß einzulegen, dar.

Enchaînement comme condition économique et d'organisation nécessaire à la commande et la mise en oeuvre de la technique agricole par groupes

En évaluant l'état ancien de l'efficiencé du travail de la technique agricole et les attitudes à l'égard du calcul perspectif du nombre de machines, il apparaît que la problématique était le plus souvent réduite à la question d'un seul agrégat et moins déjà à la question de systèmes entiers de machines, n'envisageant presque jamais la problématique qui consisterait dans l'application de la technique agricole aux procédés technologiques tout entiers.

C'est dans le mode d'estimation des paramètres principaux du processus mécanisé que se manifeste de façon marquée la plus grande différence.

Les suggestions présentées accèdent d'une manière tout à fait univoque à la question portant sur la solution de l'exploitation de la technique agricole, et cela en s'inspirant d'une approche dynamique. De tels modèles des processus mécanisés de grosse production respectent la dynamique des grandeurs (frais, temps, énergie), aussi bien que les nécessités du mode systémique; ils deviennent alors une des possibilités assurant la gestion rationnelle et le placement des investissements importants dans le processus de production.

Adresa autora:

Ing. Miroslav Štěpán, CSc., katedra využití STP, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

Snižující se počet pracovníků v zemědělství si stále více vynucuje zdokonalování zemědělské techniky a postupné zavádění automatizace do zemědělského provozu. Složitější stroje, pracující samostatně nebo v linkách, kladou vyšší požadavky na zabezpečování provozuschopnosti. Tyto požadavky mohou mít různý charakter, např. technický, technologický, organizační, ekonomický apod. Pro uživatele stroje je výhodné, když zná alespoň některé potřeby na zabezpečování provozuschopnosti předem. To do značné míry umožňuje poměrně nová vědní disciplína — nauka o spolehlivosti, založená na základě teorie pravděpodobnosti a matematické statistiky, tedy na studiu náhodných veličin. Tato nauka předkládá vhodné charakteristiky popisující potřeby strojů nebo zařízení ve směru zabezpečování jejich provozu, neboť poskytují informace o frekvenci výskytu poruch, rozdělení dob mezi poruchami a dob na odstranění poruch, střední hodnotě technického života, potřebě náhradních dílů apod. Rovněž srovnáním charakteristik spolehlivosti nových a opravených strojů je možné hodnotit kvalitu opravy či modernizace. Jsou však i vhodnými podklady pro projektování linek z hlediska spolehlivosti a pro kvantitativní opracování systémů oprav.

Vlastní zjišťování těchto charakteristik je součástí koncepce programu spolehlivosti, která je založena na spojitém programu překrytí otázek technických, ekonomických a organizačních, spojených s výzkumem, vývojem a výrobou, prodejem a provozem strojů a zařízením u zákazníka — uživatele.

Je známe, že se nedá zabránit vzniku poruch, a tím ani ztrátě provozuschopnosti stroje nebo zařízení. Náklady na zabezpečování provozuschopnosti zemědělské techniky každoročně vzrůstají. Z tohoto je patrné, že problematika péče o stroje a zařízení v zemědělství si zasluhuje racionální řešení, které pozitivně ovlivňuje vývoj nákladů. Pokud se v současné době sledují některé organizační a ekonomické aspekty problematiky zabezpečování provozuschopnosti, respektive oprav strojů a zařízení v zemědělství, vychází se z určitých praktických zkušeností a většina jevů je popisována pouze kvalitativně. Jedná se zejména o systémy oprav. Zvláště na tento úsek opravárenství je výhodné aplikovat a využít některé poznatky teorie spolehlivosti.

Při kvantitativním hodnocení jednotlivých systémů oprav je vhodné z metodických důvodů rozdělit řešení daných problémů do dvou etap:

- a) vypracování matematického modelu zabezpečování provozuschopnosti izolovaně uvažovaného strojního prvku,
- b) komplexní řešení modelu zabezpečování provozuschopnosti celého stroje či soustavy strojů a zařízení.

Předkládaná práce se zabývá řešením některých otázek souvisejících s vypracováním matematického modelu, který umožňuje optimalizaci opravárenských zásahů u izolovaně uvažovaného strojního prvku.

V současné době je již k dispozici velký počet publikací, ve kterých je řešena problematika spolehlivosti. Do značné míry se již vžila definice, že *spolehlivost* je vlastnost výrobku zajišťující plnění předepsaných funkcí. Zahrnuje *bezporuchovost*, *životnost*, *udržovatelnost*, *opravitelnost* a *pohotovost* výrobku. Číselně se udává pravděpodobnostními charakteristikami. Řada autorů (např. Malikov a kol. 1963, Šor 1965, Myslivec 1966, Hahn a Shapiro 1969, Žaludová 1971 apod.) uvádí značný počet těchto charakteristik spolehlivosti. V práci budou využívány jen takové, které popisují spolehlivost výrobků s jednorázovým použitím. To jsou strojní prvky (součásti, skupiny součástí), u nichž se provozuschopnost obnovuje výměnou za nový nebo renovovaný strojní prvek. Jako příklad je možné uvést žárovky, písty, pístní kroužky, ložiska, vstřikovací trysky apod. Ztráta provozuschopnosti je v tomto případě tedy způsobena takovou poruchou, kterou je možné odstranit pouze výměnou prvku za nový či renovovaný. Charakter této poruchy může být buď havarijní (např. zadření ložiska, lom součásti apod.), nebo nehavarijní (např. takový stupeň opotřebení pístních kroužků, pístu a válce, že je obtížné spustit motor apod.). Doba, která uplyne od zahájení provozu strojního prvku do výskytu takové poruchy, je obvykle označována jako technický život. Výzkumy z této oblasti ukazují, že dosahované hodnoty technického života se značně liší, i když se jedná o stejné prvky. Tato variabilita je způsobena rozdílnými podmínkami ve výrobě a především pak při samotném provozu prvku. Z náhodilosti výrobních i provozních podmínek plyne i náhodný charakter dosahovaných hodnot technického života těchto prvků. Vlastnost prvku zachovávat technický život (plnit požadovanou funkci do mezního opotřebení, v tomto případě do poruchy) je pak nazývána životnost a číselně je nejlépe charakterizována funkcí rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu havarijní či nehavarijní poruchy, respektive dosahovaných dob T technického života. Je samozřejmé, že vždy platí $T \geq 0$. V uvedené literatuře se uvádí několik typů funkce $f(t)$ rozdělení hustoty pravděpodobnosti dob technického života, např.:

a) Usekuté normální rozdělení

$$f(t) = \frac{c}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(t - t_0)^2}{2\sigma^2} \right] \quad (1)$$

kde: t — doba provozu prvku (h, l, km, ha, kWh apod.)
 c, σ, t_0 — parametry funkce hustoty

Toto rozdělení nalézá uplatnění pro prvky, u nichž vznikají postupné poruchy vlivem narůstajícího opotřebení (Šor 1965).

b) Exponenciální rozdělení

$$f(t) = \frac{1}{t_{stf}} \exp \left[-\frac{t}{t_{stf}} \right] \quad (2)$$

kde: t_{stf} — střední hodnota technického života prvku

Tohoto rozdělení se používá velmi často zejména v elektronice, neboť je matematicky nejednodušší a popisuje pouze náhlé poruchy, na jejichž vznik nemá vliv stáří prvku. Popisuje tedy rozdělení dob mezi nezávislými jevy, které se vyskytují s konstantní intenzitou.

c) Weibullovo rozdělení

$$f(t) = \frac{m}{t_0} (t - t_u)^{m-1} \exp \left[-\frac{(t - t_u)^m}{t_0} \right] \quad (3)$$

kde: m, t_u, t_0 — parametry funkce hustoty

Weibull (1951) ukazuje, že toto rozdělení popisuje řadu náhodných jevů, např. charakteristiky únavy oceli, rozměry částic sazí apod. Rovněž Šor (1965) uvádí použití tohoto rozdělení (při $t_u = 0$) na životnost součástí elektronických zařízení, Hahn, Shapiro (1967) pro kuličková ložiska, relé a Tavlibajev (1968) na životnost pneumatik. Toto rozdělení pro $t_u = 0, m = 1$ a $t_0 = t_{stf}$ přechází na exponenciální rozdělení a pro $m = 2$ a $t_u = 0$ na Rayleighovo rozdělení.

K dalším aplikovatelným charakteristikám spolehlivosti patří:

a) střední hodnota t_{stf} technického života strojního prvku

$$t_{stf} = \int_0^{\infty} t f(t) dt \quad (4)$$

b) pravděpodobnost $Q(t)$ výskytu poruchy

$$Q(t) = \int_0^t f(x) dx \quad (5)$$

c) pravděpodobnost $R(t)$ bezporuchové činnosti

$$R(t) = 1 - Q(t) = 1 - \int_0^t f(x) dx = \int_t^{\infty} f(x) dx \quad (6)$$

Praktické určování typu a odhady parametrů funkce rozdělení $f(t)$ bývá někdy obtížné a je záležitostí matematické statistiky.

POUŽÍVANÉ SYSTÉMY OPRAV

Provozuschopnost strojního prvku je možné zabezpečovat systémem údržeb a oprav. Údržbová činnost je tvořena zpravidla závazně předepsanými operacemi, periodicky se opakujícími. Naopak opravy strojních prvků je možné uskutečňovat v relativně rozdílných obdobích výměnou opotřebeného prvku za nový či renovovaný. Vyměněný prvek se pak vyřazuje do šrotu nebo opravuje (renovuje) a slouží k další výměně. Z hlediska okamžiku volby výměny prvku je možné dělat opravy několika způsoby (Havlíček 1967b, Korous 1964):

- a) výměnou prvku při poruše (nezbytnosti),
- b) systémem preventivně plánovaných (standardních) oprav,
- c) systémem, při němž jsou doby výměny prvku určovány na základě technických diagnostických provere.

1. Výměna strojních prvků při poruše (nezbytnosti) je nejstarší a mnohde v současné době i jediný používaný „systém“ oprav. Pojem „systém“ je zde používán pouze z důvodů určité analogie výkladu. Na tomto systému oprav není rovněž co optimalizovat, ale je možné uvádět určitá fakta, jako např. velikost ztrát. Již z jeho názvu je patrné, že k opravě dochází tehdy, když došlo k poruše. Tento systém oprav zpravidla nezajišťuje dodržení optimálních hodnot doby provozu prvků a většinou tedy dochází ke ztrátám.

2. Systém preventivně plánovaných (standardních) oprav byl zatím nejpodrobněji rozpracován a u řady prvků realizován, i když často na základě neobjektivních a nedokonalých metod. Jeho podstatou je uplatnění zásady, že u prvků téhož typu, pracujících v nejrůznějších provozních podmínkách, se oprava dělá vždy po stejné době provozu, tj. odpracoval-li prvek určitou předepsanou dobu, musí do opravy. Této době provozu se říká *plánovací hodnota života* a při jejím určování je možné vycházet z těchto hledisek:

- a) zajištění maximální spolehlivosti strojního prvku během doby provozu, odpovídající plánovací hodnotě života,
- b) zajištění minimálních ztrát při provozu strojního prvku.

Ke ztrátám u tohoto systému oprav dochází vždy, a to buď nevyužitím technického života prvků (oprava se dělá určitou dobu před vznikem poruchy), nebo v důsledku překročení mezního opotřebení (ztráty způsobené havarijními poruchami, ztráty v důsledku neplánovaných prostojů, progresivně narůstajících nákladů na další provoz apod.) a nebo z obou příčin současně.

3. U systému oprav, který využívá technické diagnostické prověrky, se meziopravářská období neurčují ani neplánují pro strojní prvky před zahájením jejich provozu. Toto období je určeno na základě technických diagnostických provere, které umožňují za předpokladu znalosti kritéria mezního opotřebení prvku určit postup narůstání poškození, respektive jeho kritéria, a dát pokyn k přerušení provozu a provedení opravy v takovém období, kdy poškození nebo jeho kritérium dosahuje, či se blíží k mezní hodnotě. Z této podstaty vyplývají základní vlastnosti systému oprav, využívajícího diagnostických provere:

- a) zanedbáme-li dobu, o kterou je prvek vyřazen z provozu dříve než dosáhne hodnotu mezního opotřebení, systém umožňuje využití variability dosahovaných hodnot technického života prvků,

- b) systém dává všechny předpoklady pro hmotnou zainteresovanost obsluhy stroje, a tím i prvku na využívání životnosti, tedy i prodlužování meziopravářského období kvalitní obsluhou i kvalitní technickou údržbou,

- c) na druhé straně však musí být pro tento systém oprav zajištěn komplex diagnostických zásahů, tj. musí být k dispozici

- vhodné a spolehlivé diagnostické přístroje,
- účelné diagnostické postupy,
- vyhodnocovací údaje (hodnoty mezního opotřebení).

V porovnání se systémem plánovaných oprav má systém využívající technické diagnostické prověrky oprávnění tehdy, jestliže úspory vyplývající z dokonalejšího využití technického života a zamezení havarijních ztrát, popřípadě z možného prodloužení technického života jsou vyšší než náklady na technické diagnostické prověrky.

MATEMATICKO-EKONOMICKÝ MODEL SYSTÉMŮ OPRAV

Aby bylo možné optimalizovat některé charakteristické veličiny, např. plánovací hodnotu života, počátek diagnostických prověrek, interval mezi prověrkami apod. a také aby byla možná objektivní volba optimálního systému oprav, je nutné sestavit účelovou ekonomickou funkci

$$z = f_o(t) \quad (7)$$

Tato funkce (7) vyjadřuje obecně závislost kritéria optima na době provozu strojního prvku t . Optimalizačním kritériem mohou být např. náklady, spotřeba práce, zisk, ztráty, produkce apod. V případě optimalizace oprav, jak vyplývá z jejich podstaty, nabízejí se ztráty jako jedno z kritérií pro optimalizaci a volbu optimálního systému oprav. Ztráty jsou pro tento případ uvažovány jako měrné (jednotkové), tj. ztráty v korunách, připadající na jednotku doby provozu (ujetých km, motohodin, spotřebovaných litrů paliva, práce apod.).

Všimneme-li si blíže podstaty jednotlivých systémů oprav, je možné pozorovat, že ke ztrátám může docházet v důsledku:

- havarijní poruchy, a tím způsobených neplánovaných prostojů,
- nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního opotřebení,
- progresivně narůstajících provozních nákladů,
- nevyužití technického života prvků,
- nákladů na technické diagnostické prověrky.

To je možné obecně napsat takto

$$z = z_h + z_e + z_p + z_z + z_d \quad (\text{Kčs } t^{-1}) \quad (8)$$

kde: z — celkové měrné ztráty

z_h — měrné ztráty v důsledku havarijní poruchy a prostojů

z_e — měrné ztráty plynoucí z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního opotřebení

z_p — měrné ztráty v důsledku progresivně narůstajících provozních nákladů

z_z — měrné ztráty plynoucí z nevyužití technického života prvků

z_d — měrné ztráty v důsledku nákladů na diagnostické prověrky

t — doba provozu prvku (h, km, ha, litry spotřebovaného paliva apod.)

Je patrné, že měrné ztráty vyjádřené rovnicí (8), jsou obecně funkcí doby provozu. Za předpokladu existence minima této funkce je obecně možné zjistit pomocí první derivace úsečku doby provozu, odpovídající minimální hodnotě ztrát

$$\frac{dz}{dt} = 0 \Rightarrow t_{opt} \quad (9)$$

Optimální doba provozu t_{opt} představuje v jednotlivých systémech oprav různé charakteristické veličiny, např. optimální plánovací hodnotu života, optimální hodnotu počátku diagnostických prověrek apod., jak bude dále patrné.

Pro sestavení konkrétní účelové funkce (8) je nutné znát:

- funkci rozdělení hustoty pravděpodobnosti technického života strojního prvku,
- funkci ekonomického kritéria mezního poškození,
- funkci progresivně narůstajících provozních nákladů.

Životnost strojních prvků, jak již bylo uvedeno, může být charakterizována např. rovnicemi (1), (2), (3) apod. Rovněž funkce měrných nákladů, jakožto ekonomického kritéria mezního poškození, je známá z práce Havlíčka (1967a)

$$V(t) = \frac{N_p}{t} + at^{p-1} \quad (\text{Kčs } t^{-1}) \quad (10)$$

kde: N_p — pořizovací cena prvku
 a, p — parametry funkce

Nejběžnější tvar funkce progresivně narůstajících provozních nákladů, jak vyplývá ze stejné práce, je

$$Z_p = at^p \quad (\text{Kčs}) \quad (11)$$

kde: Z_p — progresivní provozní náklady v důsledku postupného zhoršování kvalitativních ukazatelů strojního prvku, a tím i např. poklesu výkonu celého stroje s dobou jeho provozu, zhoršení kvality vykonávané práce apod. Tato složka provozních nákladů tvoří vlastně pro uživatele ztráty. Při bližším pohledu je patrné, že funkce ekonomického kritéria mezního opotřebení vychází rovněž z funkce progresivních provozních nákladů, ovšem ve formě měrných nákladů.

Z uvedeného rozboru je možné učinit závěr, že poznatky z oblasti mezního opotřebení a spolehlivosti se dají aplikovat při vlastním odvozování účelové funkce pro jednotlivé systémy oprav.

VI. VYJÁDRĚNÍ ZTRÁT PRO SYSTÉM OPRAV PŘI PORUŠE

Z podstaty uvedeného systému oprav vyplývá, že v rovnici (8) třetí, čtvrtý a pátý člen na pravé straně je roven nule, čili

$$z_I = z_h + z_e \quad (\text{Kčs} \cdot t^{-1}) \quad (12)$$

kde: z_I — celkové měrné ztráty pro systém oprav při poruše

Velikost měrných havarijních ztrát z_h je možné stanovit na základě následující úvahy. Má-li porucha strojního prvku havarijní charakter, dochází ke ztrátám v důsledku vyšších nákladů na její odstranění, neboť náklady na opravu téhož prvku, ale nehavarijního, vyřazeného z provozu o nějakou dobu ΔT před dosažením mezního opotřebení, jsou menší. Doba ΔT v porovnání s hodnotou technického života T je patrně mnohonásobně menší a pro potřeby dalších úvah ji zanedbáme. Rozdíl v nákladech na odstranění havarijní a nehavarijní poruchy téhož prvku tvoří ztráty. Do nákladů na opravy jsou zahrnuty i náklady na prostoje. Označíme-li náklady na opravy a prostoje jednoho prvku v důsledku havarijní poruchy N_h a náklady na opravy a prostoje téhož prvku v důsledku nehavarijní poruchy N_n , pak jejich rozdíl označme jako ztráty Z_h připadající na jeden prvek a havarijní poruchu

$$Z_h = N_h - N_n \quad (\text{Kčs}) \quad (13)$$

Požadovanou velikost měrných havarijních ztrát je již možné snadno zjistit vydělením rovnice (13) střední dobou života t_{stf} předpokládaných strojních prvků, čili

$$z_h = \frac{Z_h}{t_{stf}} = \frac{N_h - N_n}{t_{stf}} \quad (\text{Kčs } t^{-1}) \quad (14)$$

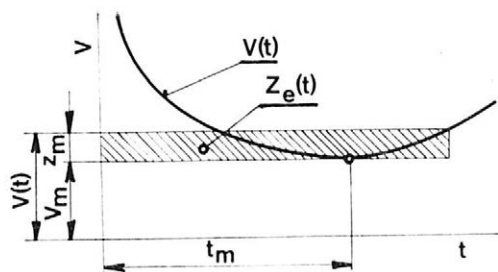
kde: Z_h — ztráty připadající na jeden prvek a havarijní poruchu

N_h — náklady na opravu a prostoje jednoho prvku v důsledku havarijní poruchy

N_n — náklady na opravu a prostoje jednoho prvku v důsledku nehavarijní poruchy

t_{stf} — střední hodnota technického života strojního prvku

V rovnici (12) zbývá ještě vyjádřit měrné ztráty plynoucí z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození. Při určování těchto ztrát vyjdeme z rovnice (10) pro měrné náklady. Za předpokladu, že parametry a, p v rovnici (10) mají konstantní hodnotu pro různé prvky stejného typu, dochází pak při provozu těchto prvků ke ztrátám vždy, když doba vyřazení z provozu t bude různá od t_m .



1. Průběh měrných nákladů s měnící se dobou provozu

Velikost těchto ztrát bude dána plochou vyšrafovaného obdélníka na obr. 1.

$$Z_e(t) = t z_m(t) = t[V(t) - V_m] \quad (\text{Kčs}) \quad (15)$$

kde: $Z_e(t)$ – celkové ztráty plynoucí z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození

$Z_m(t)$ – měrné ztráty plynoucí z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození

$V(t)$ – funkce měrných nákladů

V_m – minimální hodnota měrných nákladů – ekonomické kritérium mezního poškození

t – doba provozu (činnosti) prvku

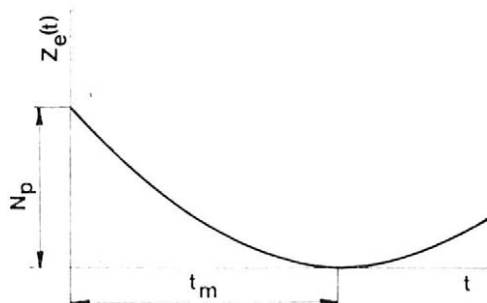
Dosadíme-li do vztahu (15) funkci měrných nákladů (10) a minimální hodnotu měrných nákladů (16)

$$V_m = \left[\frac{N_p}{a(p-1)} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (16)$$

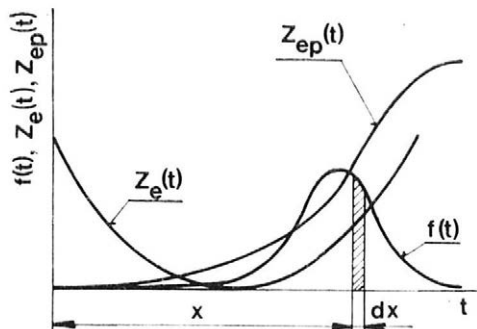
dostaneme rovnici, která vyjadřuje průběh celkových ztrát plynoucích z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození v závislosti na době provozu, respektive na velikosti života strojního prvku

$$Z_e(t) = N_p + at^p - a^{\frac{1}{p}} N_p^{\frac{p-1}{p}} \left[(p-1)^{\frac{1}{p}} + (p-1)^{\frac{1-p}{p}} \right] t \quad (17)$$

Ze vztahu (17) i z obr. 2 je patrné, že celkové ztráty v době provozu $t = 0$ dosahují hodnoty N_p , s rostoucí dobou provozu od $t = 0$ do $t = t_m$ klesají na nulu (při $t = t_m$) a pro $t > t_m$ stoupají. Z průběhu ztrát vyplývá, že bude-li prvek vyřazen z provozu a provedena oprava (výměna) v čase t_m , což odpovídá minimální hodnotě ekonomického kritéria mezního poškození, nedojde ke ztrátám v důsledku vyšších nákladů. Protože systém oprav při poruše (nezbytnosti) nesplňuje ve většině případů tuto podmínku, dochází ke ztrátám, jejichž velikost závisí na době T , po které dojde k poruše. Jak již bylo uvedeno, tato doba má charakter náhodné veličiny a je popsána funkcí rozdělení hustoty pravděpodobnosti $f(t)$. Proto je nutné zjistit pravděpodobné celkové ztráty připadající na jeden prvek ze základního souboru prvků stejného typu a plynoucí z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození. Z prosté úvahy a z obr. 3 je zřejmé, že přírůstek funkce



2. Závislost celkových ztrát plynoucích z nedodržení ekonomického kritéria mezního poškození na době provozu strojního prvku



3. Závislost pravděpodobných ztrát plynoucích z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození na době provozu

pravděpodobných ztrát $dZ_{ep}(x)$ je úměrný celkovým ztrátám $Z_e(x)$, hustotě rozdělení pravděpodobnosti $f(x)$ a přírůstku doby provozu dx , čili

$$dZ_{ep}(x) = Z_e(x) f(x) dx \quad (18)$$

kde: $dZ_{ep}(x)$ – přírůstek funkce pravděpodobných ztrát
 dx – přírůstek doby provozu

Pravděpodobné celkové ztráty je pak možno obdržet integrací rovnice (18)

$$Z_{ep}(t) = \int_0^t Z_e(x) f(x) dx \quad (19)$$

kde: $Z_{ep}(t)$ – pravděpodobné ztráty z nedodržení ekonomického kritéria mezního opotřebení

Z podstaty systému oprav při nezbytnosti ovšem vyplývá, že všechny prvky jsou vyřazovány do opravy při poruše. Velikost ztrát je pak dána vztahem

$$Z_{ep} = \int_0^{\infty} Z_e(t) f(t) dt \quad [\text{Kčs}] \quad (20)$$

Vzhledem k tomu, že jsou do rovnice (12) požadovány měrné ztráty, je nutné dosadit vztah (20) vydělený střední dobou činnosti prvků t_{sc} (při tomto systému oprav je střední doba činnosti rovna střední hodnotě života prvku tedy $t_{sc} = t_{stf}$), čili

$$z_I = \frac{Z_h}{t_{stf}} + \frac{1}{t_{stf}} \int_0^{\infty} Z_e(t) f(t) dt \quad [\text{Kčs} \cdot t^{-1}] \quad (21)$$

kde: $Z_e(t)$ – je dáno vztahem (17)

Bude-li u prvků, jejichž provoz je zabezpečován systémem oprav při nezbytnosti, docházet pouze k havarijním ztrátám, pak druhý člen na pravé straně rovnice (21) bude nulový. Naopak, bude-li u prvků docházet pouze ke ztrátám plynoucím z nedodržení požadavků ekonomického kritéria mezního poškození, potom první člen na pravé straně rovnice (21) bude nulový. Z uvedené vyplývá, že při konkrétním použití vztahu (21) je třeba zjistit, k jakým ztrátám dochází u zkoumaného souboru prvků stejného typu. Rovněž je patrné, že tato rovnice má při daných parametrech charakter konstanty, tj. slouží, jak již bylo uvedeno, ke konstatování určité skutečnosti – velikosti ztrát. Na základě velikosti těchto ztrát je možné porovnat mezi sebou jednotlivé prvky různého typu, jejichž provoz je zabezpečován systémem oprav při nezbytnosti.

Výsledný obecný vztah (21) však neumožňuje porovnat, jak vyplývá z dalšího textu, jednotlivé systémy oprav mezi sebou, především však systém oprav při nezbytnosti a systém plánovaných oprav. Vzhledem k těmto okolnostem, aby bylo dosaženo srovnatelnosti srovnávacího kritéria (měrných ztrát), je nutné uvažovat pouze jednu složku ekonomického kritéria – funkci progresivně narůstajících provozních nákladů. Výsledný obecný vztah je pak analogický rovnici (21). Pouze místo funkce $Z_e(t)$ bude ve výsledném vztahu funkce (11) progresivně narůstajících nákladů $Z_p(t)$, čili

$$z_I^* = \frac{Z_h}{t_{stf}} + \frac{1}{t_{stf}} \int_0^{\infty} Z_p(t) f(t) dt \quad [\text{Kčs} \cdot t^{-1}] \quad (22)$$

kde: z_I^* – celkové srovnatelné měrné ztráty pro systém oprav při poruše

Ztráty vyčíslené podle této rovnice jsou již zcela srovnatelné a umožňují porovnat jednotlivé systémy oprav mezi sebou.

STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ PLÁNOVACÍ HODNOTY ŽIVOTA

Z podstaty systému plánovaných oprav vyplývá, že u tohoto systému dochází vždy ke ztrátám, a to buď nevyužitím technického života prvku (oprava se dělá určitou dobu před dosažením kritéria absolutního mezního poškození) nebo v důsledku překročení kritéria absolutního mezního poškození (ztráty způsobené havarijními poruchami, ztráty v důsledku prostojů, progresivně narůstajících nákladů apod.) a nebo z obou příčin současně. Tyto ztráty je možno obecně vyjádřit rovnicí

$$z_{II} = z_h + z_p + z_z \quad [\text{Kčs} \cdot \text{t}^{-1}] \quad (23)$$

kde: z_{II} – celkové pravděpodobné měrné ztráty pro systém plánovaných oprav

V následující úvaze budou tyto ztráty analyzovány a bude sestavena ekonomická funkce za účelem optimalizace plánovací hodnoty života. Sledujme provoz dostatečně velkého souboru k prvků stejného typu, jejichž životnost je charakterizována funkcí $f(t)$ a jejichž činnost je zabezpečována systémem plánovaných oprav. Předpokládejme, že u těchto prvků dochází současně ke ztrátám z uvedených tří důvodů. V tomto systému oprav musí být určitým způsobem stanovena plánovací hodnota života t_p , po jejímž dosažení jsou prvky dávány do opravy. Znamená to, že u určitého počtu prvků k_1 v době od 0 do t_p dojde k havarijní poruše a tedy ke ztrátám v důsledku havarie $k_1 Z_h$. Rovněž u těchto prvků (k_1) dojde k progresivním ztrátám $k_1 Z_{pr}$. U zbylého počtu prvků ($k - k_1$) nedojde sice k havarijní poruše, ale dojde opět k progresivním ztrátám $(k - k_1) Z_p(t_p)$ a navíc ještě ke ztrátám v důsledku nevyužití technického života $(k - k_1) Z_z$. Celkové ztráty připadající na jeden prvek jsou pak dány vztahem

$$Z_{II}(t_p) = \frac{k_1}{k} Z_h + \frac{k_1}{k} Z_{pr} + \frac{k - k_1}{k} Z_p(t_p) + \frac{k - k_1}{k} Z_z \quad (24)$$

kde: $Z_{II}(t_p)$ – celkové pravděpodobné ztráty připadající na jeden prvek při systému plánovaných oprav

Z_{pr} – průměrné progresivní ztráty připadající na jeden porouchaný prvek – matematické vyjádření viz dále

$Z_p(t_p)$ – progresivní ztráty připadající na jeden prvek vyřazený do opravy v čase t_p

Z_z – ztráty v důsledku nevyužití technického života připadající na jeden prvek vyřazený do opravy v čase t_p

k_1 – počet prvků, u kterých během doby provozu t_p došlo k poruše

t_p – plánovací hodnota života

k – celkový počet prvků

Počet prvků k_1 , u nichž dojde k havarijní poruše v době od 0 do t_p , je obecně dán součinem všech prvků souboru k a pravděpodobnosti $Q(t_p)$, že v tomto časovém úseku dojde k poruše

$$k_1 = k \int_0^{t_p} f(t) dt \quad (25)$$

Počet prvků $k - k_1$, u nichž nedojde k havarijní poruše v době od 0 do t_p , je obecně dán součinem všech prvků souboru k a pravděpodobnosti $R(t_p)$ bezporuchové činnosti v tomto časovém úseku

$$k - k_1 = k \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt \quad (26)$$

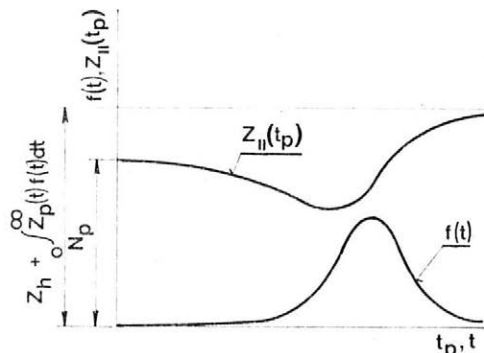
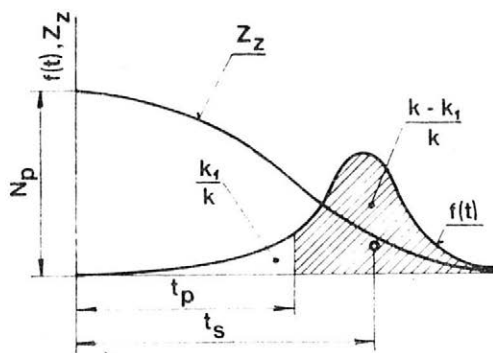
Průměrné progresivní ztráty Z_{pr} připadající na jeden porouchaný prvek je možné stanovit takto

$$Z_{pr} = \frac{\int_0^{t_p} Z_p(t) f(t) dt}{\int_0^{t_p} f(t) dt} \quad (27)$$

Hodnotu ztrát Z_z v důsledku nevyužití technického života je možné odvodit prostou úvahou z obr. 4. Je patrné, že u $(k - k_1)$ prvků je v průměru nevyužitá doba technického života $(t_s - t_p)$. Ztráty připadající na jeden nehavariovaný prvek vyřazený do opravy v čase t_p jsou úměrné poměrné době nevyužití technického života $\frac{t_s - t_p}{t_s}$, kde konstantou úměrnosti je pořizovací cena prvku N_p , čili

$$Z_z = N_p \frac{t_s - t_p}{t_s} \quad (28)$$

kde: t_s – střední hodnota technického života $k - k_1$ prvků, kterou by, v případě neprovedení plánovaných oprav, mohly dosáhnout (jedná se tedy o hodnotu fiktivní)



4. Závislost ztrát z nevyužitého technického života na plánovací hodnotě života

5. Závislost celkových ztrát na plánovací hodnotě života

Střední hodnotu fiktivního technického života t_s je možné stanovit jako souřadnici těžiště vyšrafované plochy na obr. 4.

$$t_s = \frac{\int_{t_p}^{\infty} t f(t) dt}{\int_{t_p}^{\infty} f(t) dt} \quad (29)$$

Celkové pravděpodobné ztráty $Z_{II}(t_p)$ připadající na jeden prvek při systému plánovaných oprav dostaneme dosazením rovnic (25), (26), (27), (28) a (29) do vztahu (24), čili

$$Z_{II}(t_p) = Z_h \int_0^{t_p} f(t) dt + \int_0^{t_p} Z_p(t) f(t) dt + Z_p(t_p) \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt +$$

$$+ N_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt \left[1 - \frac{t_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt}{\int_{t_p}^{\infty} t f(t) dt} \right] \text{ [Kčs]} \quad (30)$$

Jak je patrné z obr. 5 a z rovnice (30), je-li plánovací hodnota života $t_p = 0$, pak celkové ztráty připadající na jeden prvek jsou rovny pořizovací ceně N_p a pro $t_p = \infty$ se celkové ztráty budou rovnat hodnotě $Z_h + \int_0^{\infty} Z_p(t) f(t) dt$. Je to logické, neboť v prvním případě dojde k vyřazení prvku, aniž by pracoval (tudíž celou pořizovací cenu je nutno brát jako ztrátu), a v druhém případě dojde k jisté havarijní poruše, a tím i k havarijním a progresivním ztrátám.

Aby bylo možné porovnat jednotlivé systémy oprav, je ještě nutné rovnici (30) vydělit střední dobou činnosti t_{sc} prvků, jejichž provoz je zabezpečován systémem plánovaných oprav. Tato střední doba činnosti t_{sc} se v tomto případě liší od střední hodnoty technického života t_{stj} a je ji možno vyjádřit vztahem

$$t_{sc} = t_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt + \int_0^{t_p} t f(t) dt \quad (31)$$

kde: t_{sc} — střední doba činnosti prvků, jejichž provoz je zabezpečován systémem plánovaných oprav

Vydělením rovnice (30) střední dobou činnosti t_{sc} (31), dostaneme obecnou účelovou funkci pro systém plánovaných oprav

$$z_{II}(t_p) = \frac{Z_h \int_0^{t_p} f(t) dt + \int_0^{t_p} Z_p(t) f(t) dt + Z_p(t_p) \int_0^{\infty} f(t) dt}{t_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt + \int_0^{t_p} t f(t) dt} +$$

$$+ \frac{N_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt \left[1 - \frac{t_p}{\int_{t_p}^{\infty} t f(t) dt} \right]}{t_p \int_{t_p}^{\infty} f(t) dt + \int_0^{t_p} t f(t) dt} \quad [\text{Kčs} \cdot \text{t}^{-1}] \quad (32)$$

kde: $z_{II}(t_p)$ – pravděpodobné měrné ztráty připadající na jeden prvek, jehož provoz je zabezpečován systémem plánovaných oprav

Rovnice (32) vyjadřuje obecnou závislost pravděpodobných měrných ztrát na plánovací hodnotě života. Bude-li se plánovací hodnota $t_p \rightarrow \infty$, bude okamžik potřeby opravy určen nikoliv plánovací hodnotou života, ale okamžikem poruchy prvku. Znamená to tedy, že provoz prvků nebude zabezpečován v tomto případě systémem plánovaných oprav, ale systémem oprav při nezbytnosti, přičemž obecná účelová funkce pro systém plánovaných oprav přechází v rovnici (22) udávající velikost srovnatelných ztrát pro systém oprav při nezbytnosti. Rovněž je logické, že v případě, kdy nedochází u strojního prvku k progresivním ztrátám, je druhý a třetí člen v čitateli rovnice (32) roven nule. Obdobně u prvků, u kterých nedochází k havarijním ztrátám, je první člen v čitateli roven nule. Konkrétní tvar dostane vztah (32) po dosazení odpovídající funkce rozdělení hustoty pravděpodobnosti technického života pro daný typ prvků, např. pro exponenciální rozdělení

$$z_{II}(t_p) = \frac{Z_h}{t_{stř}} + \frac{a t_{stř}^{p-1} \gamma \left(p + 1; \frac{t_p}{t_{stř}} \right)}{\left(1 - e^{-\frac{t_p}{t_{stř}}} \right)} + \frac{a t_p^p e^{-\frac{t_p}{t_{stř}}}}{t_{stř} \left(1 - e^{-\frac{t_p}{t_{stř}}} \right)} + \frac{N_p \exp \left(-\frac{t_p}{t_{stř}} \right)}{\left(1 - e^{-\frac{t_p}{t_{stř}}} \right) (t_{stř} + t_p)} \quad (33)$$

kde: $\gamma \left(p + 1; \frac{t_p}{t_{stř}} \right) = \frac{t_p}{t_{stř}} \int_0^{\frac{t_p}{t_{stř}}} e^{-t} t^p dt$ – neúplná gama funkce

Pro lepší názornost je průběh měrných ztrát graficky zobrazen na obr. 6. Analytické vyjádření optimální plánovací hodnoty života t_{po} prvku, jak je již patrné z rovnic (32) a (33), je velmi obtížné a složité. Prakticky je však možné hodnotu minima měrných ztrát a jemu odpovídající optimální plánovací hodnotu života zjistit

- tabelizací funkce $z_{II}(t_p)$, sestrojením grafu a odhadem minimální pořadnice $z_{II}(t_{po})$ a odpovídající úsečky t_{po} ,
- na samočinném počítači.

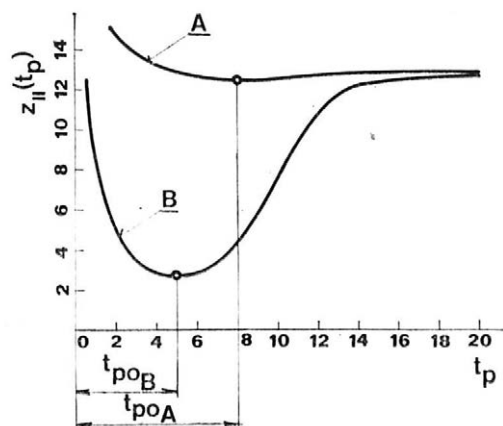
STANOVENÍ OPTIMÁLNÍHO POČÁTKU DIAGNOSTICKÝCH PROVĚREK A INTERVALU MEZI NIMI

Jak již bylo naznačeno, je možné při systému oprav, který využívá technické diagnostické prověrky, vyloučit výskyt havarijních poruch, a tím také havarijní ztráty. Někdy však může být z ekonomického hlediska účelné připustit určité procento havarijních poruch, a tím i ztrát, např.

6. Závislost měrných ztrát na plánovací hodnotě života ($N_p = 10$, $Z_h = 100$, $t_{stf} = 10$, $\sigma = 2$, $a = 0,8$, $p = 1,5$)

A – pravděpodobné měrné ztráty prvku, jehož životnost je charakterizována exponenciálním rozdělením

B – pravděpodobné měrné ztráty prvku, jehož životnost je charakterizována normálním rozdělením



volbou počátku diagnostiky, technickou nedokonalostí diagnostiky apod. Rovněž je možné v podstatě plně využít technický život prvků. Musí zde však být navíc vynaloženy náklady na diagnostiku, které tak vlastně představují pro uživatele prvku (v porovnání se systémem plánovaných oprav) ztráty. Dále budou analyzovány ztráty při zabezpečování provozuschopnosti těch prvků, jejichž potřeba opravy je určena dosažením takového technického kritéria mezního opotřebení, po jehož překročení dochází k havarijní poruše.

Je tedy možné obecně napsat účelovou funkci pro systém oprav využívající diagnostické prověrky

$$z_{III} = z_h + z_d \quad [\text{Kčs} \cdot t^{-1}] \quad (34)$$

kde: z_{III} – pravděpodobné měrné ztráty pro systém oprav využívající diagnostické prověrky

Tyto měrné ztráty jsou funkcí doby provozu, resp. počátku diagnostických provereí a intervalu mezi nimi. Při matematicko-ekonomickém modelování uvedeného systému oprav se předpokládá, že diagnostické prověrky jsou pravidelné po určité době provozu prvku. Obdobně platí pro počátek diagnostických provereí, který leží vždy v čase daném celistvým násobkem intervalu mezi provereími. Dále se předpokládá, že předpověď o další činnosti prvku, vyplývající ze závěru technické diagnostické prověrky, je zatížena určitou chybou, která je úměrná velikosti intervalu mezi dvěma po sobě následujícími provereími. Předpokládaná velikost této chyby je $0 < F(\tau) < 1$, což je vlastně pravděpodobnost výskytu havarijní poruchy v důsledku nepřesné předpovědi v uvažovaném intervalu τ .

Pro kvantitativní vyjádření ztrát sledujeme provoz dostatečně velkého souboru k prvků stejného typu, jejichž životnost je charakterizována funkcí $f(t)$ a jejichž činnost je zabezpečována systémem oprav, který využívá diagnostické prověrky. V tomto systému oprav je určitým způsobem stanovena hodnota intervalu mezi provereími τ a hodnota počátku diagnostických provereí $t_d = i\tau$. V této době se začnou dělat diagnostické prověrky a opakují se vždy po intervalu τ . Proverce jsou podrobeny všechny provozuschopné prvky v době $i\tau$, $(i+1)\tau$, $(i+2)\tau$ atd. To znamená, že u určitého počtu prvků k_i v době od 0 do $i\tau$ dojde k havarijní poruše a tedy ke ztrátám v důsledku havarie $k_i Z_h$. U zbylého počtu prvků $k - k_i$ může dojít jednak k havarijní poruše způsobené nepřesnou diagnostikou, jednak dojde k vynaložení nákladů na technické diagnostické prověrky, které prakticky pro uživatele představují ztráty. Počet prvků, u kterých dojde k havarijní poruše z nepřesnosti diagnostiky, je dán součinem zbylého počtu prvků a pravděpodobnosti výskytu havarijní poruchy z nepřesnosti diagnostiky v intervalu τ , což je $(k - k_i) F(\tau)$. Druhý typ ztrát, kterými je zatížen zbylý počet prvků $(k - k_i)$, je dán obecně součtem nákladů na diagnostické prověrky v čase $i\tau$, $(i+1)\tau$, ..., o velikosti $(k - k_i)D$, $(k - k_{i+1})D$ atd.

Celkové ztráty připadající na jeden prvek z celého souboru k prvků jsou pak dány vztahem

$$Z_{III} = Z_h \frac{k_i}{k} + Z_h F(\tau) \frac{k - k_i}{k} + D \sum_i \frac{k - k_i}{k} \quad [\text{Kčs}] \quad (35)$$

kde: Z_{III} – celkové pravděpodobné ztráty připadající na jeden prvek při systému diagnostických oprav

k – celkový počet prvků stejného typu

k_i – počet prvků, u kterých během doby $i\tau$ došlo k havarijní poruše

τ – velikost intervalu mezi dvěma po sobě následujícími diagnostickými provereími

$F(\tau)$ – pravděpodobnost výskytu havarijní poruchy plynoucí z nepřesnosti diagnostiky v intervalu τ

D – náklady na jednu diagnostickou prověrku

i – číslo první diagnostické prověrky

je možné zjistit, že optimální hodnota počátku diagnostických prověrek $t_{do} = 0$ a optimální velikost intervalu mezi prověrkami je dána vztahem

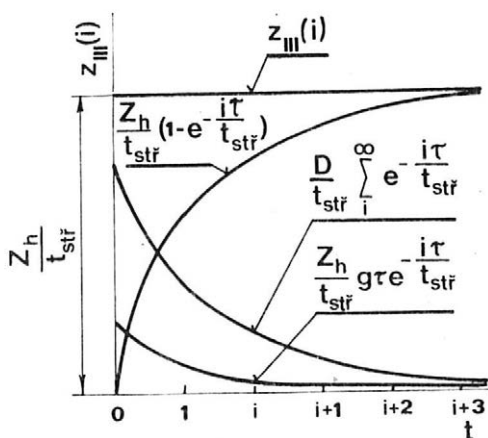
$$\tau_o = t_{stř} \lg \left(\frac{D}{2Z_h g t_{stř}} + 1 + \sqrt{\frac{D^2}{4T_h^2 g^2 t_{stř}^2} + \frac{D}{Z_h g t_{stř}}} \right) \quad (40)$$

Bude-li interval mezi diagnostickými prověrkami konstantní, je možné dospět k těmto závěrům:

a) Při splnění podmínky

$$Z_h = D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1 \right) (1 - g\tau)}$$

nezávisí hodnota měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek. Z obr. 8 vyplývá, že v tomto případě je z hlediska ztrát zcela lhostejné, zda dělat či nedělat diagnostické prověrky.

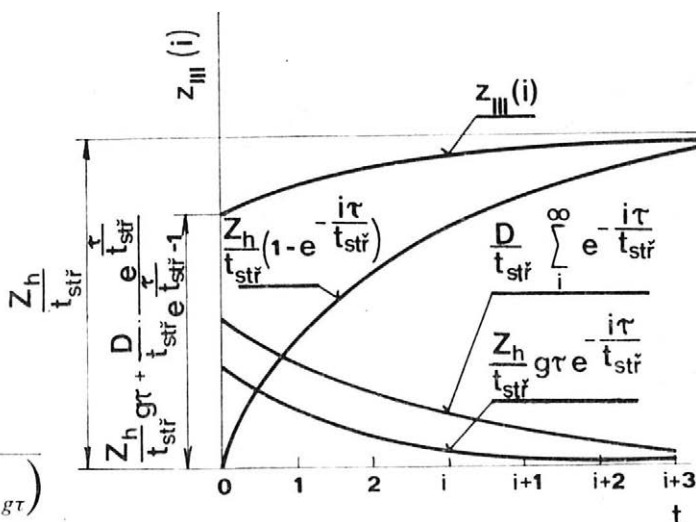


8. Závislost pravděpodobných měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek při splnění podmínky

$$Z_h = D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1 \right) (1 - g\tau)}$$

9. Závislost pravděpodobných měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek při splnění podmínky

$$Z_h > D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1 \right) (1 - g\tau)}$$



b) Při zajištění podmínky

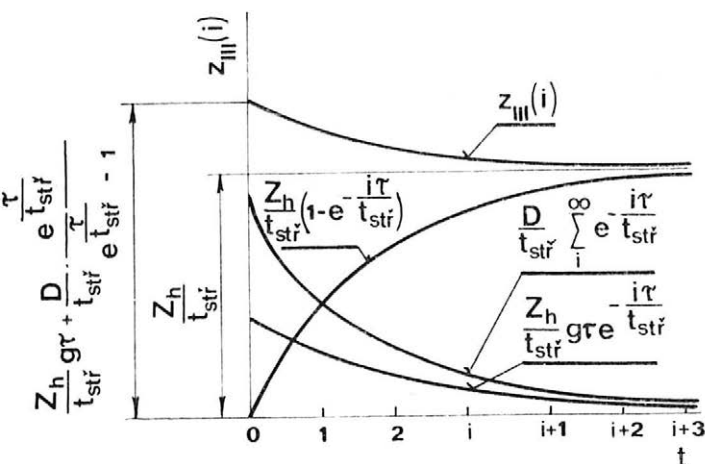
$$Z_h > D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1 \right) (1 - g\tau)}$$

závisí hodnota měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek, a to tím způsobem, že jejich velikost vzrůstá až k hodnotě $\frac{Z_h}{t_{stř}}$. Z obr. 9 je zřejmé, že je tedy nejvýhodnější dělat diagnostické prověrky hned od uvedení stroje do provozu, tj. při $i = 0$.

c) Nastane-li opačný stav, tj.

$$Z_h < D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}}}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1\right)(1 - g\tau)}$$

není vůbec výhodné dělat technické diagnostické prověrky, protože měrné ztráty by v případě jejich provádění byly vyšší, což je zřejmé z obr. 10.

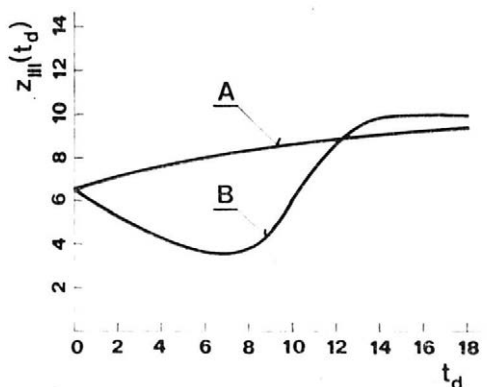


10. Závislost pravděpodobných měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek při splnění podmínky

$$Z_h < D \frac{e^{\frac{\tau}{t_{stř}}}}{\left(e^{\frac{\tau}{t_{stř}}} - 1\right)(1 - g\tau)}$$

Obdobným způsobem je možné vytvořit z obecné účelové funkce (36) dosazením jiných typů rozdělení hustoty pravděpodobnosti technického života další konkrétní účelové funkce, které jsou ovšem pro analytické vyšetřování minima ztrát obtížné. Optimalizační výpočty jsou však snadno proveditelné pomocí samočinného počítače.

Např. tímto způsobem lehce obdržíme závislost měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek pro normální rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu poruchy. Z obr. 11 je současně patrná odlišnost průběhu pravděpodobných měrných ztrát u prvků, jejichž životnost je charakterizována exponenciálním rozdělením od prvků, jejichž životnost je charakterizována normálním rozdělením technického života. Z tohoto obrázku je rovněž patrné, že pro prvky skupiny A bude optimální hodnota počátku diagnostických prověrek rovna nule. To znamená, že bude ekonomicky výhodné začít s diagnostikou od samého počátku provozu strojního prvku. Naopak u prvků skupiny B bude výhodné začít s diagnostikou až po určité době provozu ($t_{do} = 6$), která odpovídá minimální hodnotě ztrát.



11. Závislost pravděpodobných měrných ztrát na počátku diagnostických prověrek ($N_p = 500$, $Z_h = 100$, $D = 10$, $t_{stř} = 10$, $\sigma = 2$)
A — životnost prvku je charakterizována exponenciálním rozdělením
B — životnost prvku je charakterizována normálním rozdělením

V práci odvozený matematický model je možno využít nejen ke stanovení optimálních plánovacích hodnot života, počátku diagnostických prověrek a intervalu mezi nimi, ale také k porovnání jednotlivých systémů oprav z hlediska ztrát. Je logické, že podle tohoto kritéria bude nejvýhodnější ten systém oprav, při němž bude docházet k nejmenším ztrátám.

Současné však je zřejmé, že takto určené optimální hodnoty charakteristických veličin jednotlivých systémů oprav se vztahují na strojní prvek uvažovaný izolovaně — bez vazby na ostatní prvky. Ve skutečnosti však ve stroji nebo zařízení pracuje zpravidla větší počet prvků. Tento fakt může dále ovlivňovat stanovení optimálních hodnot zmíněných charakteristických veličin, přičemž daná problematika se stává složitější a komplikovanější, ovšem její řešení s ohledem na komplexnost je nutné a možné při využití moderní výpočetní techniky.

Řešení těchto otázek je pak také vynuceno především dalším rozvojem mechanizace a automatizace v zemědělství a poměrně rychlým růstem nákladů na zabezpečování provozuschopnosti zemědělské techniky. Vzhledem k tomu, že se bude stále zvětšovat i počet pracovníků v servisu, údržbě a opravách, je zvýšená pozornost předloženým problémům nejvýše žádoucí.

Literatura

- HAHN G. J., SHAPIRO S. S., 1967, Statistical models in engineering. John Wiley & sons, INC. New York—London—Sydney.
- HAVLÍČEK J., 1967a, Příspěvek k teorii mezního opotřebení strojních součástí. Zem. technika 4 : 201-212.
- HAVLÍČEK J., 1967b, Zabezpečování provozu strojů. Učební text VŠZ v Praze.
- KOROUS F., 1964, Technologie a organizace oprav strojů — organizace oprav strojů, díl III. Učební text VŠZ v Praze.
- LEGÁT V., 1970, Využití některých charakteristik spolehlivosti k optimalizaci opravárenské činnosti. Kandidátská disertační práce. VŠZ Praha.
- MALIKOV J. M., POLOVKO A. M., ROMANOV N. A., ČUKREJEV P. A., 1963, Základy teorie a výpočtu spolehlivosti. SNTL, Praha.
- MYSLIVEC V., 1966, Statistická teorie spolehlivosti a její použití v zemědělské technice. Zem. technika 9 : 537-550.
- ŠOR J. B., 1965, Statistické metody analýzy a kontroly jakosti a spolehlivosti. SNTL, Praha.
- TAVLIBAJEV F. N., 1968, Надежность и долговечность кarkаса тракторных шин. Тракторы и сельскохозяйственные машины 10 : 16-18.
- WELBULL W., 1951, A statistical distribution function of wide applicability. J. app. Mech. 3 : 293-297.
- ŽALUDOVÁ A., 1971, Prevádzková spoľahlivosť strojov a zariadení. Dom techniky SVTS, Bratislava.

Došlo dne 7. 3. 1972

Использование некоторых характеристик надежности для оптимизации систем ремонтных работ

Характеристику надежности можно применить для конструкции математическо-экономической модели систем ремонтных работ. В основе этой модели лежат целевые функции, которые выражают зависимость потерь от времени эксплуатации элементов. В работе выведены функции, позволяющие определить оптимальную планируемую величину долговечности, оптимальное начало диагностических проверок и величину интервала между двумя следующими друг за другом диагностическими проверками у изолировано изучаемого элемента машины. При помощи избранного оптимизационного критерия можно сравнивать отдельные системы ремонтных работ. Так как аналитическое решение выведенных це-

левых функций затруднено, для получения цифровых результатов необходимо применить электронно-вычислительную машину. Общие результаты этой работы применимы при дальнейшем изучении оптимизации обеспечения эксплуатационной способности машин с целью понижения затрат на эксплуатацию сельскохозяйственной техники.

Application of Certain Characteristics of Reliability for an Optimization of the System of Repairs

The characteristics of reliability can be applied in the construction of a mathematico-economic model of the systems of repairs. The basis of this model are the purpose functions which show the dependence of losses generally on the length of time of the operating of elements. At work the derived functions make it possible to determine the optimum planning value of their life, the optimum beginning of diagnostic checkings, and the size of the interval between two consecutive diagnostic checkings in the isolatedly considered machine element. By means of the selected optimization criterion it is possible to compare the different systems of repairs. As the analytic solution of the derived purpose functions is difficult, it is necessary, for the obtaining of numerical results, to use an automatic computer. The general results obtained in this work are applicable in a further investigation of the optimization of the ensuring of the operational ability of machines with the purpose of lowering costs of the operation of agricultural machines.

Anwendung einiger Charakteristiken der Betriebssicherheit zur Optimierung der Reparatursysteme

Die Charakteristiken der Betriebssicherheit können bei der Konstruktion eines mathematisch-ökonomischen Modells von Reparatursystemen angewandt werden. Als Grundlage für dieses Modell gelten zweckbezogene Funktionen, die die Verlustabhängigkeit allgemein von der Betriebsdauer der Elemente darstellen. Die in der Arbeit abgeleiteten Funktionen gestatten den optimalen Planwert der Lebensdauer, den optimalen Beginn von diagnostischen Kontrollen und die Intervallgröße zwischen zwei nacheinander folgenden diagnostischen Kontrollen bei dem isoliert betrachteten Maschinenelement festzulegen. Mit Hilfe des gewählten Optimierungskriteriums kann man einzelne Reparatursysteme gegenseitig vergleichen. Da die analytische Lösung der abgeleiteten Zweckfunktionen schwierig ist, erscheint für die Erzielung von numerischen Ergebnissen der Einsatz einer automatischen Rechenmaschine unentbehrlich. Die allgemeinen Ergebnisse der vorliegenden Abhandlung sind in der weiteren Untersuchung über die Optimierung der Gewährleistung der Maschinenbetriebssicherheit zwecks Senkung der für den Betrieb der Landtechnik aufgewandten Kosten anwendbar.

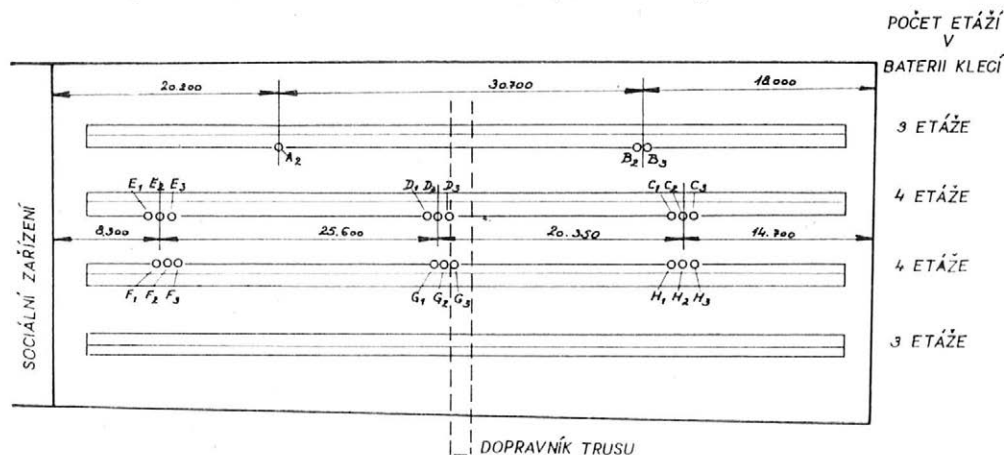
Adresa autora:

Ing. Václav Legát, CSc., katedra opravárenství, mechanizační fakulta, VŠZ, Praha 6 - Suchbát

631.2 : 628.83 621.63

Modernizace zemědělské velkovýroby, její specializace a koncentrace, rozšiřování kooperačních vztahů a další vlivy mechanizované výroby vedou k zásadním změnám ve vnitrostátní výrobě. Jedním ze základních znaků změn je zvyšování biologické a technické zátěže objektů. Nejenže se zvyšuje počet zvířat připadajících na jednotku podlahové plochy, ale zvyšuje se celková měrná zátěž obestavěného prostoru. Zvyšují se užitekosti zvířat, a tím i výměna látková jednotlivých kusů, následkem čehož se proces znehodnocování vzduchu v objektu zrychluje. Uvážíme-li dále některé záporné vlivy mechanizace (spaliny, hluchost) a zápory některých technologií (zvyšování relativní vlhkosti, prašnost), vytvářejí se situace, kdy zátěž prostoru (např. stáji) škodlivinami, je tak vysoká, že vyžaduje mimořádně pečlivé řešení ventilačního systému, aby byly splněny požadované hodnoty parametrů ventilace a požadavky na pohodu prostředí. Přitom je známé, že nároky na větrání, popřípadě klimatizaci, se neustále zvyšují, vyžadují se lepší, spolehlivější a účinnější systémy, ale podmínky pro provětrávání se zhoršují.

Volba vhodného ventilačního systému a jeho dostatečné výkonnosti a větrací účinnosti je zvláště v rekonstruovaných objektech velmi obtížná, neboť interiérově větraného prostoru, často také exteriérově stavby, není obvykle řešen z hlediska po-



1. Orientační schéma míst, na nichž se měřily hodnoty, uvedené v tab. I až III

I. Přehled teplot a relativních vlhkostí v hale pro klecový chov drůbeže typu NHKG s technologickým zařízením Ehret. Místa měření jsou značena podle obr. 1

Místo měření	Veličina	26. 5.				27. 5.				
		čas				čas				
		13.45	14.45	15.45	16.45	8.05	9.05	10.05	11.05	12.05
B ₃	t °C φ %	28,6 37,0	29,0 37,0	28,5 38,0	28,5 39,0	21,0 67,0	22,5 65,0	23,0 61,0	22,5 67,0	23,0 63,0
C ₁	t °C φ %	27,0 37,0	26,5 38,0	26,5 39,5	26,5 39,0	21,0 67,0	20,0 65,0	20,0 62,0	20,0 69,0	20,0 64,0
C ₃	t °C φ %	27,0 38,5	27,0 39,0	27,5 39,0	27,0 39,0	21,0 65,0	20,0 63,0	21,0 59,0	21,0 69,0	20,5 63,0
D ₁	t °C φ %	25,0 38,0	24,5 38,5	25,0 39,5	24,5 39,0	19,0 69,0	18,0 65,0	18,5 62,0	18,0 63,0	18,0 66,0
D ₃	t °C φ %	25,5 38,0	25,5 39,5	25,0 39,0	24,5 39,0	19,0 69,0	18,5 65,0	18,5 62,0	18,5 62,0	18,5 66,0
E ₁	t °C φ %	29,0 36,5	28,0 39,5	24,5 38,0	24,0 39,0	16,5 69,0	16,0 65,0	16,0 69,0	16,0 61,0	16,0 68,0
E ₃	t °C φ %	26,5 36,0	25,0 36,0	26,0 37,4	26,0 37,0	19,0 74,0	19,0 69,0	18,5 66,0	18,5 69,0	19,0 74,0
F ₁	t °C φ %	26,0 41,0	25,0 43,0	25,5 45,0	26,0 44,0	19,5 75,5	19,5 73,0	18,0 70,0	18,0 71,0	18,0 76,0
F ₃	t °C φ %	25,0 43,0	25,5 44,5	25,5 43,0	24,0 44,0	18,5 80,0	18,5 78,0	18,5 75,0	18,5 76,0	19,0 84,0
C ₁	t °C φ %	25,0 44,0	25,0 46,0	25,0 45,0	24,5 46,0	18,0 74,0	17,5 72,0	17,5 69,0	17,5 72,0	17,0 74,0
C ₃	t °C φ %	26,5 41,0	26,5 43,0	26,5 44,0	26,5 45,0	21,0 65,0	20,5 65,0	20,0 64,0	20,0 63,0	20,0 69,0
V	t °C φ %	25,0 41,0	25,0 42,0	24,5 41,0	24,0 42,5	14,0 75,0	14,0 73,0	13,7 71,0	13,6 72,0	13,0 75,0

Údaje průběhu teplot a vlhkostí podle záznamů termohydrografů. Maximální rozdíl teplot a relativní vlhkosti za 62 hodiný

Místo	V	A	C	E	D	B
t °C	20	22	15	18	15	15
φ %	40	20	30	30	25	30

II. Koncentrace kyslíčnicku uhličitého (CO₂), teploty a vlhkosti v klecích typu Ehret v hale typu NHKG Hustopeč

Místo	Teplota °C	Vlhkost %	Koncentrace CO ₂ % obj.	Poznámka — koncentrace CO ₂
F ₁ F ₂ F ₃ F ₄	17,5 18 19 20	72 73 74 75	0,10 0,08 0,05 0,07	při podlaze 0,11 v chodbě 0,08
E ₁ E ₂ E ₃ E ₄	16 16,7 19 19,5	70 70 71 72	0,07 0,09 0,08 0,01	při podlaze 0,1 v chodbě 0,07
G ₁ G ₂ G ₃ G ₄	18 19 22 22	70 70 65 60	0,05 0,07 0,09 0,07	při podlaze 0,12 v chodbě 0,05
C ₁ C ₂ C ₃ C ₄	18 19 22 22	56 55 50 55	0,08 0,09 0,10 0,09	při podlaze 0,12 v chodbě 0,08
D ₁ D ₂ D ₃ D ₄	18 18,5 19 19,5	60 60 60 60	0,09 0,12 0,11 0,10	uprostřed chodby 0,08 na konci chodby 0,1 (ve výšce 160 cm nad podlahou)
H ₁ H ₂ H ₃ H ₄	18 19 20 22	72 70 70 75	0,18 0,15 0,12 0,16	při podlaze 0,09 u dveří 0,02 ve výšce 3 etáže 0,15
B ₁ B ₂ B ₃ B ₄	18 19 20 22	72 70 70 78	0,10 0,18 0,14 0,15	při podlaze 0,19 v chodbě ve výšce 160 cm je 0,15
A ₁ A ₂ A ₃ A ₄	19 19 19,5 20	70 72 72 75	0,15 0,12 0,18 0,15	při podlaze 0,14 v chodbě 0,15 nad A ₄ 0,07

Přehled koncentrací CO_2 v nasávaném vzduchu z prostoru haly typu NHKG Hustopeč pro klecový chov nosnic. Měřeno ve vstupních skříních ventilátorů

Levá strana

Ventilátor číslo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Koncentrace CO_2 % obj.	0,03	0,13	0,12	0,10	0,10	0,20	0,15	0,10	0,12	0,12	0,18	0,12	0,18	0,10	0,09

Pravá strana

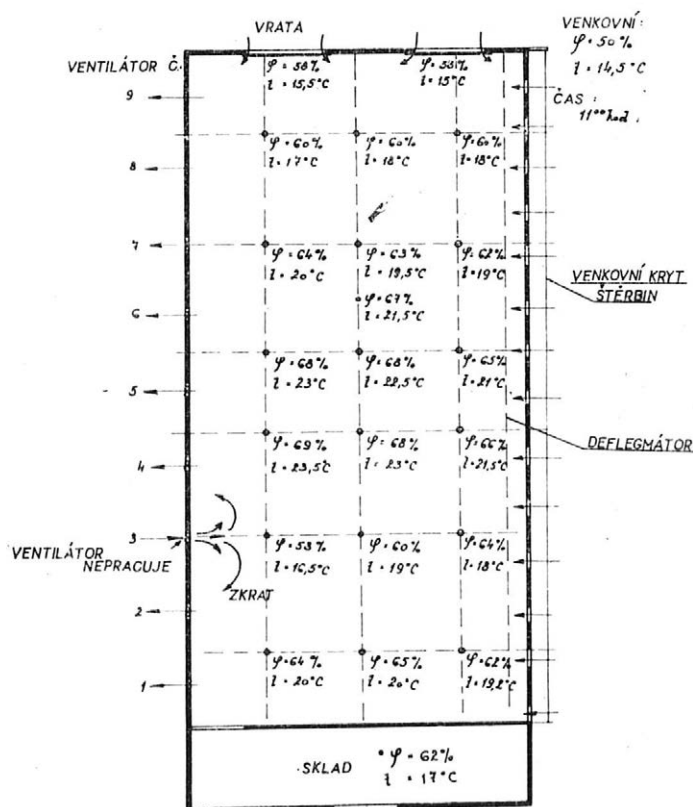
Ventilátor číslo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Koncentrace CO_2	0,04	0,12	0,12	0,10	0,11	0,18	0,11	0,12	0,11	0,11	0,18	0,12	0,17	0,10	0,03

Poznámka: Venkovní vzduch uprostřed areálu má koncentraci CO_2 0,02 až 0,03

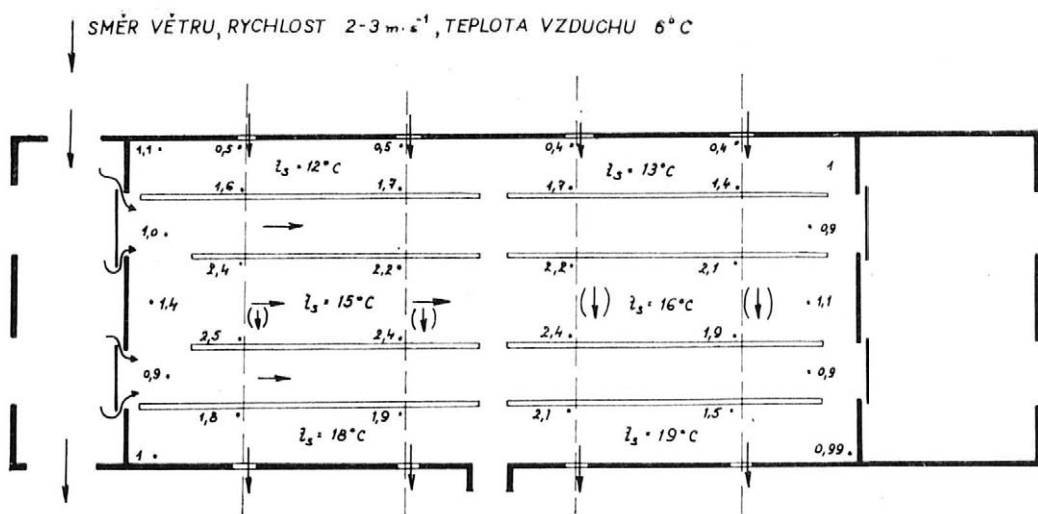
Venkovní vzduch nasávaný do haly (měřeno ve štěrbině zvenku) měl koncentraci CO_2 dvakrát až čtyřikrát vyšší než kolem haly

žadavků větrání, popřípadě úpravy vzduchu („částečná klimatizace“). Tato situace nejenže omezuje volbu vhodných větracích systémů, ale snižuje přímo větrací účinnost, která je i tak u většiny provedených a námi zkoušených větracích systémů velmi nízká. S nízkou větrací účinností a vysokým počtem výměn vzduchu úzce souvisí nerovnoměrnost provětrávání pásma pobytu zvířat, popřípadě pásma obsluhy lidí či pásma skladování a často se vyskytuje zkratové proudění a vysoké rychlosti vzduchu v pásnu pobytu. Nerovnoměrnost provětrávání pásma pobytu má za následek nestejnoměrné rychlosti vzduchu ($\Rightarrow$ různě velký ochlazovací účinek na různých místech pásma pobytu), různé teploty a vlhkosti, jako i různě velkou čistotu vzduchu v jednotlivých místech pásma pobytu. Při větším počtu výměn vzduchu stoupá rychlost vzduchu za přiváděcími otvory takovou měrou, že i při normálních nižších teplotách může způsobit průvan.

2. Teploty a relativní rychlosti vzduchu v odchovně kuřat 0,2 m nad podlahou; větrání je příčné, jednostranné



Při provozních zkouškách jsme u většiny zkoušených objektů ve stejném čase měření zjišťovali značně velké rozdíly, hlavně v teplotě, vlhkosti a rychlosti proudění vzduchu (podle horizontálních a vertikálních rovin), v klecích a koticích také rozdílné hodnoty v čistotě vzduchu (CO_2 , NH_3) (obr. 1). Rozdíly v naměřených hodnotách jsou patrné z tab. I až III. Rozdíly podle našich měření bývají často větší, než připouštějí někteří autoři. Prostor pásma pobytu s nevhodným prostředím dosahoval u některých objektů se špatnými větracími systémy 25 až 34 % celkového prostoru. Za této situace se pak stává, že některá místa by potřebovala v dané době zvýšit intenzitu větrání, jiná snížit, zatímco další místa mají pohodu prostředí celkem vyhovující. Je pochopitelné, že v takovém případě



3. Přehled koncentrací CO₂ vyjádřené indexem odpovídající koncentraci 0,1 % v kravíně K-174. Měřeno ve výšce 10 cm nad podlahou před zakládáním krmiva; ventilátory jsou v klidu; koncentrace je měřena detekčními trubicemi. Současně je měřena také teplota vzduchu t_s a směr proudu vzduchu (→ při podlaze; ↓ nad podlahou 1 až 1,5 m)

je téměř nemožné zajistit požadované parametry určující pohodu prostředí v celém prostoru stáje, správně umístit čidla pro samočinnou regulaci a činnost ventilátorů, popřípadě jiných zařízení. Příklad rozdílných teplot a relativních vlhkostí vzduchu a koncentrací CO₂ je na obr. 2 a 3. Praktický důsledek je pak ten, že některé části větracího prostoru (stáje) mají teplotu nižší nebo vyšší, než je pásmo tepelné rovnováhy zvířat (neutrální pásmo). Následkem nestejnoměrného provětrávání, nevhodných teplot a nežádoucích ochlazovacích účinků klesá u některých kusů užitkovost.

Projektant ventilačního systému musí projektem zajistit rovnoměrné provětrávání celého pásma pobytu zvířat a vedoucí provozu pak je povinen dbát na dodržování podmínek a zásad správného provozu větracího systému, aby teplota vzduchu byla v mezích určujících neutrální pásmo. Podobná situace je s relativní vlhkostí vzduchu a s odvětráváním ostatních škodlivin z větraného prostoru.

Zvýšení biologické, popřípadě technické zátěže větraného prostoru, zejména pásma pobytu zvířat, vyžaduje vyšší výměnu vzduchu, jak vyplývá z rovnice „škodlivosti“, přičemž minimální požadavek je, aby se nezhoršila větrací účinnost systému. Zvyšování výkonnosti ventilátorů (ventilačních jednotek) nebo přidáváním dalších ventilátorů u současného systému v daném objektu, kde se zvýšila zátěž, např. po modernizaci nebo rekonstrukci nebo vlivem racionalizačních opatření, obvykle nevede ke zlepšení, ale naopak se situace může zhoršit.

Poněvadž „Plán rozvoje zemědělství a výživy do r. 1975“ předpokládá vedle výstavby nových velkokapacitních objektů pro živočišnou výrobu zvýšení kapacit dosavadních objektů (zvláště u drůbeže přechod na klecové chovy) modernizací, rekonstrukcí a racionalizačními opatřeními, má rekonstrukce zařízení pro větrání mimořádný význam. Zatímco u některých prostorů (stájí) stačilo při nízkém počtu výměn vzduchu několik ventilátorů, někdy i náhodně umístěných, musíme v současné době při několikanásobně větším počtu výměn vzduchu řešit větrání jako tzv. „větrací systém“, a to nejen ve vztahu k vlastnímu větranému prostoru, ale

i k okolnímu prostředí. Situace je o to závažnější, že obsah škodlivin ve venkovním vzduchu se neustále zvyšuje nejen vlastními zemědělskými škodlivinami, ale hlavně škodlivinami cizími, zejména průmyslovými a dopravními (viz kraj Severočeský a Ostravsko). Venkovní vzduch, označovaný také jako čerstvý, má v mnoha případech podstatně sníženou škodlivostní jímavost, někdy je dokonce podle některé škodliviny (např. SO_2 , SO_3 , H_2SO_4) vzduchem zkaženým a ventilační systém by měl mít filtrační zařízení. V určitých výrobních podmínkách je situace tak závažná, že se dosavadní výpočtové postupy ventilačních systémů stávají nepřesné: výkonnost a větrací účinnost větracího systému jsou nedosta- tečné a rozvod vzduchu nevyhovující.

Členitost interiéru a velikost větraného prostoru, intenzita činnosti zvířat, provoz strojně technologického zařízení v tomto prostoru a vlivy vnější (exteriér stavby, okolní zástavba a vnější zdroje škodlivin, směr a intenzita větru, členitost okolního terénu atd.) a další vlivy vytvářejí takové podmínky, že projekt ventilačního systému je nutné řešit případ od případu a přizpůsobovat jej místním podmínkám, ať se již jedná o objekt nový nebo rekonstruovaný. Poněvadž na proudění vzduchu ve větraném prostoru působí celý komplex činitelů (u některých se hodnota mění nejen během roku, ale i během dne), které často projektant nemůže ani postihnout, je za této situace významné podrobit každý ventilační systém systematickým zkouškám, zjištěné hodnoty vyhodnotit a navrhnout potřebná opatření. Lze tedy říci, že žádný větrací systém se neobejde bez zkoušení.

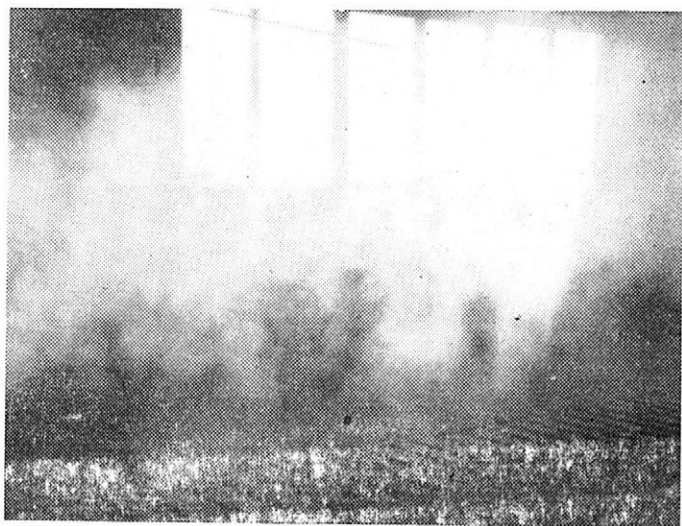
ZKOUŠKY VENTILAČNÍCH SYSTÉMŮ

Zkoušky ventilačních systémů — jako podklad pro hodnocení — se dělají ve čtyřech stupních a jsou označeny jako:

1. funkční zkoušky jednotlivých součástí (záběh, pokud je pro strojní za- řízení předepsán, se dělá zvlášť, ještě před montáží);
2. poloprovozní zkoušky;
3. provozní zkoušky;
4. ověřovací zkoušky během provozu.

Každý stupeň zkoušek má určitý cíl, časově je přesně zařazen a během zkou- šek se sledují zcela určité parametry. Po vyhodnocení parametrů v určitém

4. Zjišťování změn a rychlostí zviditelněného proudění vzduchu z centrálního vzducho- vodu v rekonstruované stáji K-174 pro klecový chov nosnic (ve stáji je osm řad klecí) na JZD Skupice — při funkč- ních zkouškách vzdu- chovodu — ventilační systém je centrální pře- tlakový se spodním příívodem vzduchu



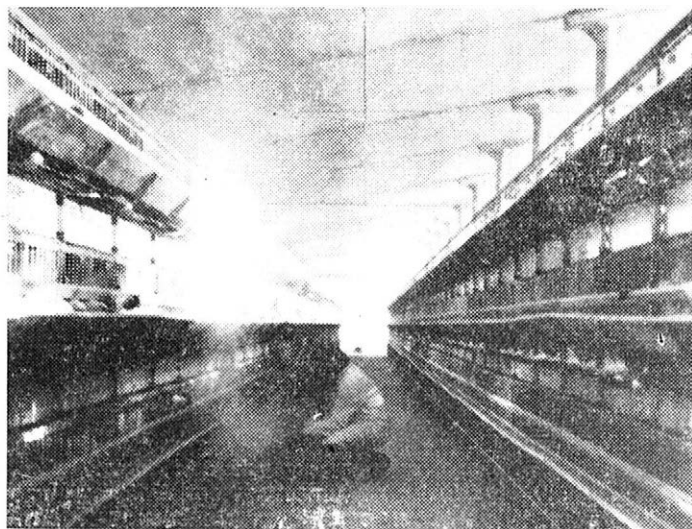
stupni zkoušek se navrhne opatření a zabezpečí se jeho realizace. V případě hrubých závad je nutné příslušné partie projektu předělat.

Funkční zkoušky jednotlivých součástí se dělají po montáži samostatných strojních celků. Zjišťuje se hlavně funkce a měří se základní hodnoty, které se porovnávají s údaji výrobce a s hodnotami požadovanými, vypočítanými v podkladech pro projektové řešení. Postup a obsah zkoušek se určuje v souladu s příslušnými normami ČSN a ON o zkouškách strojů a zařízení. Funkční zkoušky jsou preventivním opatřením proti vadné montáži a proti montáži vadných součástí, popříp. proti nevhodnému řešení (obr. 4).

Poloprovozní zkoušky se dělají po dokončení všech montážních prací. Předpokládá se, že montáž byla provedena podle ČSN a podle nich také byla přezkoušena. Hlavním cílem poloprovozních zkoušek je funkční vyzkoušení celého ventilačního systému před předáním objektu do provozu, tj. před osazením stáje zvířaty. Měří a vyhodnocuje se hlavně maximální výkonnost systému, směr a rychlost proudění vzduchu v pásnu pobytu zvířat, větrací účinnost systému, zjišťují se rušivé vlivy strojné technologického zařízení na proudění, zjišťuje se, zda nenastává zkratové proudění vnitřní a vnější, měří se hluchnost a provozní spolehlivost zařízení. Podle významnosti sledovaného parametru se hodnota redukuje (přepočítává) na stav, jaký se předpokládá po osazení zvířaty. V závažných případech je nutné vytvořit uměle stejné podmínky, jako budou při osazení zvířaty. Další parametry se zjišťují podle potřeby. Na základě vyhodnocení poloprovozních zkoušek a porovnání jejich výsledků s požadovanými a předpokládanými hodnotami v projektu se rozhodne, zda ventilační systém vyhovuje a zda je schopen provozu. V případě, že nevyhovuje, navrhne se opatření k odstranění závad, způsob řešení atd.

Při poloprovozních zkouškách (i u provozních) je nutné brát v úvahu roční období, ve kterém se zkoušky konají. Zvláště je pak nutné počítat se změnami, které nastávají v teplotních a vlhkostních poměrech venkovního a stájového vzduchu i v teplotách a vlhkosti obvodové konstrukce budovy, a s vlivy větru na činnost ventilačního systému.

Poněvadž v projektu ventilačního systému musí být alespoň rámcově uveden způsob vyškolení a seznámení se pracovníků, kteří budou bezprostředně zodpo-



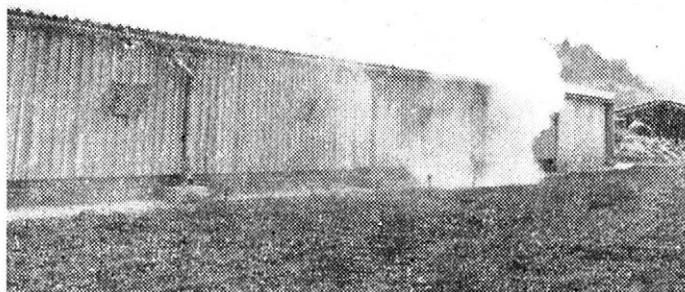
5. Měření rychlosti a směru proudů vzduchu v rekonstruované staji pro klecový chov nosnic na JZD Skupice při poloprovozních zkouškách — systém vyhovuje, je nutné upravit rychlosti

vědni za správný provoz ventilačního systému (údržbář, vedoucí směny, provozní inženýr, inženýr mechanizátor), vypracuje se po vyhodnocení poloprovozních zkoušek přesný program školení. Za projekt školení zodpovídá projektant ventilačního systému, za realizaci zodpovídá projektant spolu s ředitelem (předsedou) výrobního zemědělského závodu.

Školení pracovníků je základním předpokladem pro správný a hospodárny provoz větracího systému. Poněvadž je prokázáno, že pohoda prostředí zásadně ovlivňuje využití krmiva a užitkovost, musí být význam otázky mikroklimatu stále patřičně na všech úsecích zdůrazňován a jeho správné řešení technicky a organizačně zajištěno.

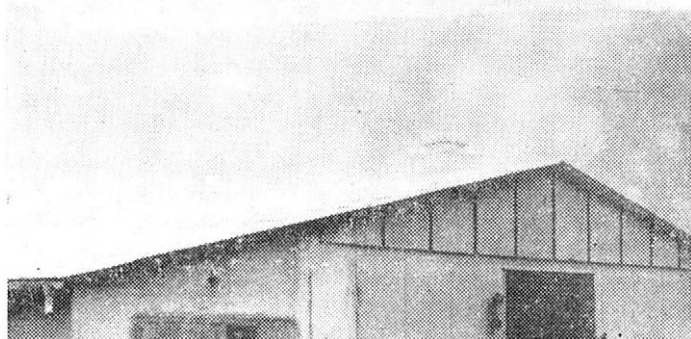
Je třeba důrazně připomenout, že osazení objektu (stáje) zvířaty z hlediska větrání může nastat až tehdy, když bylo zjištěno, že všechny parametry měřené při zkouškách mají hodnoty v předepsaných tolerancích, pracovníci jsou náležitě vyškoleni, je zajištěna provozuschopnost a náhradní provoz, je zajištěno havarijní větrání a bylo shledáno, že montáž a vybavení celého systému je úplné a nezávadné (obr. 5, 6).

6. Poloprovozní zkoušky ventilačních systémů drůbežárny při zjišťování rozptylové oblasti zkaženého vzduchu a nasávací oblasti čerstvého vzduchu (systém firmy Ehret) — uspořádání nevyhovuje, neboť oblasti nasávací a rozptylové se překrývají, nastává vnější zkratové proudění a ventilační účinnost klesá



Provozní zkoušky probíhají za normálního provozu. Metodika zkoušek se stanovuje s ohledem na druh zvířat tak, aby zvířata nebyla obtěžována (viz kouřové zkoušky) a aby nebyl narušen denní režim zvířat a obsluhy. Metodika zkoušek se zpracovává případ od případu. Cílem provozních zkoušek je prověřit funkci ventilačního systému v provozních podmínkách. Zjišťují se hlavně parametry, které bezprostředně ovlivňují pohodu prostředí v pásmu pobytu zvířat a naopak jak skutečný provoz, zvířata a lidé, kteří je obsluhují, ovlivňují činnost větracího systému. Vliv zvířat např. na proudění vzduchu je velmi významný u zvířat s velkými obrysovými rozměry, které mohou působit jako větrolamová stěna, nebo u zvířat s vysokou produkcí tepla a vodní páry při souvislém osazení podlahové plochy, protože vytvářejí „teplý koberec“, produkující teplo a vodní páru. Při provozních zkouškách se zjišťuje a vyhodnocuje výše užitkovosti, zdravotní stav a celkové chování zvířat.

Hodnoty zjištěné zkouškami a zpracované naměřené hodnoty jsou důležité nejen pro celkové posouzení a prověření skutečné činnosti ventilačního systému a jako podklad pro konečné úpravy a seřízení systému, ale také jako podkladový



7. Měření rozptylu a výšky rozptylové oblasti zkaženého vzduchu u haly s komínovými větráky — systém Big Dutchman (v tomto směru zařízení vyhovuje, neboť oblasti rozplytové a nasávací se nedotýkají)

materiál pro projektování nových větracích systémů. Podle výsledků zkoušek se doplní a upřesní pravidla pro provoz a obsluhu ventilačního systému pro letní a zimní období, doplní se směrnice pro údržbu a seřizování systému a doškolení pracovníků (obr. 7).

Ověřovací zkoušky ventilačního systému během provozu je nutné dělat v pravidelných intervalech, které se stanoví podle složitosti, rozsahu působnosti, významu ventilačního systému a počtu výměn vzduchu za hodinu. Cílem těchto zkoušek je ověřit funkci a technický stav systému po určité době provozu, zhodnotit vliv změn ve výrobě, které nastaly od realizace projektu (popřípadě od posledních ověřovacích zkoušek) na činnost ventilačního systému a stanovit, zda systém vyhovuje po všech stránkách, nebo zda je již nutná obnova nebo oprava vyššího stupně, rekonstrukce, modernizace či racionalizační opatření. Závěry ověřovacích zkoušek spolu s revizí zařízení by měly být závazné pro vedoucí pracovníky při uvedení systémů do požadovaného stavu a při zajišťování provozu po stránce technické a bezpečnostní (obr. 9).



8. Ověřovací zkoušky po ročním provozu ventilačního systému v drůbežárně — proudění, rychlost a směr je otevřenými okny hrubě narušeno

Rozsah zkoušek všech stupňů je ještě také závislý na složitosti ventilačního systému, počtu strojních jednotek (např. ventilačních jednotek) a na dalších speciálních jednotkových zařízeních, (např. ohřívací a chladič jednotky, čističe, zvlhčovače atd.). Z toho vyplývá snaha projektovat jednodušší ventilační systémy se snadno přístupným strojním zařízením a regulačními prvky, poněvadž i rozsah zkoušek je obvykle menší.

Podobně jako u prostých ventilačních systémů bez úpravy vzduchu se dělají zkoušky ventilačních systémů s jednoduchou úpravou vzduchu, např. ohříváním nebo ochlazením nebo s úplnou úpravou vzduchu, tedy klimatizačních systémů. U klimatizace se zkoušky dělají opět ve čtyřech stupních. Cíl, metodika a obsah jednotlivých stupňů je obdobná jako u prostého ventilačního systému. O zkouškách ventilačního systému se vedou podrobné záznamy; o každém stupni zkoušek se vyhotoví protokol o průběhu, závěrech a navržených opatřeních.

Je třeba připomenout, že ventilační, popřípadě klimatizační zařízení se až doposud v zemědělských objektech systematicky nehodnotilo. Pokud se hodnotilo, nebylo hodnocení založeno na výsledcích systematických zkoušek. Vlivem nedostatků v projekci, výrobě a montáži, provozu, údržbě a vlivem změn přírodních a povětrnostních podmínek není zvláštností, že ventilační zařízení, byť i drahé, nepracuje dobře a vyskytuje se pak v provozu řada obtížně řešitelných problémů. Často se stává, že uživatel zařízení ani neví, že systém nepracuje správně, že zásahy při obsluze, seřizování a údržbě na činnost ventilačního systému působí negativně. Je třeba si uvědomit, že ventilační systémy lze objektivně hodnotit jen na základě účelných zkoušek, při nichž se zjišťují hodnoty těch parametrů, které jsou rozhodující nebo informují o činnosti systému.

Při hodnocení ventilačních systémů je někdy snaha rozdělovat činitele, mající význam pro hodnocení na skupiny, na činitele ekonomické, technické, provozní, zdravotní a další. Toto rozdělení není ani správné, ani účelné, neboť významnost některých činitelů přesahuje rámec jedné skupiny a někteří činitelé se mohou za určitých okolností vzájemně ovlivňovat. Při hodnocení ventilačního systému je třeba vždy případ od případu určit a nalézt hlavní a rozhodující činitele pro komplexní posouzení vhodnosti v konkrétních podmínkách výroby s přihlédnutím na jednotlivá roční období. U nových objektů je nutné vypracovat z hlediska větrání požadavky na architektonické řešení interiéru i exteriéru stavby v souladu se současnými a perspektivními stavy a technologiemi, u rekonstruovaných objektů pak požadavky na rekonstrukci stavby. Strojně technologické zařízení i samotné technologie a organizace výroby musí být prověřeny z hlediska vlivů na pohodu prostředí.

Pro hodnocení ventilačních systémů zkoušíme a vyšetřujeme zejména následující:*)

1. kvalitu, úplnost a technické provedení strojního zařízení,
2. kvalitu a správnost montáže strojního zařízení a stavebních prací,
3. činnost a funkci jednotlivých částí ventilačního systému,
4. činnost a funkci systému jako celku,
5. dosahovanou výkonnost a příkony strojních součástí,
6. rychlosti vzduchu v nasávacích a výfukových otvorech, rychlosti vzduchu ve vzduchovodech při izotermickém a neizotermickém proudění,
7. vhodnost náhradního provozu a intenzitu havarijního větrání,
8. větrací účinnost při izotermickém a neizotermickém proudění,
9. rychlost a směry proudů vzduchu při izotermickém (poloprovozní zkoušky), neizotermickém (provozní a ověřovací zkoušky) proudění v pásmu pobytu zvířat; ochlazovací účinky vzduchu,

*) Předpokládáme, že v projektu nejsou hrubé závady, že prošel schvalovacím, popřípadě oponentním řízením a že jsou dodrženy zásady projektování ventilačního zařízení.

10. vlivy strojně technologického zařízení na proudění vzduchu, teplotní a vlhkostní poměry ve větraném prostoru; významnost ostatních rušivých vlivů na mikroklima stáje,

11. teplotu a vlhkost obvodových konstrukcí, hodnotu rosného bodu,

12. vlivy technologií, zejména způsob napájení (práce s teplou vodou, mytí vemene, teplé nápoje), odstraňování trusu, výkalů a hnoje a jejich vliv na mikroklima stáje,

13. skutečné rozložení teploty a vlhkosti vzduchu v pásnu pobytu ve vertikálních a horizontálních rovinách; rozdíly maximálních a minimálních hodnot v příslušných rovinách,

14. příčiny vzniku zkratového proudění vnitřního (ve větraném prostoru) a vnějšího,

15. vzájemnou polohu rozptylové oblasti zkaženého vzduchu a nasávací oblasti čerstvého vzduchu vlastního objektu (haly) a objektů (hal) sousedících,

16. vlivy větru na výkonnost větracího systému a rovnoměrnost proudění vzduchu ve větraném prostoru,

17. stabilitu větracího systému k povětrnostním změnám a střídání ročního období, směru a rychlosti větru,

18. skutečnou čistotu vzduchu (CO_2 , NH_3 , mechanické nečistoty) ve větraném prostoru, hlavně v pásnu pobytu a ve venkovním vzduchu,

19. vznik škodlivin nebiologického původu, a to jak vlastních, tak cizích, jejich složení (toxicitu) a koncentraci,

20. intenzitu osvětlení v jednotlivých částech pásmy pobytu a maximální rozdíl v intenzitě osvětlení,

21. intenzitu hluku a vibrací v jednotlivých částech pásma pobytu,

22. skutečnou užitkovost zvířat v jednotlivých místech pásma pobytu a stanovení podílu ventilačního systému na užitkovosti,

23. celkové roční náklady na provoz ventilačního systému, v přepočtu na jednotku produkce, popřípadě na jedno zvíře,

24. celkové posouzení ventilačního systému,

25. náročnost na obsluhu, údržbu a seřizování, spotřeby provozních hmot a náhradních dílů.

Klimatizační nebo ventilační systém s částečnou úpravou vzduchu se hodnotí podle stejných kritérií s doplněním a zhodnocením specifických kritérií (např. podle spotřeby tepla, chladu, vody a dalších provozních hmot — čistících prostředků, atd.).

Pro určitý ventilační systém a určité provozní podmínky se pro příslušnou skupinu zkoušek vyberou hlavní a rozhodující kritéria podle bodu 1 až 25 s případným dalším doplněním o specifická kritéria. Každá skupina zkoušek se vyhodnocuje samostatně. Pozitivní výsledek hodnocení funkčních zkoušek jednotlivých částí a poloprovozních zkoušek je předpokladem pro souhlas pokračování v montáži. Při negativním hodnocení se nejdříve musí odstranit zjištěné nedostatky. Pozitivní hodnocení ventilačního systému při poloprovozních zkouškách je současně předpokladem k předběžnému souhlasu k uvedení do provozu. Pozitivní hodnocení ventilačního systému při provozních zkouškách je předpokladem pro souhlas s trvalým provozem. Systém by měl pak pracovat bez závad. Pozitivní hodnocení ověřovacích zkoušek je předpokladem pro další provoz.

Hodnocení ventilačních systémů na základě úplných zkoušek ventilačních systémů a klimatizačních systémů v moderní velkovýrobě s vysokou biologickou a technickou zátěží je velice důležité. Ztráty na užitkovosti a zdraví, které mohou nastat vlivem nepohody prostředí, nečistotami vzduchu a dalšími vlivy, mohou dosáhnout velmi značných hodnot. Škody někdy nemohou být ani dobře vyjádřeny, neboť se jejich velká část projevuje skrytě. Přitom je dnes již průkazně zjištěn vliv vnějšího prostředí (pohody prostředí) na užitkovost, zdraví zvířat, dlouhověkost, rozmnožování, kvalitu produktu atd.

Zkoušky ventilačních systémů a jejich hodnocení považujeme za preventivní opatření při zajišťování správné a bezporuchové činnosti systémů, které jsou předpokladem pro maximální využití přirozené produkční schopnosti živých organismů a pro hospodárné využití krmiva. Následkem toho a dalších vlivů se přímo ovlivňuje také účinnost živé práce.

Účelem článku nebylo uvést podrobné konkrétní rozpracování metodik jednotlivých stupňů zkoušek, postupů při měření jednotlivých parametrů a vyhodnocování měření. Nejsou uváděny směrné hodnoty jednotlivých kritérií, neboť se — podobně jako metodika, postupy a vyhodnocení měření — případ od případu mění. Tak např. stáj slouží pro jiný druh zvířat, jsou rozdílné kapacity stájí, je použita jiná technologie a strojně technologické zařízení, jsou odlišné přírodní podmínky, stáj je jiného typu atd. Článek má proto charakter širší obecnosti, kterou je nutné na konkrétní podmínky rozpracovat. Technika měření, metodiky zkoušek, přístroje pro měření a postupy, způsob vyhodnocování naměřených hodnot, optimální a měrné hodnoty jsou uvedeny v literatuře.

Literatura

- HAUPMAN J., 1968, Výzkum vlivu klimatických činitelů na etologii skotu. Dílčí zpráva ÚVÚŽV.
- HRADIL, MAŠEK V., HEIS, 1964, Pokus o vyjádření ekonomických ztrát způsobených průmyslovými exhalacemi na užitkovost skotu v ostravské oblasti. Veterinářství 14 : 472-474.
- KADLEC V., 1968, Zpráva o zkoušce ventilačního zařízení pro chov nosnic s aktivní částí Big Dutchman a pasivní částí Bios Sedlčany. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1968, Zpráva o zkoušce ventilačního zařízení drůbežárny typu „Jeseník“ na JZD Řepníky. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1969, Zkoušky, měření a analýza zjištěných hodnot u zařízení pro větrání a ohřívání vzduchu drůbežárny typu „Jeseník“ na JZD Křetín.
- KADLEC V., 1969, Podklady pro výpočet výkonnosti větracích systémů s ohledem na škodliviny nebiologického původu. Sborník prací FM VŠZ Praha : 73-106.
- KADLEC V., 1969, Zpráva o funkčních zkouškách ventilačního zařízení, dosahovaných hodnotách sledovaných parametrů v halách typu „Jeseník“ pro chov nosnic v klecích na JZD Viničné Šumice. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1969, Zpráva o provozních zkouškách ventilačního zařízení v halách typu „Jeseník“ pro chov drůbeže na hluboké podestýlce na JZD Skupice. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1969, Výzkum proudění vzduchu v zemědělských objektech. Knihovna VŠZ Praha, svazek 1 a 2.
- KADLEC V., 1970, Projekt ventilačního systému pro rekonstruovaný kravín K-174 pro klecový chov nosnic na 18 až 30 tisíc nosnic na JZD Skupice. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1970, Proudění vzduchu v halách pro chov nosnic. Zem. technika 3 : 119-130.
- KADLEC V., 1971, Projekt technologického zařízení a ventilačního systému pro kravín rekonstruovaný pro výkrm prasat na 350 až 600 kusů. Knihovna katedry VSTP.

- KADLEC V., 1971, Problematika projektování mechanizačních systémů ve vnitrostátnkové výrobě. Sborník prací FM VŠZ Praha :17-34.
- KADLEC V., 1971, Zviditelňování proudů vzduchu ve větraných prostorách. Zem. technika 2 :75-84.
- KADLEC V., 1972, Zpráva o funkčních, poloprovozních, provozních a ověřovacích zkouškách ventilačního systému v rekonstruovaném kravině pro klecový chov nosnic s kapacitou 18 tisíc nosnic. Knihovna katedry VSTP.
- KADLEC V., 1972, Zpráva o funkčních zkouškách ventilačního systému. Knihovna katedry VSTP.
- MASEK V., HAIS, HRADIL, 1967, Vliv průmyslových exhalací na Ostravsku na užítkovost skotu. Náš chov 9.
- NELSON G. L., 1959, Účinky klimatu a proudění na skot s masnou užítkovostí. Agricultural Engineering 9 :540-544.

Došlo dne 7. 3. 1972

Оценка систем вентиляции, применяемых в сельском хозяйстве

Статья посвящена проблематике систематического текущего испытания системы вентиляции как таковой и как составной части, начиная монтажом вплоть до сдачи в эксплуатацию и в ходе эксплуатации с целью объективной оценки. Так как системы вентиляции, применяемые в сельском хозяйстве работают в очень сложных и переменных условиях, при довольно высокой биологической и технической нагрузке, испытание и оценка каждой системы вентиляции имеет чрезвычайное значение. Значение подчеркивает и тот факт, что практические испытания и измерение разных систем вентиляции в разных типах животноводческих помещений с разной биологической и технической нагрузкой, с разной технологией производства и машинным оборудованием, с разными климатическими и природными условиями и другими отличительными чертами, требуют того, чтобы проект вентиляционной системы или системы кондиционирования воздуха в каждом отдельном случае составлялся самостоятельно. Статья построена на основе обширных испытаний и изучения вентиляционных приспособлений.

Evaluation of Fanning Systems in Agricultural Operation

The paper deals with the problems of a systematic current testing of the fanning system as a whole and as a component part from the beginning of the mounting until the handing over for and in the course of operation, and that for the purpose of an objective evaluation. As in the agricultural operation fanning systems work under very intricate and variable conditions with a considerably high biological and technical load, testing and evaluation of high biological and technical load, testing and evaluation of every fanning system is of exceptional importance. This importance is confirmed also by the fact that practical tests and measuring of various fanning systems in different types of animal houses with a different biological and technical load, with different technologies of production and mechanical equipment, with different climatic and natural conditions, and with further differences, all these demand that the project of the fanning or climatization system should be solved separately from case to case. This paper has been worked out on the basis of comprehensive tests and of investigation of fanning equipment.

Einschätzung der Lüftungssysteme im landwirtschaftlichen Betriebe

Der Aufsatz behandelt die Problematik der systematischen durchlaufenden Prüfung des Lüftungssystems sowohl als Gesamtgruppe als auch Teilgruppen von dem Beginn der Montage bis zur Inbetriebnahme und während des Betriebes zwecks einer objektiven Einschätzung. Da die Lüftungssysteme im landwirtschaftlichen Betriebe unter sehr komplizierten und veränderlichen Bedingungen sowie bei sehr hoher biologischer und technischer Belastung arbeiten, ist die Prüfung und Auswertung jedes Lüftungssystems von außerordentlicher Bedeutung. Das unterstreicht auch die Tatsache, daß praktische Prüfungen und Messungen ver-

schiedener Lüftungssysteme in verschiedenen Stalltypen, mit verschiedener biologischer und technischer Belastung, mit verschiedener Produktionstechnologie und Maschinenausrüstungen, mit verschiedenen Witterungs- und Naturbedingungen und weiteren Abweichungen erfordern, daß das Projekt des Lüftungssystemes, bzw. Klimatisierungssystemes vom Fall zu Fall unabhängig gelöst wird. Der Aufsatz ist aufgrund umfangreicher Prüfungen und Forschung über Lüftungssysteme bearbeitet worden.

Adresa autora:

Doc. ing. Vladimír K a d l e c, CSc., katedra využití STP, mechanizační fakulta VSZ, Praha 6 - Suchbát

Výběr z nových přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny UVTI
na úseku zemědělská technika

C 21.021

Spravočník po oborudovaniju zerno — pererabotyvajuščich predpriyatij. Moskva, Kolos 1970. 431 s. 261 dbr. tab. (Obilí — posklizňová úprava — mechanizace — příručky / Obilí — zpracování — stroje a zařízení — příručky)

GROCHOWICZ J.

D 59.663

Maszyny do czyszczenia i sortowania nasion. Warszawa, PWRiL 1971. 316 s. obr. tab. (Semena — čištění — mechanizace — příručky / Čistící a třídící stroje — semena)

OTT A.

D 58.806/1

Mechanisierung des Futterbaues in Hanglagen. Untersuchung über den Stand sowie über technische und wirtschaftliche Möglichkeiten des Maschineneinsatzes in schweizerischen Hangbetrieben. Zürich, Jurie Druckverlag 1970. 190 s. obr. tab. mp. (Pícninářské stroje — půdy svahové — příručky)

MANFREDI E., CAPELLI G.

D 55.447/85

Osservazioni sulle attrezzature per la raccolta, conservazione e preparazione dei foraggi. Milano, Soc. italiana per il progresso della zootecnica 1970. S. 303-326. 5 obr. 1 tab. (Sklízecí stroje — pícniny / Pícniny — konservace — mechanizace / Krmiva — příprava — mechanizace)

FRANCIA E.

D 55.447/85

Danneggiamenti al prodotto e perdite derivanti dell'impiego di macchine combinate in collina. Bologna, Ist. di meccanica agraria 1970. S. 171-212. 34-55 obr. 7 tab. (Agrotechnické stroje — řepa — půdy svahové — výzkum)

BARALDI G.

D 55.447/86

La meccanizzazione della barbabietola da zucchero. Bologna, Ist. di meccanica agraria 1970. S. 65-108. 75 obr. tab. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — výzkum — Itálie)

**PŘEHLED KANDIDÁTSKÝCH PRACÍ PRACOVNÍKŮ FAKULTY,
OBHÁJENÝCH NA FAKULTĚ MECHANIZACE**

Jméno	Téma	Obhájeno v roce
1. Neubauer Karel ing. doc.:	Teorie, výzkum a návrh na výpočet přihraněče obilních sklizňových strojů	1957
2. Kadlec Vladimír ing. doc.:	Výzkum dojíčích strojů s teoretickým rozбором	1958
3. Thér Miroslav ing. doc.:	Vlastnosti drobného omlatu žací mlátičky z hlediska čistění	1959
4. Pejša Ladislav ing. doc.:	Využití keramického tavidla pro navařování součástí zemědělských strojů a traktorů	1960
5. Havlíček Jaroslav ing. doc.:	Některé vlastnosti elektrolytický vyloučeného železa s ohledem na jeho použitelnost při opravách traktorů a zemědělských strojů	1960
6. Friedman Mikuláš ing. doc.:	Silové poměry u automatického zvedacího ústrojí pluhu	1961
7. Ondřej Ladislav ing. doc.:	Stanovení optimálních technologických parametrů agregátů	1961
8. Petr Oldřich ing. doc.:	Velikost pracovního okruhu opraven traktorů a jeho vliv na náklady za opravy	1962
9. Růžička Milan ing. doc.:	Vliv seřízení vstřikovacího zařízení na základní ukazatele spalovacího motoru	1963
10. Sedláček Vladimír ing.:	Obecné zásady pro volbu zbytkových nevyvážeností tuhých rotorů zemědělských strojů	1964
11. Mašek Václav ing.:	Stanovení kinetické energie dopadajících kapek při zadešťování	1965
12. Wanner Jan ing. prof.:	Príspevek k vyšetření a rozboru půdních odporů při orbě pluhem	1965
13. Velda Karel ing. doc.:	Význam separace zrna ze slámy	1966
14. Rajnoch Miroslav ing.:	Možnost čistění cukrovky při sklizni	1966
15. Jírka Miloš ing.:	Použití kmitající uhlíkové elektrody pro povrchové kalení součástí při opravách zemědělských strojů	1966
16. Břečka Josef ing.:	Prosévání půdy na dopravníku s ohledem na mechanické poškození brambor	1967

Jméno	Téma	Obhájeno v roce
17. Šrámek Bohumil ing.:	Příspěvek k použití metody lokálního ohřevu u svarových spojů tenkostěnných profilů	1968
18. Hanousek Blahoslav ing.:	Vliv rostlinných příměsí v technologickém procesu sklizeče brambor	1968
19. Petrbok Kamil ing.:	Návrh vhodného tvaru impulsů elektrických ohradníků	1969
20. Vorlíček Jindřich ing.:	Rozbor energetické náročnosti dojíacího stroje	1969
21. Vopálenský Václav ing.:	Vztah mezi opotřebením vybraných přesných součástí vstřikovacího čerpadla a jeho provozními parametry	1969
22. Šír Věroslav ing.:	Aplikace fyzikálních měřicích metod v zemědělské mechanizaci	1969
23. Blažek Pavel ing.:	Aplikace ekonomického kritéria při stanovení mezního opotřebení vybraných součástí motoru	1971
24. Legát Václav ing.:	Využití některých charakteristik spolehlivosti k optimalizaci opravárenské činnosti	1971
25. Štěpán Miroslav ing.:	Příspěvek k možnostem řešení optimalizace na základě teorie hromadné obsluhy	1971
26. Vítek Václav ing.:	Návrh snímače pro plynulé měření vlhkosti obilí v dopravní lince a experimentální zjištění jeho elektrických vlastností	1972
27. Zachariáš Ladislav ing.:	Použití bodů a středů Burmestera při kinematické syntéze rovinných mechanismu zemědělských strojů	1972
28. Suchý Vladimír ing.:	Pracovní vlastnosti polopásových traktorů	1972

soké školy zemědělské v Praze	333
Zachariáš L.: Převodové poměry a transformační úhly hydraulických mechanismů s kývajícím válcem a vahadlem	337
Prokop K., Linhart F.: Stochastický model dynamiky soustavy „Sklizeň-dopravní prostředky-sklad“ a jeho použití pro simulaci na samočinném počítači	347
Vítek V.: Faktory ovlivňující impedanci snímače pro měření vlhkosti obilí	363
Šmícr V.: Návrh tlakové regulace pro hydrauliku Zetormatic	369
Hrubý J., Vrba V.: Pevnost polyethylenových hadic při vnitřním přetlaku	377
Mašek V.: Vliv větru na dostřik u postřikovače	385
Břečka J., Hanousek B.: Agrofyzikální vlastnosti brambor	407
Hrubý J., Hejkal K.: Problémy sklizně máku	421
Štěpán M.: Ná vaznost jako ekonomicko organizační předpoklad pro řízení a nasazení zemědělské techniky ve skupinách	429
Legát V.: Využití některých charakteristik spolehlivosti k optimalizaci systémů oprav	437
Kadlec V.: Hodnocení ventilačních systémů v zemědělském provozu	453
Přehled kandidátských prací pracovníků fakulty, obhájených na fakultě mechanizace	469

СОДЕРЖАНИЕ

Захариаш Л.: Передаточные отношения и трансформационные углы гидравлических механизмов с качающимся цилиндром и балансом (344). — Прокоп К., Лингарт Ф.: Стохастическая модель динамики системы «уборочные машины — транспортные средства — склад» и ее применение для симуляции на электронно-вычислительной машине (360). — Витек В.: Факторы, действующие на полное сопротивление устройства для измерения влажности зерна (367). — Шмичр В.: Проект регулирования давления для гидравлики Зеторматик (375). — Грубы Й., Врба В.: Прочность полиэтиленовых шлангов при внутреннем сверхатмосферном давлении (383). — Машек В.: Влияние ветра на радиус действия опрыскивателей (395). — Бржечка Й., Ганouseк Б.: Об агрофизических свойствах картофеля (408). — Грубы Й., Гейкал К.: Проблемы уборки мака (416). — Штепан М.: Сопряженность как экономическо-организационное условие для управления сельскохозяйственной техникой и ее внедрения по группам (425). — Легат В.: Использование некоторых характеристик надежности для оптимизации систем ремонтных работ (441). — Кадлец В.: Оценка систем вентиляции, применяемых в сельском хозяйстве (455).

CONTENT

Zachariáš L.: The Gear Ratios and the Transformation Angles of Hydraulic Mechanisms with a Swinging Cylinder Balance Beam (345). — Prokop K., Linhart F.: A Stochastic Model of the Dynamics of the System "Harvesters—Means of Transport—Storehouse" and its Application for Simulation on the Computer (360). — Vítek V.: The Factors Affecting the Impedance of the Scanner for the Measuring of the Moisture of Cereals (367). — Šmícr V.: A Proposal for a Pressure Regulation for the Zetormatic Hydraulic Device (376). — Hrubý J., Vrba V.: The Strength of Polyethylene Hoses in the Case of Internal Overpressure (384). — Mašek V.: The Influence of Wind on the Range of Sprayers (396). — Břečka J., Hanousek B.: On the Agrophysical Properties of Potatoes (409). — Hrubý J., Hejkal K.: Problems of the Harvesting of Poppy (416). — Štěpán M.: Continuity as the Economic and Organizational Prerequisite for the Management and Exploitation of Farm Machines in Groups (425). — Legát V.: Application of Certain Characteristics of Reliability for an Optimization of the System of Repairs (442). — Kadlec V.: Evaluation of Fanning Systems in Agricultural Operation (456).
--

Zachariáš L.: Übersetzungsverhältnisse und Verwandlungswinkel der hydraulischen Mechanismen mit einem Schwingzylinder und -hebel (345). — Prokop K., Linhart F.: Stochastisches Modell der Dynamik des Systems „Erntemaschinen-Transportmittel-Lager“ und dessen Anwendung für die Nachbildung auf der automatischen Rechenmaschine (361). — Vitek V.: Die Impedanz eines Gebers für die Messung der Getreidefeuchtigkeit beeinflussenden Faktoren (367). — Šmídr V.: Entwurf der Druckregelung für die Zetormatic-Hydraulik (376). — Hrubý J., Vrba V.: Festigkeit der Polyäthylenschläuche bei dem inneren Überdruck (384). — Mašek V.: Einfluß des Windes auf die Spritzweite von Spritzgeräten (396). — Břečka J., Hanousek B.: Beitrag zu den agrophysikalischen Kartoffeleigenschaften (409). — Hrubý J., Hejkal K.: Probleme der Mohnerte (417). — Štěpán M.: Kontinuität als ökonomisch-organisationsmäßige Voraussetzung für die Leitung und für das Einsetzen der Landtechnik in Gruppen (425). — Legát V.: Anwendung einiger Charakteristiken der Betriebssicherheit zur Optimierung der Reparatursysteme (442). — Kadlec V.: Einschätzung der Lüftungssysteme im Landwirtschaftlichen Betriebe (456).

TABLE DES MATIÈRES

Zachariáš L.: Rapports de transmission et angles de transformation des mécanismes hydrauliques à rouleau et fléau à pendule (Res. An, Al/345). — Prokop K., Linhart F.: Modèle stochastique de la dynamique du système: «récolteuse - moyen de transport - dépôt» et son utilisation pour la simulation à l'ordinateur (362). — Vitek V.: Facteurs influençant les capteurs destinés à mesurer l'humidité des céréales (Res. An, Al/367). — Šmídr V.: Projet de réglage de pression pour l'hydraulique Zetormatic (Res. An, Al/376). — Hrubý J., Vrba V.: Résistance des tuyaux de polyéthylène pendant la surpression interne (Res. An, Al/384). — Mašek V.: Influence du vent sur la portée du jet d'eau des asperseurs (Res. An, Al/396). — Břečka J., Hanousek B.: Contribution aux propriétés agrophysiques des pommes de terre (Res. An, Al/409). — Hrubý J., Hejkal K.: Problèmes de la récolte de l'oëillette (Res. An/426, Al/417). — Štěpán M.: Enchaînement comme condition économique et organisationnelle pour la gestion et l'application de la technique agricole en groupes (426). — Legát V.: Utilisation de certaines caractéristiques de fiabilité à l'optimisation des systèmes de réparation (Res. An, Al/442). — Kadlec V.: Evaluation des systèmes de ventilation dans l'exploitation agricole (Res. An, Al/456).

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS – ústřední expedice tisku, administrace odborného 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, Ležerova 22, Praha 2.