VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

7

ROČNÍK 13 (XL)
PRAHA,
ČERVENEC 1967
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZVž

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Karel Bernhard, ing. Josef Dovrtěl, ing. Stanislav Haš, ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Šteffl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc.

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZVž, Praha 1967

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbory a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství a výživy. 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 Институт научно-технической информации Министерства сельского хозяйства и питания. 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 of the Ministry of Agriculture and Food. 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 des Ministeriums für Landwirtschaft und Ernährung. Erscheint monatlich. Redaktion Prag 2, Slezská 7.

■

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

A. Grečenko

VLIV NĚKOLIKA ALTERNATIV PODVOZKU KOLOVÉHO TRAKTORU NA NAPĚTÍ V PŮDĚ

631.372.011.1

1. PŘEDMĚT A DŮVOD MĚŘENÍ

V minulých letech byla část výzkumné práce na katedře traktorů fakulty mechanizace VŠZ v Praze zaměřena na hodnocení efektivnosti hnacího ústrojí kolového traktoru. Bylo sledováno jak základní uspořádání tohoto ústrojí, tak i některé jeho alternativy. Podmínky měření a hlavně způsob vyhodnocení byly voleny takovým způsobem, aby závěry měly pokud možno obecnou platnost.

Efektivnost hnacího ústrojí energetického prostředku určují především tito činitelé:

1. záběrové vlastnosti ústrojí a tahové ukazatele traktoru,
2. mechanické působení na půdu,
3. odolnost proti opotřebení.

Za typický model traktoru byl zvolen Zetor 3011, jehož základním hnacím ústrojím byla dvě jednoduchá kola s plášti 11—28 na ráfcích W 10 X 28. V dalším textu bude toto jednoduché kolo označováno symbolem *JM*.

Zkoušené alternativy, jichž se týká tato práce, byly:

a) zdvojené kolo (dvojitá montáž) 2 X 11—28 . . . . . *DM*

b) gumotextilní polopás sériového provedení s hnacím kolem 11—28 a vodicím kolem 6,00—16 (Z-3016) . . . . . *PP*

Některá měření se týkala též předních kol s plášti 6,00—16 na ráfcích 4,00E X 16 — označení v textu zní *PK*.

Sledováním prvního a druhého bodu efektivnosti hnacího ústrojí se zabývala příslušná výzkumná zpráva [8]. Předkládaná práce je věnována výlučně druhému bodu efektivnosti, tj. mechanickému působení traktoru na půdu. Jde o otázku nejen zajímavou po odborné stránce, nýbrž i o dílčí řešení problému značného praktického významu (stlačování půdy mechanizačními prostředky), který byl u nás dosud jen zřídka publikován.

Mechanické působení hnacího ústrojí traktoru na půdu se projevuje napjatostí v půdě a s ní spojenou její deformací, kterou lze ve smyslu zmenšení objemu nazývat zhutněním či stlačením. Agrotechnicky důležité by bylo stanovit zhutnění půdy, z něhož by se mohlo usuzovat na podmínky růstu i sklizně plodin. S ohledem na porovnání hnacích ústrojí stačí v zásadě sledovat jen napjatost. Je zcela logické, že většímu napětí přísluší též větší zhutnění. Nabízí se tak možnost alespoň kvalitativně toto zhutnění ocenit.

Při sledování účinku hnacího ústrojí traktoru na půdu je nutno rozlišovat tyto veličiny:

— tlak vzduchu v pneumatice — p (kp cm^{-2}), p_p — přední kolo traktoru, p_z — hnací kolo, p_z' — vodicí kolo polopásu;
— kontaktní tlak v dosedací ploše — q (kp cm^{-2}), q_s — střední velikost kontaktního tlaku;
— kontaktní zatížení na jednotku délky — q (kp cm^{-1});
— napětí v půdě (zemině) — σ (kp cm^{-2}).

Napjatost v určitém bodě půdního poloprostoru lze obecně vyjádřit třemi vzájemně kolmými normálnými napětími a třemi dvojicemi sdružených smykových napětí. V každém bodě však existují tři vzájemně kolmé směry normálných napětí, pro něž smyková napětí vymizí. Tato normálná napětí se pak nazývají hlavní napětí, z nichž dvě co do velikosti nabývají extrémních hodnot (největší a nejmenší napětí). Teorie stlačování půdy a její aplikace na terénní vozidla byly osvětleny v autorově práci z r. 1966 [3].

Nachází-li se element půdy v ose zatížení, je svislá složka napjatosti totožná s větším hlavním napětím a současně pro určitou hloubku udává největší možné napětí. Měření tohoto svislého napětí je nejjednodušší. Proto jsme se zaměřili na tento případ. K porovnání vlivu jednotlivých druhů hnacího ústrojí se stejnou pneumatikou není třeba zjišťovat stav napjatosti v celé svislé rovině kolmé na směr jízdy, v níž izochromy, popř. izobary napětí tvoří tzv. tlakové cibule [6].

Půda, která má nejmenší objemovou hmotu bezprostředně po prokypření, je zhutňována jednak vlivem přirozených půdotvorných procesů (vliv vlastní tíhy, působení vody, činnost organismů apod.), jednak vnějším silovým účinkem zejména pojezdového ústrojí mechanizačních prostředků. Zemědělské plodiny dávají nejlepší výnosy při určité optimální ulehlosti či zhutnění orné vrstvy půdy [7].

Vliv pojezdu mechanizačních prostředků na výnosy plodin by se mohl projevit příznivě v tom případě, kdyby tyto prostředky zvýšily v určitém profilu půdy přirozenou ulehlost asi na hodnotu optimálního zhutnění. Takovýto účinek je zatím velmi problematický. Kyprá či vlhká půda je mechanizačními prostředky zhutňována převážně škodlivě, tj. v horní vrstvě nad mez optimálního zhutnění. Vytváření koleje představuje navíc nežádoucí přemisťování částic půdy a tím porušování struktury, jež se popřípadě již vytvořila. Z uvedených důvodů je žádoucí, aby kontaktní tlak pojížděcího ústrojí, a to zejména u traktorů, byl snižován na agrotechnicky, provozně i konstrukčně přijatelnou hodnotu. Podle potřeby by pak mohlo být plošné zhutnění půdy na optimální hodnotu dosaženo jen nářadím stavěným k tomu účelu.

K dokreslení vlivu pojížděcího ústrojí na půdu je nutno uvést, že zhutňována bývá též podorniční vrstva, jež nebývá pravidelně prokypřována. Kombinovaným účinkem pojížděcího ústrojí např. traktoru, plužních těles [5] a za spolupůsobení minerálních hnojiv se vytváří zpevněná vrstva, která těžko propouští vodu a je překážkou pronikání kořenů rostlin. Není příliš správný názor, že vliv pojížděcího ústrojí se v tomto případě projeví zhutněnými pásy, zatímco prostor mezi stopami není zasažen. Celoročním provozem po poli, opakovaným několik let po sobě, se podorniční vrstva ztuží v souvislé ploše. Typický příklad z bramborářských farem na New Jersey v r. 1950 uvedl Blake [1]: Za jednu sezónu připadlo na 1 ha půdy okolo 80 km přejezdů. Byly-li jízdy alespoň poněkud rovnoměrně rozloženy, znamenalo to ve skutečnosti plošné zhutnění celého pozemku. Snížením počtu přejezdů vzrostly výnosy brambor.

Možnosti omezit škodlivé zhutňování půdy jsou tudíž v podstatě dvě:
— zmenšit zatížení půdy pojížděcím ústrojím,
— snížit provoz na poli na nejmenší míru metodou minimálního obdělávání pozemku.

Tato studie, jak již bylo řečeno, je věnována posouzení různých druhů hnacího ústrojí kolového traktoru se zřetelem k prvnímu bodu.

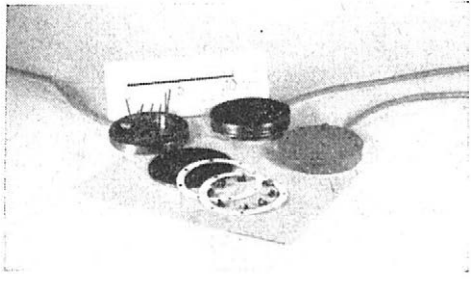
2. ZPŮSOB MĚŘENÍ

K měření napjatosti v půdě při pohybu traktoru bylo použito principu amerického tenzometrického čidla „A-cell" podle Coopera, Vanden-Berga a dalších spoluautorů [2]. Zdůvodnění čidla typu G zkonstruovaného autorem této práce, které bylo použito k měření, jakož i jeho stručný popis byl uveřejněn v r. 1966 [3].

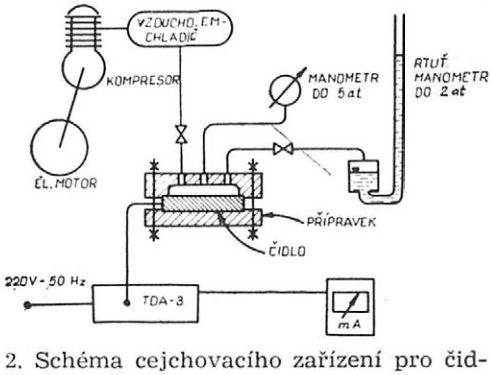
Vzhledem k použitým tenzometrům Mikrotechna M 120 má čidlo G poněkud větší průměr (73 mm) než americký typ [3], je však nižší (12 mm) (obr. 1). Dodržení malé výšky čidla je třeba považovat za výhodu. Průměr membrány čidla musí odpovídat velikosti největších zrn zeminy, v níž se měří. Platí zde snad jistá obdoba principu neurčitosti, známého z fyziky: je-li čidlo velmi malé, je známo přesně místo, v němž bylo napětí změřeno — ovšem nezjistí se přesně skutečná výše napětí; je-li čidlo většího průměru, představuje naměřená hodnota s dobrou přesností (vzhledem k cejchování) střední napětí v příslušné ploše, a tedy nikoliv v určitém bodě. Čidlo G vnímá napětí v zemině jako vnější kolmý tlak zeminy na membránu a tudíž zjišťuje napětí pouze v jediném zvoleném směru. Je stavěno pro snímání napětí v rozmezí od 0,02 do 2,0 at.

Čidlo bylo cejchováno stlačeným vzduchem ve zvláštním přípravku. Schéma cejchovacího zařízení je znázorněno na obrázku 2. Cejchovací čáry jsou přímky do tlaku 1,0 at s mírným zakřivením do 2,0 at [8].

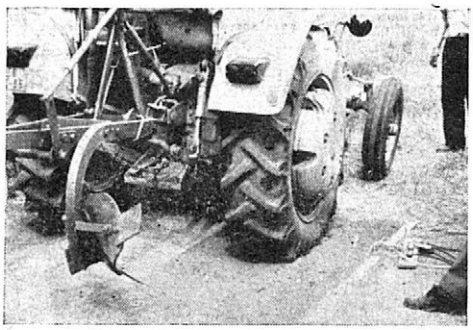
Měřicí prostor tvořila svařovaná krabice s půdorysnými rozměry 100 × 120 cm a hloubkou 60 cm. Krabice měla plně vytvořeny jen boční stěny a dno a byla zapuštěna do půdy až po vodicí úhelníky (obr. 3). Schéma měřicího a nájezdového prostoru se třemi čidly v hloubkách 15, 25 a 35 cm je na obrázku 4. Čidla byla rozmístěna tak, aby nad každým byla volná vrstva zeminy. Minimálně doporučené zahloubení čidla je 15 cm vzhledem k záběru zubů pláště. Tři čidla ve třech hloubkách byla volena především proto, že znamenají minimálně možnou hranici počtu informací k sestrojení plynulé křivky.



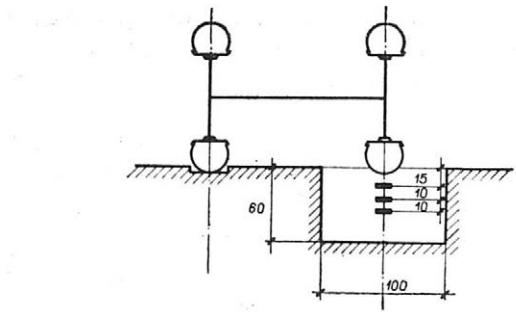
1. Tlakoměrné čidlo typu G pro tenzometry M 120 [8]

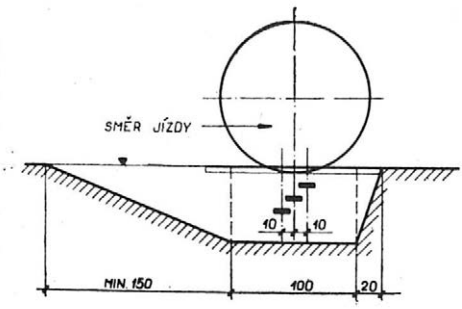


2. Schéma cejchovacího zařízení pro čidla typu G



3. Na měřicí prostor najíždí pozpátku traktor s neseným dvouradličným pluhem jako přítěží. Měřicí prostor ohraničují vodicí úhelníky svařované krabice, jež byla zapuštěna do země





4. Uspořádání měřicího prostoru se třemi čidly

Půdní náplň měřicího prostoru byla proseta. Prostor byl plněn po vrstvách 5 cm, které byly jedna po druhé pěchovány na předpětí cca 0,04 kg/cm^2, odpovídající značně prokypřené půdě.

Zahloubení čidel před jízdou a po ní bylo zjišťováno přímým měřením pravítkem, opřeným o vodicí úhelníky svařované krabice. Připravenost náplně byla kontrolována vpichovací zkouškou kruhovým razidlem se stálým zatížením a byl odebrán vzorek půdy Kopeckého válečkem.

Druhy a zásadní postup měření:

a) Pomalý nájezd hnacího kola pozpátku (základní měření) tak, aby střed kola přejel nad všemi čidly, aby se však kolo zastavilo ještě v měřicím prostoru (obr. 3). Vytlačená stopa byla zviditelněna obstříknutím roztokem vápna. Traktor byl částečně nadzvednut zvedákem a dalším traktorem vytažen z měřicího prostoru. Neporušená stopa byla proměřena. Dva důležité tvary stop jsou uve-

5. Tvary dosedací plochy pneumatiky 11—28 na kypré zemině v měřicím prostoru: a) jednoduché kolo, tlak huštění 0,8 at; b) zdvojené kolo, tlak huštění rovněž 0,8 at

deny na obrázku 5. Nájezd byl podruhé opakován do již vytlačené stopy.

b) Průjezd traktoru rychlostí 3,5 až 7 km/h, několikrát opakovaný.

c) Průběh kontaktního tlaku pod polopásem. K měření bylo použito běžného čidla ve spojení s přípravkem. Čidlo bylo umístěno na ocelové základové desce v mírně vyhloubené půdě a přikryto silnou pěnovou gumou s pevnou krycí destičkou. Traktor při měření najížděl tak, aby příčka polopásu dosedla přesně na střed destičky. Prostřednictvím pěnové gumy zatěžovala destička membránu čidla přibližně rovnoměrným tlakem, takže pro vyhodnocení průběhu kontaktního zatížení na jednotku délky mohlo být použito cejchovací křivky čidla. Stupnice q byla vynesena porovnáním střední hodnoty křivky kontaktního zatížení se známou průměrnou velikostí kontaktního tlaku na jeden polopás.

3. SYSTÉM A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Celkem bylo uskutečněno 39 nezávislých měření napjatosti či kontaktního tlaku, z nichž 34 poskytlo zpracovatelné výsledky. Měřeno bylo s hnacími ústrojími typu *JM*, *DM*, *PP* při nájezdech (a) i průjezdech (b), s předním kolem *PK* jen při průjezdech a u *PP* byl stanoven též průběh kontaktního tlaku. Některá měření byla úmyslně opakována pro kontrolu reprodukovatelnosti výsledků nebo k doplnění nezdařených zápisů.

I. Údaje o zatížení jednotlivých druhů hnacího ústrojí

Druh hnacího ústrojí	Provozní stav traktoru s neseným pluhem	Provozní tíha (kp)				
		celkem	jedna strana			
			přední kolo 6,00–16	hnací kolo 11–28	napínací kolo 6,00–16	polopás na zemi
JM	stojí[1])	2330	235	930	–	–
	jede vpřed[2])	2330	200	965	–	–
DM	stojí[1])	2310	235	920	–	–
	jede vpřed[2])	2310	200	955	–	–
PP	stojí, pás svlečen	2610	235	950	120	–
	stojí, pás nasazen[1])	2870	235	1000	160	40[4])
	jede vpřed[2])	2870	195	907[3])	293[3])	40[4])

[1]) Údaje uvažovány při nájezdech traktoru pozpátku.
[2]) Údaje uvažovány při průjezdech traktoru (vliv momentu odporu valení).
[3]) Zjištěno měřením kontaktního zatížení.
[4]) Rozbor tíhy jednoho polopásu (kp):

napínací kolo	40
závaží	40
konzola s pérem	60
pás	130
celkem	270 kp

Hnací kolo traktoru je při použití polopásu dotíženo cca o 20 kp konzoly (vliv péra) a o 50 kp pásu. Napínací kolo polopásu nese tíhu 40 (kolo) + 40 (závaží) + 40 (konzola) + + 40 (pás) = 160 kp. Zbylých 40 kp se opírá přímo o půdu.

II. Únosnost pláště 11—28 (kp) podle Katalogu Barum 1965

p_z (at)	Základní	Zvýšená
0,8	860	1160
1,0	970	1210
1,5	1220	1465

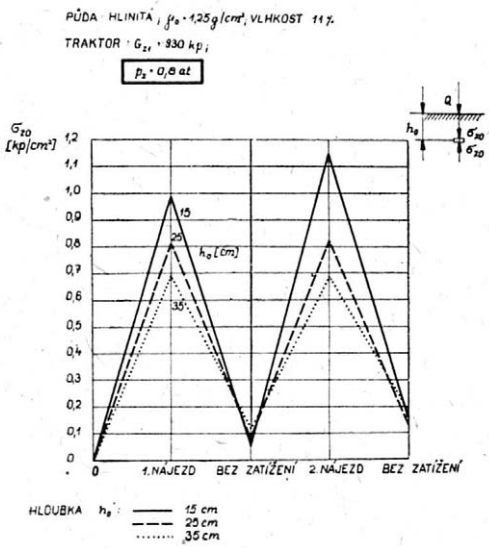
Tlaky vzduchu v hnacích pneumatikách 0,8 a 1,2 at (*JM*, *DM*) byly voleny jako meze vhodné pro práci na poli. V předních pneumatikách byl udržován tlak 2,0 at. U polopásové úpravy je vhodné hustit hnací pneumatiky na tlak 1,0 at.

Zemina připravená v měřicím prostoru byla rovnoměrně prokypřena do hloubky 60 cm a jemně upěchována na předpětí 0,04 at. Měla tyto průměrné hodnoty:

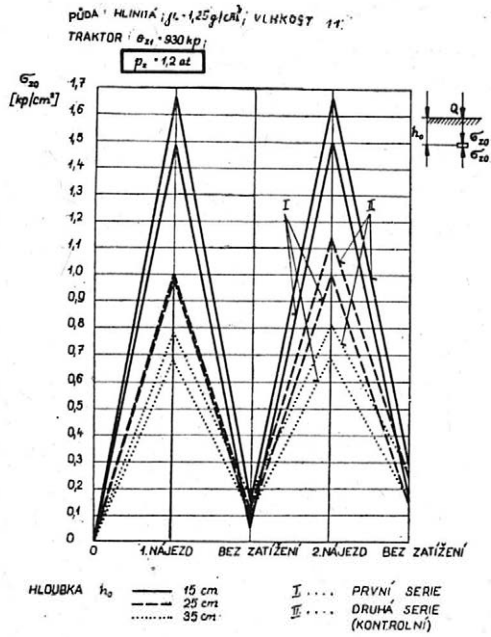
a) objemová hmota $\gamma_o = 1{,}25$ g cm^{-3} (1,36 g cm^{-3}), vlhkost $w_o = 11$ % (21 %), pórovitost $n_o = 57$ % (57 %);

b) konzistenční meze (Atterberg): vláčnost 22,6 %, tekutost 38,4 %, index plasticity $IP = 15{,}8$ %;

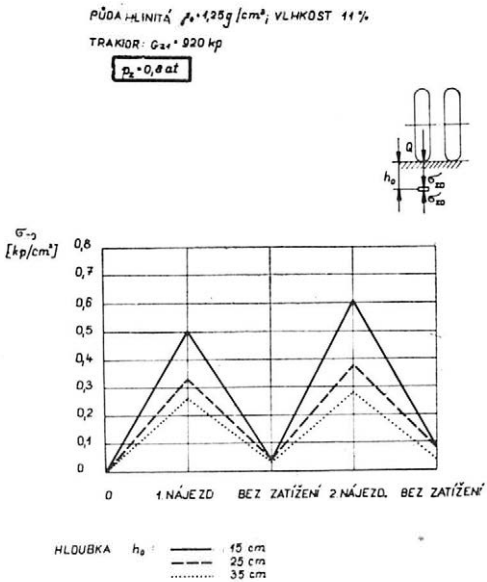
c) druh zeminy podle ČSN 72 1001: hlína.



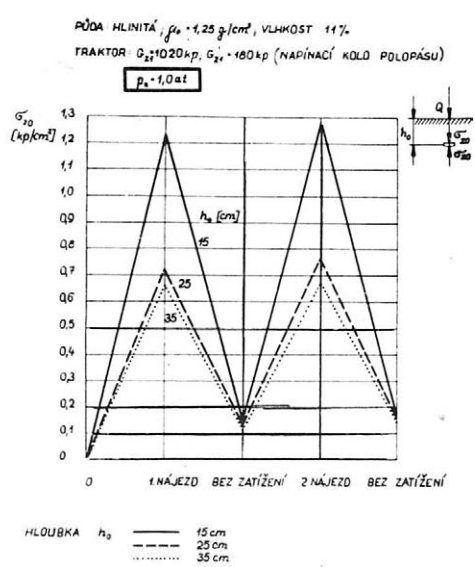
6. Hlavní napětí změřená ve třech hloubkách pod hnacím kolem s pneumatikou 11—28 při huštění 0,8 at při dvou následujících nájezdech



7. Hlavní napětí změřená ve třech hloubkách pod hnacím kolem s pneumatikou 11—28 při huštění 1,2 at: I — první série měření, II — druhá kontrolní série měření. Odchylky naměřených hodnot v obou sériích jsou velmi malé



8. Hlavní napětí změřená ve třech hloubkách pod zdvojeným kolem s pneumatikami 11—28 při huštění 0,8 at



9. Hlavní napětí změřená ve třech hloubkách pod hnacím kolem polopásové alternativy při huštění 1,0 at

Napjatost půdy je tím větší, čím větší je zatížení pneumatiky. K zjištění největších provozně možných napětí byl traktor dotížen všemi závažími na hnacím ústrojí kromě vodou v pneumatikách, a to u jednoduchých kol a v polopásové úpravě. Zdvojená kola nedovolují nasadit závaží, což je provozně správné při jejich typickém použití např. v jarních pracích. Při všech zkouškách nesl traktor dvouradličný polonesený pluh o váze 200 kp (obr. 3). Traktorista sedící nad zadní nápravou vážil 70 kg.

Tabulka I uvádí jak celkové provozní tíhy měřeného traktoru Zetor s neseným pluhem, tak i způsob zatížení jedné strany traktoru v různých provozních případech.

Únosnost pláště 11—28 (kp) při různých tlacích vzduchu (at) uvádí podle Katalogu Barum 1965 tabulka II.

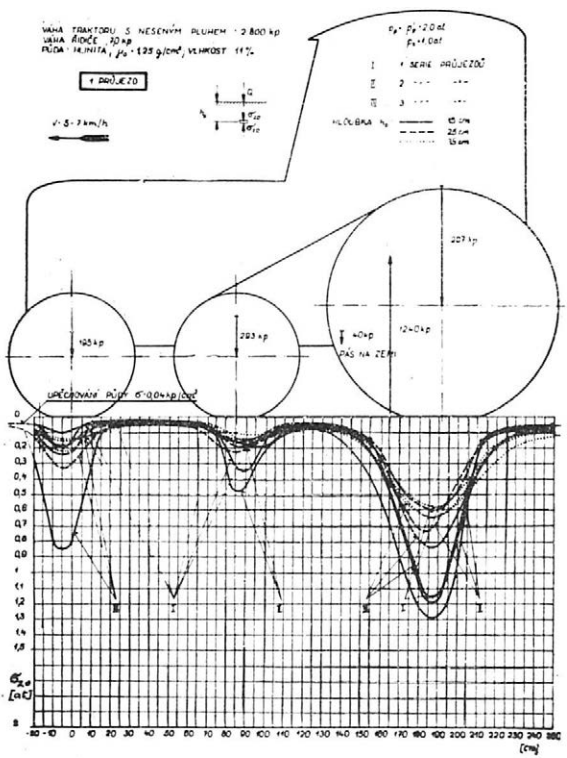
Zatížení při zkouškách se tudíž pohybovalo kolem 100 % základní únosnosti pláště.

4. NAMĚŘENÉ VÝSLEDKY A JEJICH DISKUSE

Na obrázcích 6 až 9 jsou uvedeny výsledky měření napětí při dvou následujících pomalých nájezdech, mezi kterými byla zemina silově odlehčena nadzvednutím příslušné strany traktoru. Na obrázku 10 jsou znázorněny záznamy tří opakovaných měření průběhu napětí při prvním průjezdu traktoru s polopásem [8]. Větší počet podobných obrázků nebyl do této stati zařazen vzhledem k tomu, že pravděpodobným průběhům napětí při průjezdech jsou věnovány obrázky v další části práce. Průjezdy měřicím prostorem byly třikrát až pětkrát bezprostředně po sobě opakovány.

Terminologicky odlišíme měření při nájezdu a průjezdu, jež mohou být společně nazvána přejezdem. Na každém obrázku vztahujícím se k určitému přejezdu jsou patrna svislá napětí σ_z ve třech původních hloubkách h_o, a to sou-

časně ze všech opakovaných měření (sérií), která se k určitému přejezdu vztahovala. U průjezdů má souřadný systém počátek v ose předního kola traktoru Z 3011. Osa zadního hnacího kola má tudíž úsečku 192 cm.



10. Průběh svislé složky napětí ve třech hloubkách v zemině při prvním průjezdu traktoru s polopásem rychlostí 5-7 km h^{-1}.
Čísla I, II, III označují tři nezávislé série měření.
Pro každou sérii bylo vykonáno 3 až 5 následujících průjezdů

Za základní výsledky jsou považovány velikosti napětí při pomalých nájezdech. Kontrolní měření na obrázku 7 ukazuje, že výsledky dvou nezávislých měření za stejných podmínek se liší velmi málo. Výsledky obdržené při průjezdech nemohou být tak přesné jako dřívější, protože u nich hrají roli i dynamičtí činitelé, jako např. přídavná zrychující síla při přejezdu kola přes prokypřené měřicí místo. Tyto činitele jsme se ovšem všemožně snažili přípravou měření odstranit. Odchylky výsledků nemohly být způsobeny nehomogenitou náplně měřicího prostoru. Odchylky však byly pravděpodobně ovlivněny, a to obzvláště v hloubce 15 cm, zuby pláště nebo příčkami polopásu. Zub na plášti má šířku řádově stejně velkou jako základna čidla a zabírá do půdy cca o 3,4 cm hlouběji než zbytek koruny pláště. Při nájezdu zubu se tedy čidlo chová tak, jako by bylo umístěno o výšku zubu mělčeji.

Otázkou je, jak chápat výsledky při opakovaných přejezdech. Mění se snad napjatost v půdě při opakovaném přejezdu? K vysvětlení stačí rozlišovat mezi napjatostí a deformací. Napjatost ve smyslu nauky o pružnosti je přímou reakcí na silový účinek. U fyzikálního tělesa napjatost mizí, pomine-li silový účinek, a znovu se objeví v příslušné velikosti, začne-li síla opět působit. Deformace vždy provází napjatost. Pružné těleso má v intervalech, kdy síla nepůsobí, nulovou deformaci. Půda se chová jako pružné těleso pouze při nepatrných deformacích. Prakticky je nutno (obzvláště při zvýšené vlhkosti) považovat ji za plastický materiál. I pro plastické těleso platí zákon o napjatosti vlivem silového účinku. Po vymizení účinku však plastická deformace zůstává kromě malého zpětného elastického propružení. Tlakoměrné čidlo tuto deformaci zaznamenává jako napjatost, kterou lze nazvat zbytkovým napětím. Zbytkové napětí v půdě však ve skutečnosti neexistuje. Je pouze údajem odpovídajícím zbylé deformaci membrány čidla, které zhutněná půda znemožňuje návrat do původní nezatížené polohy.

Uvažujme záznam ze dvou následujících nájezdů. Při prvním nájezdu byly zaznamenány maximální napjatosti v jednotlivých hloubkách. Po skončení silového účinku zaznamenalo čidlo zbytkové napětí. Při druhém nájezdu se obvykle naměří větší maximální napětí. Toto napětí se však skládá ze dvou superponovaných vlivů: zbytkového napětí a maximální napjatosti vlivem silového účinku při relativním vyhloubení čidel vzhledem ke dnu vytlačené stopy. Odečte-li se tudíž od maximálního napětí napětí zbytkové, obdrží se správný údaj o skutečné napjatosti v půdě při poněkud menších relativních hloubkách všech čidel.

Deformace půdy (tj. zhutnění) při opakovaných přejezdech stoupá, jak již dříve experimentálně stanovili různí výzkumníci a jak je známo z praxe. To znamená, že po jednotlivých přejezdech by mělo stoupat i zbytkové napětí. Tento závěr jsme též experimentálně potvrdili. Naproti tomu v teoretickém případě, že by čidla zachovávala své polohy vzhledem ke dnu stopy, by nebyl důvod k tomu, aby se skutečná napjatost v izotropní půdě při opakovaných přejezdech měnila.

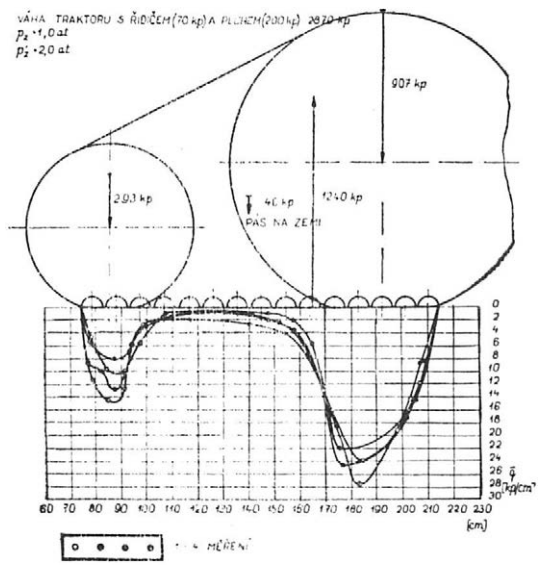
Zjišťováním deformací půdy podle zahloubení čidel bylo stanoveno, že např. deformaci povrchu 6 cm příslušela v původní hloubce 15 cm deformace cca 3,5 cm, v hloubce 25 cm cca 2 cm, v hloubce 35 cm cca 1 cm. To potvrzuje, že čidla se po jednotlivých přejezdech relativně ke dnu stopy vyhlubují, a to tím méně, čím je jejich původní hloubka menší. Z uvedené příčiny můžeme očekávat, že skutečná napjatost (tj. po odečtení zbytkového napětí) se bude při opakovaných přejezdech mírně zvětšovat.

Závěrem této úvahy ještě jednou zopakujeme tři hlavní činitele zhoršující použitelnost výsledků měření:

1. Zuby desénu pláště či příčky polopásu — vliv, který se nejspíše projevil např. u měření *PP* III/3. průjezd [8].
2. Relativní vyhlubování čidel — vliv, který se projevil u většiny naměřených výsledků.
3. Dynamický vliv při průjezdech, způsobený malou délkou měřicího prostoru.

První z činitelů je nekontrolovatelný a patrný jen při větším počtu měření. Druhý z činitelů způsobuje neurčitost výsledků při při větším počtu přejezdů, jaho vliv je však malý a řádově rovný očekávané nepřesnosti měření. Z toho důvodu byly všechny opakované přejezdy považovány za pouhá opakovaná měření. U *PP* byla např. k dispozici měření ze sedmi průjezdů. Z nich lze vyhodnotit jeden pravděpodobný průběh napjatosti v půdě.

Původní hloubky h_0, udávané na všech obrázcích, nejsou přesně



11. Výsledky čtyřnásobného měření kontaktního zatížení na jednotku délky q u traktoru s polopásem

hloubkami, pro které platí zjištěná napjatost. S ohledem na porovnání hnacích ústrojí traktoru jsou tyto orientační údaje vyhovující.

K odstranění dynamického vlivu při průjezdech by měřicí prostor musel být delší než dva rozvory traktoru a celý prokypřován. Je otázkou, zda získaná přesnost by byla úměrná vynaložené pracnosti. Vhodnější je spíše měřit při rychlosti traktoru snížené na 2—4 km/h v menším měřicím prostoru.

Napjatost pod zdvojeným kolem má složitý průběh, znázorněný na obrázku 18 izobarami hlavních napětí. Při nájezdech byla měřena výsledná svislá napětí v ose kola II - II, při průjezdech jako alternativa svislá napětí v ose souměrnosti I - I, která jsou totožná s větším hlavním napětím od dvojitého obtížení. Z toho důvodu bylo při nájezdu v hloubce $h_o = 15$ cm větší napětí než ve větších hloubkách, naproti tomu při průjezdu bylo napětí v hloubce 15 cm menší než ve větších hloubkách.

Výsledky čtyř zdařilých měření kontaktního zatížení u polopásu (obr. 11) mají u napínacího i hnacího kola traktoru přibližně stejný absolutní rozptyl 8 kp/cm. Pravděpodobný průběh kontaktního zatížení se stanoví jako aritmetický průměr.

5. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Na kypré půdě je maximální kontaktní tlak q_{max} v dosedací ploše pneumatiky značně větší než střední tlak q_s. Teoreticky podle Söhneho [6] může být v měkké půdě dvakrát větší. Podle ruských údajů [4] na základě pokusů je tlak v půdě s předseťovou úpravou cca 1,5 až 2,5krát zvýšen.

Protože naměřená napětí v půdě jsou závislá na maximálním kontaktním tlaku, použili jsme k jeho orientačnímu vyhodnocení u prokypřené půdy těchto velikostí násobku k v závislosti na tlaku vzduchu v pneumatice kola:

zadní — p_z	= 0,8 at	k = 2,3
	1,0 at	2,5
	1,2 at	2,6
přední — p_p	= 2,0 at	k = 2,8

Špička kontaktního tlaku nemůže totiž podle našeho názoru záviset pouze na stavu půdy, nýbrž i na tlaku vzduchu v pneumatice. Tento názor potvrzují i naměřená napětí v půdě, která např. v hloubce $h_0 = 15$ cm jsou pro *JM* 1,2 a *JM* 0,8 mnohem více odlišná, než je rozdíl příslušných středních kontaktních tlaků. Jediným vysvětlením je, že násobek k je u *JM 1,2* větší než u *JM* 0,8.

Údaje o naměřených dosedacích plochách A, o zatížení Q a kontaktních tlacích pro různá hnací ústrojí jsou patrny z tabulky III. Vlhkost půdy je vždy 11 %.

Výsledky měření napjatosti v závislosti na hloubce při nájezdech jsou uvedeny na obrázku 12. Hodnoty napětí jsou obvykle průměrem ze dvou následujících nájezdů. Skutečné zahloubení čidel bylo zjišťováno po druhém nájezdu, takže výsledky přísluší stavu po dvojnásobném zatížení půdy. Vlhkost půdy byla 11 %. Absolutní napjatost půdy by se zjistila připočtením gravitační složky k hodnotám napětí [3].

Označení hloubek:

h_o — zahloubení čidel před zkouškou (orientační údaj),

h — zahloubení čidel po zkoušce, měřeno od povrchu půdy,

h' — zahloubení čidel po zkoušce, měřeno ode dna vytlačené stopy (udává relativní vyhloubení čidel vlivem deformace půdy).

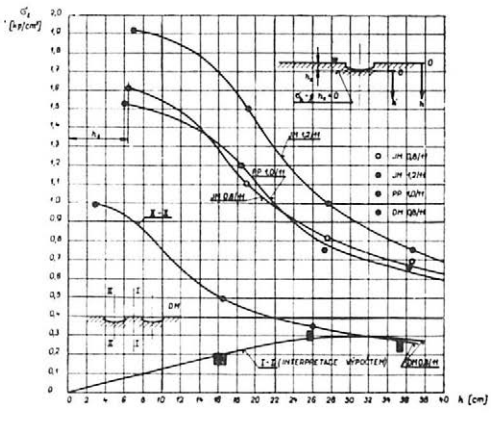
Označení na obrázku 12, např. *JM* 0,8/11, značí: jednoduché kolo (jednoduchá montáž), tlak p_z = 0,8 at, vlhkost půdy w = 11 %.

Napjatosti v půdě v hloubkách nad 14—18 cm mají známý průběh, který svým charakterem odpovídá teorii pružného poloprostoru. V nižších hloubkách se napětí blíží maximálnímu kontaktnímu tlaku, který nemůže překročit. U jednoduchého kola v hloubkách do 22 až 28 cm je napjatost v půdě větší než tlak vzduchu v pneumatice. U zdvojeného kola pod středem pláště činí tato mez pouze asi 10 cm. Zdvojené kolo vykazuje proti ostatním druhům hnacího ústrojí dobré vlastnosti. V porovnání s jednoduchým kolem se stejným tlakem vzduchu je napjatost v půdě v týchž hloubkách méně než poloviční. Dalším zjištěním je, že polopásová úprava s tlakem huštění 1,0 at vykazuje napjatost a deformace půdy porovnatelné s jednoduchým kolem a tlakem vzduchu 0,8 at. Při zvýšení tlaku vzduchu se napjatost v půdě přirozeně zvětšuje, a to pro malé hloubky asi tou měrou, jakou roste tlak vzduchu v pneumatice.

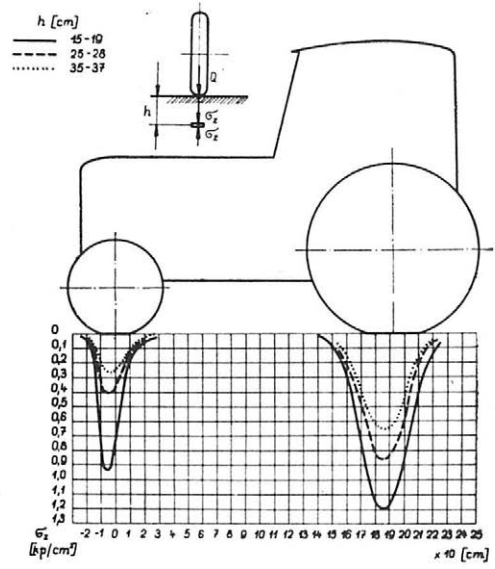
Naměřené průběhy napjatosti v půdě při opakovaných průjezdech celého traktoru byly zpracovány na pravděpodobný průběh napjatosti s přihlédnutím k možným chybám v měření a k výsledkům měření napjatosti při pomalých nájezdech. Tyto průběhy jsou patrny z obrázků 13 až 17.

Zbytková napětí, jež ve skutečnosti neexistují, nejsou v obrázcích zakreslena.

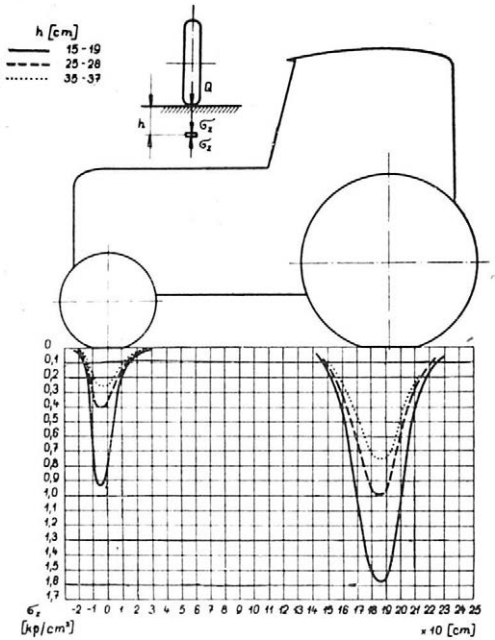
Napětí pod hnacím kolem traktoru, jak je patrno z obrázků, je závislé především na tlaku v pneumatice. Výjimku nečiní ani polopásová úprava *PP*, u které by se snad mohlo očekávat menší napětí. Nejvýhodnější úpravou je bezesporu dvojitá montáž *DM*.



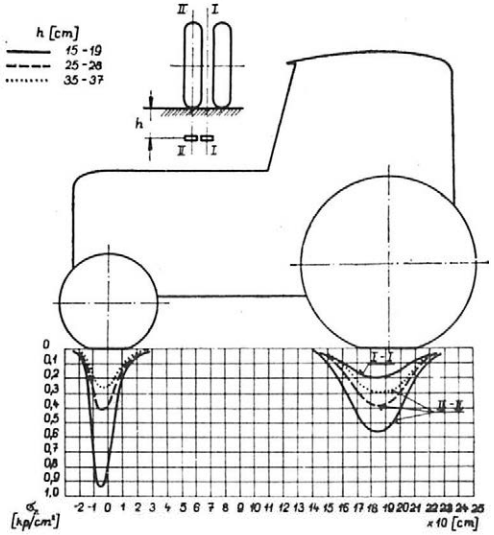
12. Napjatost v půdě v ose zatížení v závislosti na poloze čidel po dvojnásobném nájezdu hnacího ústrojí traktoru. Hodnoty pro zdvojené kolo v ose I—I byly získány z údajů naměřených při průjezdech



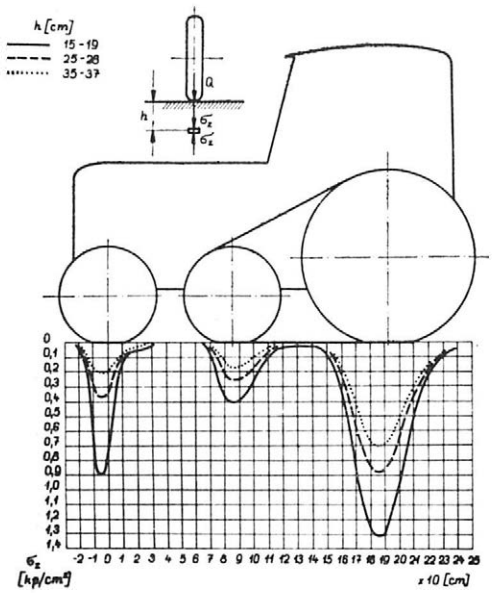
13. Průběh svislé složky napětí, změřený ve třech hloubkách při průjezdu traktoru s jednoduchými hnacími koly; pneumatiky 11—28, huštění 0,8 at



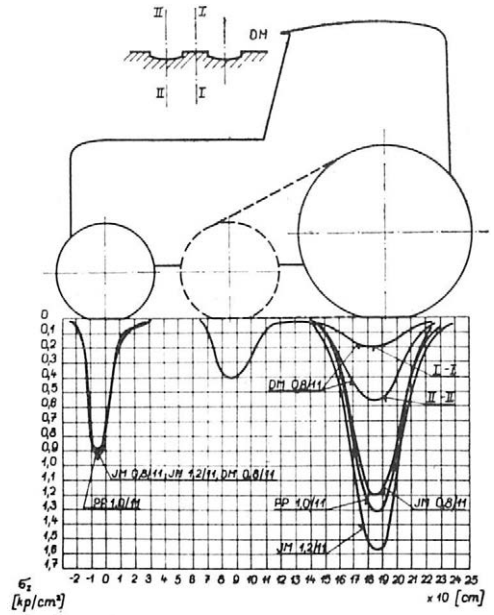
14. Průběh svislé složky napětí, změřený ve třech hloubkách při průjezdu traktoru s jednoduchými hnacími koly; pneumatiky 11—28, huštění 1,2 at



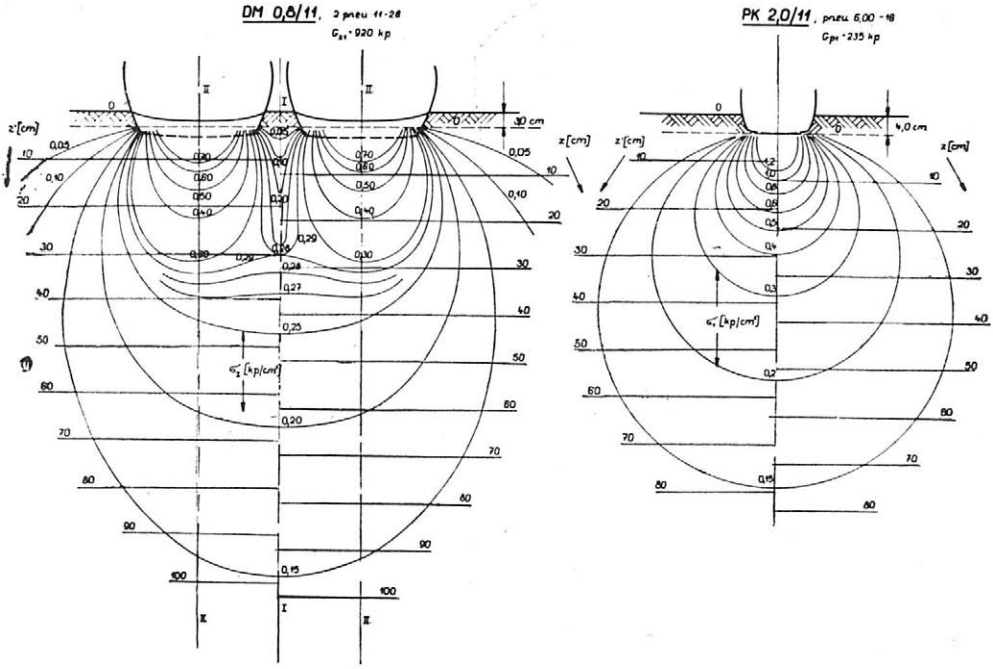
15. Průběh svislé složky napětí, změřený ve třech hloubkách při průjezdu traktoru se zdvojenými hnacími koly; pneumatiky 11—28, huštění 0,8 at



16. Průběh svislé složky napětí, změřený ve třech hloubkách při průjezdu traktoru s polopásovou úpravou; hnací pneumatiky 11—28, huštění 1,0 at



17. Porovnání svislých napětí v hloubce 15 až 19 cm při průjezdu traktoru pro různé alternativy hnacího ústrojí s pneumatikou 11—28



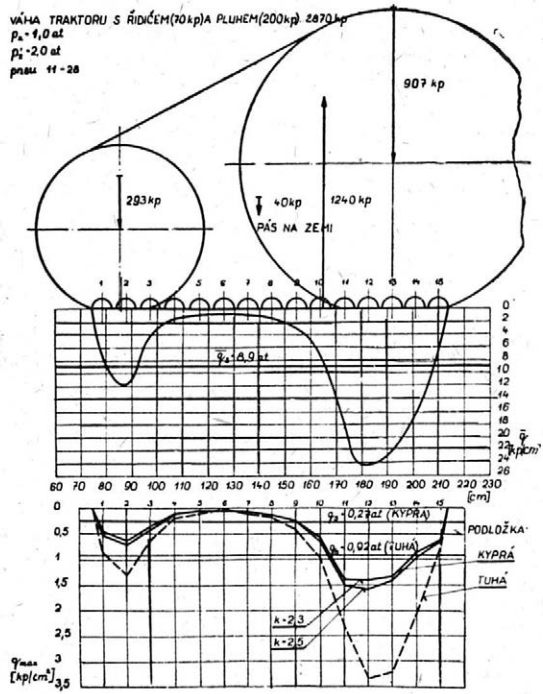
18. Izobary větších hlavních napětí, vypočtené s použitím naměřených hodnot v osách I a II pro zdvojeně kolo *DM* 0,8/11 a přední kolo *PK* 2,0/11. Skutečné zatížení kolem bylo aproximováno nekonečným pásovým zatížením pro koncentrační faktor $\nu = 3$ [3]. V příslušných osách vypočtené napětí souhlasí dobře se změřeným napětím; směrem do stran není spolehlivost výpočtu zaručena

Pozoruhodný je vliv předního kola traktoru na napjatost, i když toto kolo je poměrně odlehčeno. Z případů zdvojeného kola vyplývá, že k omezení stlačení půdy nestačí věnovat pozornost pouze hnacím kolům; se zvětšením dosedací plochy předních kol je současně třeba snížit jimi působenou napjatost v půdě. Je ovšem pravda, že přední kola stlačují užší pruh půdy než kola hnací.

Tyto poznatky názorně ilustruje obrázek 18 s izobarami hlavních napětí u zdvojeného a předního kola (výpočet podložený měřením v ose zatížení I a II).

U polopásové verze traktoru Zetor 3016 byla přímo změřena kontaktní zatížení při jízdě vpřed i vzad (uvedena byla na obr. 11). Průměrný průběh kontaktního zatížení je vynesen na obrázku 19. Jednotlivé úseky polopásu, které jsou ve styku s podložkou, jsou označeny číslicemi 1 až 15. Pro každý z těchto úseků bylo zjištěno výsledné zatížení a děleno skutečnou plochou tohoto úseku. Na kypré podložce nesly příčky i pásnice polopásu a pneumatiky, na tuhé podložce pouze příčky polopásu. Takto získaný průměrný kontaktní tlak jednotlivých úseků byl násoben násobkem $k = 2{,}5$ (resp. $k = 2{,}3$) k získání maximálního kontaktního tlaku. Tyto tlaky jsou vyneseny na obrázku 19 dole společně se středním kontaktním tlakem pro celý polopás.

Výsledná reakce na polopásové hnací ústrojí 1240 kp prochází těžištěm obrazce kontaktního zatížení. Jelikož 40 kp polopásu leží na zemi, je zatížení na-



19. Vyhodnocení průběhu kontaktního tlaku u polopásové úpravy pro kyprou půdu a tuhou podložku

pínacího, resp. hnacího kola 293, resp. 907 kp. Porovnáním reakce 293 kp s naváženou vahou napínacího kola 160 kp se zjistí neočekávané zvýšení tíhy o 83 %, které je vítané, protože může zlepšovat záběrové vlastnosti polopásu. Pro kontrolu byl změřen průběh kontaktního tlaku při svlečeném polopásu. Vyhodnocení dalo při očekávané nepřesnosti výsledek, který v podstatě souhlasí s vážením. Zatížení se tedy za určitých okolností zvyšuje, i když vzhledem k metodice měření není možno jeho absolutní velikost považovat za zcela průkaznou i všeobecně platnou.

Zvýšené zatížení od napínacího kola je možno vysvětlit takto: na měkké půdě se hnací kolo traktoru pohybuje v hlubší stopě než napínací kolo polopásu. Dochází tedy k našikmení dosedací plochy polopásu vzhledem k povrchu dráhy a s tím i ke změně úhlové polohy napínací konzoly s pružinou. Této nové polohy polopásu a konzoly by bylo možno dosáhnout např. dodatečným silovým účinkem na napínací kolo, který by působil kolmo k povrchu dráhy. Tento silový účinek by měl být identický se změřeným zvýšením reakce na napínací kolo.

6. ZÁVĚR

Měření napjatosti pod osou hnacího ústrojí pomocí vyvinutých tlakoměrných čidel dává možnost objektivního posouzení a porovnání účinku tohoto ústrojí na napjatost a zhutňování zeminy.

U traktoru Zetor s hnacími pneumatikami 11—28 a předními pneumatikami 6,00—16 byla vskutku v hloubce 15—19 cm naměřena značně odlišná napětí pro základní uspořádání hnacího ústrojí a některé jeho varianty, jak vyplývá z tabulky IV.

Další pozornost bude třeba zaměřit na objasnění vztahů mezi napjatostí a zhutněním zeminy (půdy), jelikož zhutnění je důležitým předmětem zkoumání účinku pojížděcího ústrojí na půdu.

Předběžným vyhodnocením dosud neuveřejněných údajů o deformaci zeminy z uskutečněných pokusů lze hledané zhutnění blíže ocenit. Při vlhkosti zeminy 11 % a v hloubce 17 cm od povrchu měřicího prostoru stoupla objemová hmota zeminy z původní hodnoty $\gamma_o = 1{,}25$ g/cm^3 takto:

JM 1,2/11 — $\gamma = 1{,}76$ g/cm^3, tj. o 41 %,
JM 0,8/11 — $\gamma = 1{,}60$ g/cm^3, tj. o 28 %.

III. Údaje o dosedacích plochách

Druh hnacího ústrojí	Nájezd Průjezd	p_z (at)	A (cm²)	Q (kp)	q_s (kp cm^{-2})	cca q_{max} (kp cm^{-2})
JM	N	0,8	1340	930	0,70	1,61
hnací kolo	P	0,8	1340	965	0,72	1,66
11—28	N	1,2	1260	930	0,74	1,92
	P	1,2	1260	965	0,77	2,00
DM	N	0,8	2160	920	0,43	0,99
hnací kolo	P	0,8	2160	955	0,44	1,01
11—28						
JM, DM						
přední kolo	P	2,0	380	200	0,53	1,48
6,00—16						
PP	N, P	1,0	4627*	313/927	0,27**	0,70/1,53***
napínací	kyprá půda					
(hnací kolo	N, P					
6,00—16)	tuhá podložka	1,0	1350*	313/927	0,92**	1,30/3,30***
11—28						
PP						
přední kolo	P	2,0	380	195	0,51	1,44
6,00—16						

* Skutečná dosedací plocha (plocha styku) celého polopásu.
** Průměr pro celý polopás.
*** Zjištěno zvláštním výpočtem (viz obr. 19).
Pro informaci: plocha otisku (obrys) jednoho polopásu činí 6730 cm² a zdánlivý střední kontaktní tlak q'_s = 0,18 kp/cm².

IV. Průměrná napětí v hloubce 15—19 cm

Druh	Pneu	$p_{z,p}$ (kp cm^{-2})	Označení	σ_z (kp cm^{-2})	Poznámka
JM	11—28	0,8	*JM*—0,8/11	1,20	
JM	11—28	1,2	*JM*—1,2/11	1,55	
DM	11—28	0,8	*DM*—0,8/11	0,55	pod kolem
PP	11—28	1,0	*PP*—1,0/11	1,30	
přední kolo	6,00—16	2,0	*PK*—2,0/11	0,90	

Vlhkost při tomto zhutnění byla stejná jako před stlačením zeminy. Voda by začala být ze zeminy vytlačována teoreticky až při objemové hmotě $\gamma \geqq 2{,}28$ g/cm³.

Došlo dne 26. 4. 1967

Poděkování

Autor děkuje svým spolupracovníkům z katedry traktorů a automobilů za ochotnou a iniciativní pomoc, jež vydatně přispěla k rychlé přípravě a hladkému průběhu měření.

Literatura

1. Blake, G. R.: Minimum Tillage - Bodenbearbeitung, Bestellung und Pflege mit geringstem Aufwand ohne Ertragsminderung. 1964, Grundlagen der Landtechnik, Heft 19. — 2. Cooper, A. W. - Van den Berg, G. E. - Mc Colly, H. F. - Erickson, A. E.: Strain gage cell measures soil pressure. 1957, Agricultural Engineering, č. 4. — 3. Grečenko, A.: Využití poznatků mechaniky zemin ke studiu stlačování půdy traktorovými koly. 1966, Zemědělská technika č. 9. — 4. Kolobov, K. K.: Experimentalnoje issledovanije raspredelenija udelnych davlenij v kontakte pnevmatičeskoj traktornoj šiny s počvoj. 1960, Traktory i selchozmašiny č. 12. — 5. Sack, H.: Über die Ursachen der Bodenverdichtung in der Sohle der Pflugfurche und deren Vermeidung. 1962, Grundlagen der Landtechnik, Heft 15. — 6. Söhne, W.: Fundamentals of pressure distribution and soil compaction under tractor tires. 1958, Agricultural Engineering č. 5. — 7. Straňák, A.: Vliv ulehlosti půdy na růst a výnos plodin. Referát z vědeckého semináře „Vliv traktorů a zemědělských strojů na úrodnost půdy". 1966, ÚVTI-MZLH. — 8. Výzkumná zpráva RV 13.09-d: Efektivnost některých adaptací hnacího ústrojí traktoru Zetor 3011 s pneumatikami 11-28 (odpovědný řešitel A. Grečenko). 1965, fakulta mechanizace VŠZ, Praha.

Влияние нескольких вариантов шасси колесного трактора на напряжение в почве

В прошлые годы часть научно-исследовательской работы на кафедре тракторов была направлена на определение сцепных свойств и уплотнения почвы некоторыми вариантами приводного устройства типичного колесного трактора. В данной работе приведен способ и результаты измерений напряженности в почве у трактора с простыми или сдвоенными колесами и в стандартной полугусеничной модификации. Приводные шины были во всех случаях размера 11—28 (6 PR), давление воздуха равнялось 0,8—1,0—1,2 кп/см². Передние шины 6,00—16 были накачаны до 2,0 ат. На измерениях плуг был на тракторе навешен, а не прицеплен к нему, так что приводные шины были нагружены примерно до своей грузоподъемности.

Пространство для измерений было заполнено рыхлым суглинистым грунтом с объемной массой 1,25 г/см³ (1,36), влажностью 11 % (21 %) и пористостью 57 % (57 %). Тензиометрические датчики типа Г были размещены в продольной оси приводного устройства на глубинах 15, 25 и 35 см.

Напряженность в почве измерялась как для самого приводного устройства, так и при повторных проездах трактора скоростью 3,5—7 км/час. Кроме того измерялось контактное давление полугусеницы на подкладку.

Установлено, что сдвоенное колесо трамбует почву гораздо меньше, чем прочие альтернативы, и что для этой альтернативы следовало бы поставлять также сдвоенные передние колеса. Полугусеничная модификация уплотняет при давлении воздуха в приводной шине 1,0 ат почву как простое колесо с накачкой 0,8 ат несмотря на то, что фактическое среднее контактное ее давление составляет 0,27 ат, в то время как у простого колеса было замерено среднее контактное давление 0,70 ат.

Измерение производилось таким образом, чтобы была возможность оценки также и уплотнения почвы, важной с агротехнической точки зрения.

Soil Compaction as Influenced by Some Alternatives of Tractor Driving Wheels

During the recent years a research work has been carried out at the Department of Tractors to determine the thrust-slip properties and the soil compaction by some alternatives of the driving wheels of a typical tractor. This paper deals with the character and results of the experiments on soil compaction (stress in the soil) by a tractor having single and dual driving wheels and a standard half-track version (rubber-fabric belts joined with steel-lugs; front leading wheel with tyre 6,00—16). The driving tyres in all cases had the dimensions 11—28 (6-ply), inflation pressure was 0,8—1,0—1,2 kp/cm². Front tyres 6,00—16 were inflated to a pressure of 2,0 kp/cm². During the experiments the tractor exerted no drawbar-pull but carried a mounted plough to load the driving tyres upto their loading capacity.

The measuring box was filled with remoulded soil of the loam-type having the bulk density of 1,25 g/ccm (1,36 g/ccm), moisture content by weight 11 % (21 %) and porosity 57 % (57 %). Strain gauge cells of a G-type were located along the longitudinal axis of the driving wheels and in the original depths of 15, 25 and 35 cm respectively.

The stress in the soil was recorded partly for the driving wheels alone, partly during the repeated passes of the whole tractor with the velocity of 3,5 to 7,0 km/hr. In addition the contact pressure of the half-track with the ground was measured.

It has been found out that the dual-wheel version compacts the soil to a considerably smaller extent than the other alternatives. In this case, the dual front wheels would also be desirable. The half-track version with the driving tyre inflation pressure of 1,0 kp/cm^2 compacts the soil in a similar way as the single tyre inflated to 0,8 kp/cm^2 in spite of the fact that the mean ground pressure of the half-track was as low as 0,27 kp/cm^2 and that of the single tyre 0,70 kp/cm^2.

The experiments were carried out in a way to permit the evaluation of the increase of the soil bulk density after compaction, an important factor in the field production.

Einfluß einiger Alternativen des Laufwerks eines Radschleppers auf die Bodenspannung

In den vergangenen Jahren wurde ein Teil der Forschungsarbeit an dem Lehrstuhl der Schlepper auf die Bestimmung der Kraftschlußeigenschaften und, auf die Verdichtung des Bodens durch die Einwirkung einiger Alternativen des Laufwerkes eines typischen Radschleppers gerichtet. Diese Arbeit behandelt die Art und Ergebnisse der Bodenspannugsmessung bei einem Schlepper mit einfacher und Doppelbereifung und mit standarder Halbraupen-Austattung. Die Antriebsreifen hatten in allen Fällen eine Dimension von 11—28 (6 PR), der Luftdruck betrug 0,8—1,0—1,2 kp/cm^2. Die Vorderreifen 6,00—16 hatten einen Luftdruck von 2,0 atm. Bei der Messung zog der Schlepper nicht, sondern trug einen Pflug, so daß die Antriebsreifen annähernd bis auf die Grenze der Tragfähigkeit belastet wurden.

Der Meßraum wurde mit lockerer Erdart (Lehm), mit einem Volumengewicht von 1,25 g/cm^3 (1,36), Feuchtigkeit 11 % (21 %) und Porenanteil 57 % (57 %) gefüllt. Die Druckmeßdosen des Types G wurden in der Längsachse des Laufwerks in den Tiefen von 15, 25 und 35 cm für das Antrieblaufwerk allein, andererseits bei wiederholten Durchfahrten des Schleppers mit einer Geschwindigkeit von 3,5—7 km/Std. gemessen. Außerdem wurde der Kontaktdruck der Halbraupe auf die Unterlage gemessen.

Man stellte fest, daß der Doppelreifen den Boden wesentlich weniger verdichtet, als es bei übrigen Alternativen der Fall ist und daß es notwendig wäre, für diese Alternative auch die vorderen Doppelräder zu liefern. Bei der Halbraupenausstattung wird der Boden bei einem Luftdruck des Antriebsreifens von 1,0 atm in gleicher Weise verdichtet, wie beim einfachen Reifen mit einem Luftdruck von 0,8 atm. trotzdem ihr tatsächlicher mittlere Kontaktdruck 0,27 atm beträgt, wogegen beim einfachen Reifen ein mittlerer Kontaktdruck von 0,70 atm ermittelt wurde.

Die Messung wurde auf die Weise durchgeführt, damit die Möglichkeit besteht auch die Bodenverformung, die vom agrotechnischen Standpunkt wichtig ist, zu bewerten.

Influence de plusieurs alternatives de châssis d'un tracteur à roues sur la tension dans le sol

Dans les dernières années une partie des travaux de recherche effectués à la chaire des tracteurs était orientée sur la détermination des propriétés concernant l'embrayage et la compression du sol par certaines alternatives du mécanisme de propulsion d'un tracteur à roues standard. La travail présent traite du mode et des résultats de mesurage, relatif à l'état de tension dans le sol, lorsqu'on utilise le tracteur à roues simples ou jumelées et le tracteur semi-chenillé standard. Les dimensions des pneus de propulsion étaient dans tous les cas de 11—28 (6 PR), la

pression de l'air étant de 0,8—1,0—1,2 kp/cm^2. Les pneus avant (6,00—16) étaient gonflés à 2,0 at. Au cours du mesurage le tracteur n'était pas à l'état de traction, portant cependant une charrue, de sorte que les pneus de propulsion étaient chargés à environ leur force portante limite.

L'espace de mesurage était rempli de terre meuble de caractère argileux, dont la masse volumique était de 1,25 g/cm^3 (1,36), l'humidité de 11 p. 100 (21 p. 100) et la porosité de 57 p. 100 (57 p. 100). Les organes de mesure tensométriques du type G étaient situés dans l'axe longitudinal du mécanisme de propulsion, à des profondeurs de 15,25 et 35 cm.

La tension dans le sol était mesurée d'une part pour le mécanisme de propulsion tout seul, et d'autre part pour des passages répétés du tracteur à des vitesses de 3,5—7 km/h. On mesurait en outre la pression de contact de la demi-chenille sur le support.

Il a été constaté que la roue jumelée comprime le sol d'une façon considérablement plus faible que les autres alternatives, de sorte qu'il est à recommander d'employer pour cette alternative également des roues jumulées avant. L'alternative à demi-chenille comprime le sol, quand le pneu de propulsion est gonflé à 1,0 at., comme une roue simple gonflé à 0,8 at, bien que sa pression de contact moyenne réelle se chiffre à 0,27 at., tandis que pour la roue simple on a mesuré la pression moyenne de contact de 0,70 at.

Le mesurage était effectué de manière à pouvoir évaluer aussi le tassement du sol, ce qui est important au point de vue agrotechnique.

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Vysoká škola zemědělská, fakulta mechanizace, katedra traktorů a automobilů, Suchdol u Prahy

---

A. Andert

VHODNOST SOUMĚRNÉHO A NESOUMĚRNÉHO DESÉNU PRO PNEUMATIKY K TRAKTORŮM A ZEMĚDĚLSKÝM STROJŮM

631.372.012.5

Z praktických poznatků i z uskutečněných měření, z rozborů*) a pokusů s hnacími traktorovými pneumatikami vyplývá, že energetické ztráty nebo jiné tahové vlastnosti pneumatik v různých pracovních podmínkách jsou dosti značně ovlivněny tvarem desénu. Dosavadní typy desénů mají sice různý tvar, avšak jeden společný základní rys: jsou souměrné podle roviny symetrie, která pneumatiku půlí, prochází nejčastěji jejím největším průměrem a je kolmá na osu jejího otáčení.

Obě strany desénu nejsou vždy přímým zrcadlovým obrazem podle uvedené roviny symetrie; považujeme je však z tohoto hlediska za symetrické, neboť při zatížení tažným odporem v tečném směru a v této rovině symetrie nevzniká u pneumatiky axiální síla. Pneumatiky s tímto desénem jsou vhodné pro pracovní podmínky, kdy tažný (pracovní) odpor působí ve směru roviny otáčení hnacích pneumatik traktoru.

Traktory však bývají zatíženy i silami, které jsou kolmé na rovinu symetrie hnací pneumatiky (např. nesymetricky umístěnými pracovními stroji vůči podélné rovině souměrnosti traktoru, nebo při práci na bočním svahu, při zatáčení apod.). Proto je třeba blíže objasnit, jaký je vliv těchto sil na pneumatiku jak se souměrným, tak i s nesouměrným desénem. Podle výsledku rozboru a porovnání pak navrhnout, do jaké míry může v některých podmínkách přispět nesouměrný tvar desénu k zlepšení tahových vlastností traktoru.

1. METODICKÝ POSTUP

Úkol byl řešen etapově.

Nejdříve byl uskutečněn rozbor faktorů, ovlivňujících změnu velikosti, a směru ujeté dráhy v důsledku vnějších sil působících na pneumatiku.

Pak byl proveden rozbor tečného napětí mezi pneumatikou a podložkou a jeho vztahu k charakteristikám změn velikosti a směru dráhy vykonané pneumatikou.

K bližšímu hodnocení vlastností pneumatik, ovlivněných změnou velikosti a směru ujeté dráhy, byla navržena tzv. vrstevnicová charakteristika stejných hodnot těchto změn. Každá vrstevnice znamená jednu hodnotu — buď změnu velikosti vykonané dráhy (δ_1; $\Delta_1 \ldots \Delta_h$), nebo změnu směru vykonané dráhy (δ_2; $\Delta_1 \ldots \Delta_k$), přičemž tvoří vždy vlastní soustavu vrstevnic. Tyto vrstevnice jsou pak rozmístěny v celém zatěžovacím poli pneumatiky, soustředěném okolo silového těžiště styčné plochy pneumatiky s pojezdovou rovinou C (obr. 4—7).

*) Např. v práci „Vliv desénu hnacích pneumatik na tahové a ostatní vlastnosti traktoru" v Zemědělské technice č. 2/1967

V další etapě byly zhodnoceny různé základní variace působení sil, a to jednak pokud síla zachovává stálý směr v poloze pneumatiky (traktoru), a jednak variace, kdy síla působící na pneumatiku si zachovává stálou polohu ke směru dráhy. Při tomto hodnocení je použito vrstevnicových charakteristik.

Rozbory byly uskutečněny pro souměrný i nesouměrný desén.

Na základě získaných údajů byl pak vypracován návrh možnosti použití souměrných a nesouměrných desénů a návrh způsobu testování pneumatik.

2. SOUHRN FAKTORŮ OVLIVŇUJÍCÍCH ZMĚNU VELIKOSTI A SMĚRU VYKONANÉ DRÁHY V DŮSLEDKU RŮZNÝCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA PNEUMATIKU

2.1 ZMĚNA VELIKOSTI UJETÉ DRÁHY

Při zatížení hnací pneumatiky tečnou silou v rovině její souměrnosti a současně i ve styčné rovině s podložkou zjišťujeme, že vlivem prokluzu je velikost ujeté dráhy S_1 na určitý počet otáček menší než teoretická délka dráhy S_{1t}, kterou získáme násobením valivého obvodu pneumatiky počtem vykonaných otáček hnacího kola. Jejich vzájemný vztah je dán vztahem:

$$\delta_1 = \frac{S_{1t} - S_1}{S_{1t}} \tag{1}$$

Při bližším rozboru velikosti této změny dráhy ujeté zatíženou pneumatikou shledáváme, že zkrácení délky dráhy vůči její teoretické délce není způsobeno jen prokluzem mezi styčnými plochami pneumatiky s podložkou (po které se odvaluje), ale ještě těmito dalšími činiteli:

a) obvodovou deformací pneumatiky, která může mít ještě tyto složky:
   — tečnou deformaci tělesa pláště (δ_{pp}),
   — tečnou deformaci desénu (δ_{pz}),

b) prokluzem ve styčné ploše mezi pneumatikou a podložkou, ovlivněným třením (δ_t)

c) tangenciální deformací podložky (δ_d).

Proto není vhodné označovat velikost této změny dráhy prokluzem, který tvoří jenom část celkové ztráty. Doporučuje se používat výrazu „změna velikosti ujeté dráhy" a označovat ji i nadále písmenem δ_1. Vztah velikosti této změny ujeté dráhy k jednotlivým jejím složkám (δ_{pp}; δ_{pz}; δ_s; δ_d) je pak dán vztahem:

$$(1 - \delta_1) = (1 - \delta_{pp}).(1 - \delta_{pz}).(1 - \delta_s).(1 - \delta_d)$$

Tato změna velikosti ujeté dráhy se pak vynáší na různé charakteristiky v závislosti
a) na tahové síle F_h

$$\delta_1 = f\,(F_h)$$

b) na součiniteli využití adheze

$$\delta_1 = f\,(\mu_1)$$

c) na tečné síle F_t (F_1)

$$\delta_1 = f\,(F_t); f\,(F_1)$$

2.2 ZMĚNA SMĚRU VYKONANÉ DRÁHY

Při zatížení pneumatiky silou kolmou k rovině jejího otáčení shledáváme, že dráha vykonaná při odvalení pneumatiky se odchyluje od průsečnice roviny otáčení s podložkou v okamžiku začátku pozorování (vůči následnému pozorování), a to o určitou hodnotu nazývanou bočním skluzem.

Rovněž v tomto případě není velikost změny směru vykonané dráhy závislá jen na bočním skluzu pneumatiky, ale i na boční (axiální) deformaci pneumatiky (tělesa pláště i desénu) a na deformaci podložky v axiálním směru. Proto i zde není vhodné používat výrazu boční skluz; pro tuto výchylku se doporučuje označení „změna směru vykonané dráhy."

Velikost změny směru (odchylky) vykonané dráhy lze vyjádřit podle vztahu:

$$\delta_2 = \frac{S_2}{S_{1t}} \tag{2}$$

kde: S_2 = velikost výchylky pneumatiky od průsečnice její roviny souměrnosti s podložkou počínaje okamžikem počátku měřené dráhy až po ujetí dráhy zkušebního úseku

S_{1t} = teoretická délka dráhy, kterou měla pneumatika vykonat pro stejný počet otáček pneumatiky, pokud by se pohybovala bez vychýlení od původního směru.

Změnu směru dráhy pak můžeme vyjadřovat podobně jako změnu vykonané dráhy, a to buď číslicí bez rozměru, nebo též v procentech.

Změnu směru vykonané dráhy δ_2 opět vynášíme do různých charakteristik v závislosti jednak na velikosti boční síly F_2 (ve směru kolmém k rovině otáčení pneumatiky), a jednak na součiniteli využití adheze μ_2 (při pohybu kolmém k rovině otáčení pneumatiky).

2.3 SOUČASNÉ PŮSOBENÍ ZMĚNY VELIKOSTI UJETÉ DRÁHY A ZMĚNY SMĚRU VYKONANÉ DRÁHY

Vzhledem k tomu, že na traktor nebo na jinou hnací jednotku působí současně síly jak v rovině otáčení pneumatiky (F_1, F_1'), tak i kolmo k ní (F_2, F_2'), dochází k současné změně směru (δ_2) i velikosti (δ_1) vykonané dráhy. Druhá varianta sil působících na pneumatiku je charakteristická tím, že působí jednak ve směru dráhy (F_{1s}), a jednak kolmo na směr dráhy (F_{2s}).

Provedeme-li pro takovéto silové zatížení rozbor pohybu pneumatiky (obr. 3B a 4D), lze velikost odchylky β směru dráhy S od roviny otáčení pneumatiky S_1 stanovit ze zjištěných velikostí změny dráhy δ_1 a jejího směru δ_2 podle vztahu:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta_2}{1 - \delta_1} \tag{3}$$

Podíl energetické ztráty, která vzniká tímto složeným pohybem vlivem různě působících sil, lze vyjádřit z práce vložené ΔL_{12} a práce získané ΔL_s ve směru vykonané dráhy podle vztahu:

$$\delta_s = \frac{\Delta L_{12} - \Delta L_s}{\Delta L_{12}} \tag{4}$$

Z takto stanoveného podílu ztráty energie δ_s lze pak stanovit běžným způsobem jednak charakteristiky této ztráty v závislosti na síle F_s, jednak lze tohoto parametru použít k určování dalších pracovních ukazatelů.

Při stanovení δ_s postupujeme nejčastěji tak, že si předem stanovíme valivý poloměr pneumatiky pro příslušné terénní podmínky, v nichž pneumatika má pracovat, včetně odpovídajícího adhezního zatížení. Nejlepší je stanovit charakteristiky změny poloměru valení při adhezním zatížení, což nám umožní rychle určit jeho hodnotu pro určenou adhezní silovou složku, která je při jízdě traktoru po vrstevnici na každé kolo jiná; tím je i při stejné velikosti pneumatik různý poloměr valení během jedné zkoušky. Při stanovení valivého poloměru není pneumatika zatížena bočními silami.

Pak přistoupíme ke zkouškám, při nichž na dráze S jsou pneumatiky (traktor) zatíženy silou různého směru a velikosti. Během pohybu pneumatiky po vytyčené dráze S měříme počet otáček hnacích kol (pro určení dráhy teoretické S_{1t}). Současně měříme i úhel β, tj. odchylku roviny otáčení pneumatiky od směru dráhy. Z naměřených hodnot pak stanovíme δ_1, potřebné pro určení δ_s.

$$\delta_1 = \frac{S_{1t} - S \,.\, \cos\beta}{S_{1t}} \tag{5}$$

Při stanovení μ_s odpovídající δ_s je třeba brát v úvahu i velikost adhezního zatížení jednotlivé pneumatiky.

Je-li pneumatika nebo traktor vystaven vlivu sil odchýlených od roviny otáčení pneumatiky, používáme při stanovení energetických a tahových ukazatelů několika hlavních vztahů. Jsou to:

1. Tahový výkon ve směru dráhy N_s z tahové síly ve směru dráhy F_s a rychlosti pohybu ve směru dráhy v_s

$$N_s = F_s \,.\, v_s \,.\, \frac{1}{270} \tag{6}$$

2a. Tahový výkon ve směru dráhy z tečného tahového výkonu N_{1t} při zanedbání valivého odporu

$$N_s = N_{1t}(1 - \delta_s) \tag{7a}$$

$$N_{1t} = \frac{N_s}{1 - \delta_s} \tag{7b}$$

2b. Tahový výkon ve směru dráhy z tečného tahového výkonu a ztrát od valivého odporu N_v

$$N_s = (N_{1t} - N_v) \,.\, (1 - \delta_s) \tag{7'a}$$

$$N_{1t} = \frac{N_s}{1 - \delta_s} + N_v \tag{7'b}$$

3a. Efektivní výkon motoru k dosažení tahového výkonu N_s při mechanické účinnosti η_m se zanedbáním valivého odporu

$$N_e = \frac{N_s}{(1 - \delta_s) \,.\, \eta_m} \tag{8a}$$

3b. Efektivní výkon motoru k dosažení tahového výkonu N_s při mechanické účinnosti η_m a prokluzu ve směru roviny otáčení pneumatiky δ_1 a při odchýlení roviny otáčení pneumatiky ve směru dráhy o úhel β

$$N_e = \frac{\frac{N_s}{1-\delta_s} + N_v}{\eta_m} \tag{8'a}$$

4. Skutečná pojezdová rychlost ve směru dráhy z teoretické rychlosti v rovině otáčení pneumatik (v_{1t})

$$v_s = \frac{v_{1t}.(1-\delta_1)}{\cos\beta} \tag{9a}$$

$$v_{1t} = \frac{v_s.\cos\beta}{1-\delta_1} \tag{9b}$$

5. Tahová síla ve směru dráhy

$$F_s = \frac{270\,N_s}{v_s} \tag{10}$$

Při jízdě traktoru po vrstevnici, zatíženého ve směru dráhy, je přenášena takřka stejná tečná síla na hnací kola, i když jejich průměr valení se mírně liší v důsledku nestejného adhezního zatížení.

Pro obě kola je stejné jejich sešikmení vůči směru dráhy $\beta^L = \beta^P$

Pro hnací kolo po svahu (mající hodnoty D^P, počet otáček na dráze n^P, změnu velikosti ujeté dráhy v rovině otáčení δ_1^P, a změnu směru ujeté dráhy δ_2^P) a pro hnací kolo proti svahu (D^L, n^L, δ_1^L, δ_2^L) platí:

$$\frac{\delta_2^L}{1-\delta_1^L} = \frac{\delta_2^P}{1-\delta_1^P};\quad \delta_2^P > \delta_2^L;\quad \delta_1^P < \delta_1^L$$

3. ROZBOR TEČNÉHO NAPĚTÍ MEZI PNEUMATIKOU A PODLOŽKOU A JEHO VLIV NA TVAR CHARAKTERISTIK ZMĚNY VELIKOSTI A SMĚRU UJETÉ DRÁHY HNACÍ PNEUMATIKY

Porovnáme-li charakteristiky změny ujeté dráhy δ_1 pro hnací pneumatiku v závislosti na tečné síle F_t (tahová síla F_h, která působí proti směru pohybu), shledáváme, že všeobecně má tato charakteristika se stoupající silou i přibližně exponenciálně stoupající charakter. U mnohých takto vypracovaných charakteristik zjišťujeme, že se stoupající změnou ujeté dráhy δ_1 stoupá i tečná (tahová) síla až po určitou maximální hodnotu. Při dalším stoupání změny ujeté dráhy však začíná klesat tečná (tahová) síla, kterou je určitá pneumatika schopna přenést v daných podmínkách (stav podložky a velikost adhezního zatížení). K takovéto změně dochází jak při jízdě na betonové podložce, tak i při jízdě po půdě o různém stavu.

Tato změna byla vesměs zdůvodňována zvyšováním valivého odporu při stoupání přenášené tahové síly, a tím zvětšením prokluzu; v důsledku toho dochází k intenzívnímu zahrabávání hnacího kola do podložky, čímž se zvyšuje valivý odpor.

Při bližším rozboru průběhu smykových napětí mezi styčnou plochou pneumatiky a podložkou, jakož i při rozboru střihových napětí v půdě a smykového tření vzájemně se relativně pohybujících součástí (zejména při vyšších rychlostech), shledáváme, že toto klesání tahové nebo tečné síly při vyšším prokluzu hnací pneumatiky je zčásti způsobeno i jinou příčinou než jen zvyšováním valivého odporu.

Proto se přistoupilo ke studiu bližšího objasnění podmínek a průběhu smykových (střihových) napětí ve stykové ploše, a to z hlediska bližšího určení jejich vlivu na průběh charakteristiky změny ujeté dráhy a na tahovou sílu. Při této studii se vycházelo z poznatků, které byly uvedeny a objasněny Grečenkem, Kmentem a dalšími.

POZNATKY Z LABORATORNÍCH POKUSŮ

Laboratorní pokusy o průběhu střihového napětí (soudržnosti) v půdě v závislosti na velikosti posunu střihacího zařízení potvrdily poznatky uvedené v literatuře, že přenášené střihové napětí u mnohých materiálů stoupá do určité hodnoty a pak se sníží na hodnotu nižší, která bývá různá podle materiálu a jeho stavu (obr. 1A). Podobný průběh vzniká za určitých podmínek i u skluzového napětí ve styčné ploše dvou vzájemně se pohybujících těles. Na hodnotu maximální velikosti styčného napětí má zde vliv nejen hladkost povrchu, ale i vzájemná rychlost pohybu, délka dráhy smyku určité části styčné plochy pohybujících se těles a tím i oteplení stykových ploch, což může zmenšit maximální dosažitelné stykové napětí (např. při styku materiálu pneumatiky s betonovou vozovkou). Ale i drobné vibrace vznikající ve styčné ploše pneumatiky s pojezdovou rovinou v případech, kdy dochází k intenzívnímu vzájemnému smykání na delší dráze nebo při vyšší rychlosti, snižují maximální hodnotu dosažitelného stykového napětí (viz praktický provozní poznatek, kdy při blokování kol brzděním se tyto vibrace projevují i zvukově).

Posoudíme-li podle těchto zásad, jak se takto získaný průběh střihové pevnosti půdy projeví ve styčné ploše s pneumatikou při jejím odvalování, shledáváme, že jiné podmínky jsou při přenášení malé tečné (tahové) síly a jiné při přenášení velké síly, kdy dochází ve stykové ploše k značnému vzájemnému posuvu s podložkou.

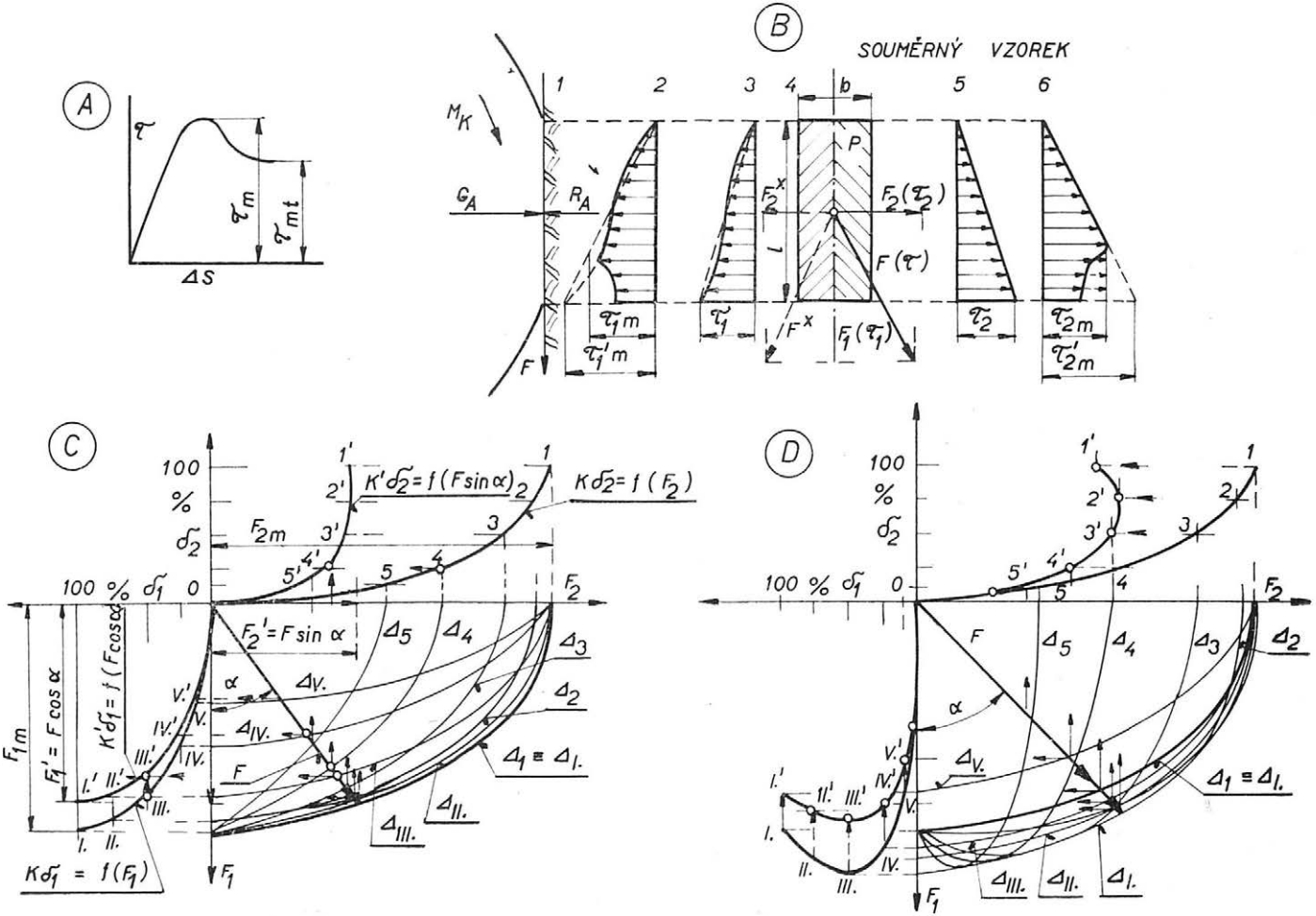
Při malých silách stoupá hodnota přenášené síly na jednotku styčné plochy pneumatiky s podložkou, a to od okamžiku, kdy pneumatika přišla do styku s podložkou, až do okamžiku, kdy končí její styk s podložkou (obr. 1 B 3).

Při velkých tahových silách (a tím i velké změně velikosti ujeté dráhy) však vzrůstá přenášená tahová síla jen u té části stykové plochy pneumatiky s podložkou, na které vlivem velkého vzájemného posuvu nebyla ještě překročena maximální mez střihového nebo tečného napětí. Při dalším relativním posuvu ve zbývající části stykové plochy nastává klesání přenášené síly na jednotku její plochy. To se pak projeví tak, že k dalšímu zvýšení prokluzu je třeba stále menšího zvýšení tahové síly než tomu bylo na počátku.

Po dosažení určité hodnoty změny vykonané dráhy (okolo 30 % na betonu) nastává pak při dalším zvýšení prokluzu postupné klesání tahové síly, neboť ve stykové ploše začíná převládat negativní vliv vzniklý snížením maximální střihové pevnosti, způsobeným příliš velkým relativním posuvem ve styčné ploše pneumatiky s podložkou (obr. 1 B 2). Příznivý vliv, který se projevuje v první části stykové plochy pneumatiky s podložkou z hlediska přenášení tažné síly, nemůže tento negativní vliv již vyrovnat. Tím je možno např. vysvětlit průběh zjištěných charakteristických změn vykonané dráhy u traktoru Zetor 50 Super s pneumatikami Barum 14—28 (s huštěním 2 kp cm^{-1}) při jízdě na betonové vozovce (obr. 2).

Pro zajištění jednotných podmínek rychlosti byly všechny charakteristiky pro různá adhezní zatížení zjišťovány při stejné pojížděcí rychlosti (I. redukovaný převodový stupeň, jmenovité otáčky motoru).

Z těchto charakteristik vyplývá, že maximální tahová síla F_h byla vždy dosažena při cca 30 % změny vykonané dráhy. Není zde patrný vliv změny adhezního zatížení na tuto optimální hodnotu velikosti změny vykonané dráhy, při které se dosahuje maximální tahové síly. Rovněž charakter klesání tahové síly traktoru (při dalším stoupání změny vykonané dráhy nad její optimální hodnotu) projevuje známky stejné směrnice stoupání; nasvědčuje to uvedenému rozboru o relativním průběhu napětí ve styčné ploše, že v tomto



1. Rozbor vlivu průběhu střihového nebo smykového napětí na přenos tečné síly jak v rovině otáčení pneumatiky, tak i kolmo na ni, jakož i vlivu různých pracovních podmínek ve styčné ploše pneumatiky s podložkou na její vrstevnicovou charakteristiku změn velikosti a směru vykonané dráhy v závislosti na zatížení

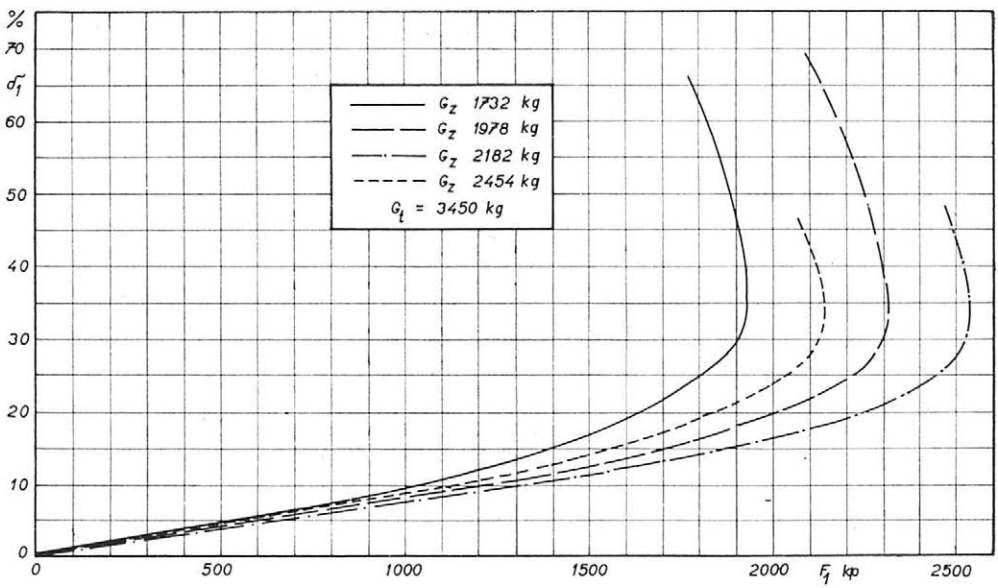
případě byl při zjišťování všech čtyř charakteristik průběh napětí stejný a měnila se jen jeho absolutní hodnota, což bylo ovlivněno změnou adhezního zatížení. Tím se pro určité podmínky měnila i hodnota tahové síly, která pak byla zjištěna pro stejnou změnu vykonané dráhy.

Podobný průběh napětí, jaký byl zjištěn ve styčné ploše pneumatiky s podložkou ve směru jejího odvalování, je možno uvažovat i pro směr posuvu, který je kolmý k rovině otáčení pneumatiky a který vzniká vlivem bočních sil. Pro tyto malé síly F_2 je průběh napětí ve styčné ploše dán tvarem blížícím se tvaru trojúhelníku (obr. 1 B 5). Při větších bočních silách, kdy se v některé části styčné plochy dosahuje maximální hodnoty styčného napětí (pro směr kolmý k rovině otáčení), se tento průběh napětí ve styčné ploše mění do různých tvarů (obr. 1 B 6).

Porovnáme-li oba druhy změn, a to jak vykonané dráhy, tak i jejího směru, z hlediska vykonané mechanické práce na jednotku délky dráhy, pak při stejném charakteru průběhu střihového napětí ve styčné ploše, připadajícího na jednotku posuvu, shledáváme, že není mezi nimi podstatný rozdíl.

4. ÚHRNNÁ VRSTEVNICOVÁ CHARAKTERISTIKA ZMĚN VELIKOSTI A SMĚRU UJETÉ DRÁHY U SOUMĚRNÉHO TVARU DESÉNU (PŘI RŮZNÉM SILOVÉM ZATÍŽENÍ)

Chceme-li blíže poznat, jak se u pneumatiky se souměrným vzorkem desénu projeví síly působící na pneumatiku v rovině podložky, je nejvýhodnější, sestavíme-li pro uvedenou pneumatiku a její adhezní zatížení, jakož i pro daný stav podložky, úhrnnou vrstevnicovou charakteristiku stejných změn velikosti a směru vykonané dráhy, a to v celém zatěžovacím poli vnějších sil působících ve styčné rovině.



2. Charakteristiky průběhu snížení vykonané dráhy v závislosti na tahové síle u traktoru Z 50 Super, vybaveného pneumatikami Barum 13,00—28 nahuštěnými na tlak 2 kp cm^{-2}, a to při pohybu traktoru s různým adhezním zatížením na betonové vozovce

Úhrnná vrstevnicová charakteristika pneumatiky se vyznačuje tím, že vyjadřuje v jedné soustavě vzájemný vztah změny velikosti ujeté dráhy a změny směru ujeté dráhy, v závislosti na různém silovém zatížení. Obě změny jsou vzájemně na sebe kolmé. Dále uvažuje oba směry otáčení a tím i přenášení hnacích momentů M_k nebo M_k' a jim odpovídajících tečných sil F_1 nebo F_1' (obr. 1 C, D, 3).

Změna velikosti ujeté dráhy je vždy uvažována v rovině otáčení pneumatiky a je označována δ_1 pro směr otáčení M_k vyvozující sílu F_1, nebo δ_1' pro opačný směr otáčení M_k', který vyvodí sílu F_1'.

Změna směru ujeté dráhy je vždy uvažována kolmo na rovinu otáčení a je označována δ_2 při působení síly F_2, nebo δ'_2, pokud je způsobena silou F'_2.

Při sestavování úhrnné vrstevnicové charakteristiky změn velikosti a směru vykonané dráhy v závislosti na působících silách postupujeme takto:

1. Na osu pořadnic (která je v rovině otáčení pneumatiky) vynášíme síly působící v rovině otáčení F_1 (F'_1).

2. V závislosti na síle F_1 (F'_1) vyneseme charakteristiku změny ujeté dráhy δ_1 (δ'_1), a to $K\delta_1 = f(F_1)$.

3. Na osu souřadnic, která je kolmo k rovině otáčení pneumatiky, vynášíme síly F_2 (F'_2) způsobující změnu směru ujeté dráhy δ_2 (δ'_2).

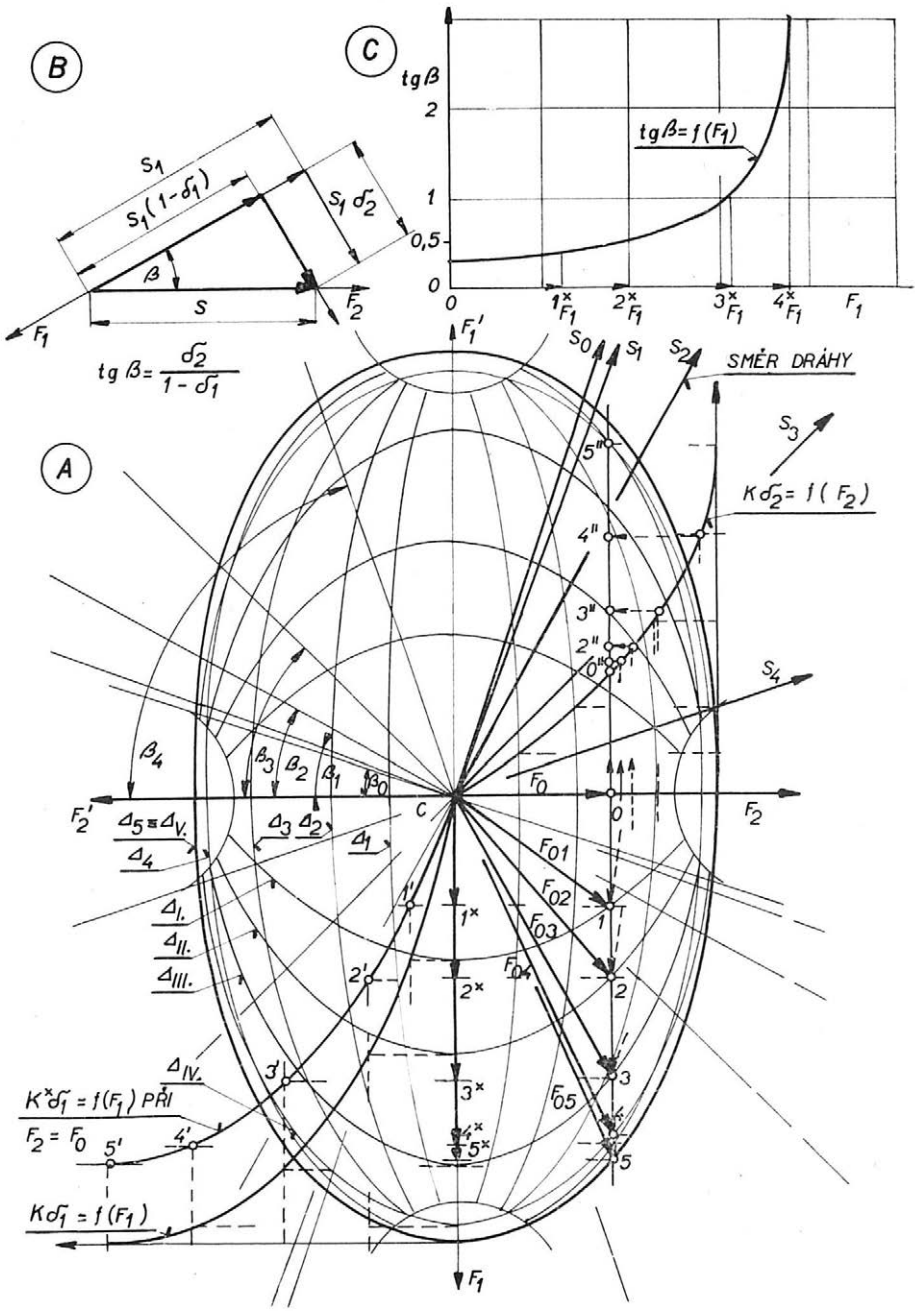
Rovněž v tomto případě pro usnadnění sestavení vrstevnicové charakteristiky vyneseme charakteristiku změny směru dráhy $K\delta_2$ ($K\delta'_2$) v závislosti na síle F_2 (F'_2).

4. Vzhledem k tomu, že síly působí na pneumatiku nejčastěji současně jak v rovině otáčení, tak i kolmo k rovině otáčení, je třeba zjistit, jak se mění charakteristiky změny velikosti ujeté dráhy (nebo změny směru vykonané dráhy), začne-li mimo sílu v rovině otáčení (nebo mimo sílu kolmo k rovině otáčení) působit i síla kolmo k rovině otáčení (nebo síla v rovině otáčení) a postupně se bude zvětšovat. Nejdříve si zjistíme, jak klesá maximální tečná síla F_1 (tahová síla F_n), a to postupně tak, jak stoupá síla F_2 kolmá k rovině otáčení. Složením těchto silových složek (F_1, F'_1 a F_2, F'_2) obdržíme výslednici sil F, procházející silovým těžištěm styčné plochy C pneumatiky s podložkou, která svírá s rovinou otáčení pneumatiky (pořadnicí F_1, F'_1) určitý úhel α. Spojením těchto bodů maximálních hodnot sil F, působících na pneumatiku v různém směru k rovině jejího otáčení, dostáváme jednu vrstevnicovou charakteristiku ($\Delta_V \equiv \Delta_5$) mezi pořadnicí a souřadnicí o průběhu maximálních sil různých směrů, při kterých dochází k maximální změně jak velikosti, tak i směru vykonané dráhy.

Jestliže pak pro danou hodnotu síly kolmé k rovině otáčení pneumatiky ($F_2 = konst$) postupně měníme sílu v rovině otáčení pneumatiky (F_1), obdržíme různé hodnoty velikosti změny ujeté dráhy (δ_1). Takto v určitých intervalech síly F_2 postupně zpracováváme celé zatěžovací pole pneumatiky. Stejné hodnoty změn δ_1 pak propojíme a tím obdržíme různé vrstevnice stejných hodnot změn jako $\Delta_I, \Delta_{II}, \Delta_{III}, \Delta_{IV}, \Delta_V$, které jsou rozmístěny po celém zatěžovacím poli pneumatiky.

Podobně postupujeme při zjišťování změn velikosti směru ujeté dráhy δ_2, je-li síla v rovině otáčení F_1 pneumatiky konstantní a mění se síla kolmá k této rovině F_2. Tím obdržíme i v tomto případě pro celé zatěžovací pole vrstevnice ($\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4, \Delta_5$) stejných hodnot změn δ_2.

Výhoda těchto vrstevnicových charakteristik spočívá zejména v tom, že nám umožní okamžitě určit pro libovolnou velikost a směr síly F, která působí na pneumatiku, jak velikost změny dráhy δ_1, tak i změnu směru δ_2. Postačí jen tuto sílu v příslušném měřítku vynést do vrstevnicové charakteristiky od těžiště C působením sil; konec této úsečky nám v soustavě vrstevnic okamžitě vyznačí změnu velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy.



3. Rozbor vlivu proměnné síly F_1 (1^x, 2^x, 3^x, 4^x, 5^x), působící v rovině otáčení pneumatiky zatížené trvalou boční silou F_0 v kolmém směru na její rovinu otáčení, a to na průběh změny úhlu, který svírá rovina otáčení se směrem dráhy S_0, S_1, S_2, S_4

5. ROZBOR VLIVU SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA PNEUMATIKU SE SOUMĚRNÝM TVAREM DESÉNU

Při vypracování vrstevnicových charakteristik pneumatik s různým tvarem desénu nebo pro různé pracovní (terénní) podmínky shledáváme, že vzhledem k maximální síle, která může být pneumatikou přenesena, a to buď v rovině otáčení (F_{1m}), nebo kolmo k rovině otáčení (F_{2m}), mohou nastat tyto variace ovlivňující tvar úhrnné vrstevnicové charakteristiky:

$$F_{1m} = F_{2m};\ F_{1m} < F_{2m} \text{ (obr. 1 C, D)};\ F_{1m} > F_{2m} \text{ (obr. 3—7)}$$

Jak se mění charakteristiky změny velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy v závislosti na síle F a úhlu α, který tato svírá s rovinou otáčení pneumatiky, je patrno z obrázků 1 C a D. Zde se charakteristika $K\delta_1 = f(F_1)$ při $F_2 = 0$ změnila na charakteristiku $K'\delta_1 = f(F.\cos\alpha)$. Obdobně se i charakteristika $K\delta_2 = f(F_2)$ při $F_1 = \delta$ změnila na charakteristiku $K'\delta_2 = f(F.\sin\alpha)$.

K určitým odchylkám ve tvaru vrstevnic charakteristiky změny velikosti a směru vykonané dráhy vůči běžným tvarům dochází tehdy, má-li síla přenášená buď ve směru otáčení pneumatiky, nebo kolmo na něj vyšší velikost při menší hodnotě těchto změn velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy, než by odpovídalo jejich hodnotám ve výši 100 %. Příklad tohoto typu vrstevnicové charakteristiky je uveden na obrázku 1 D. Zde je současně i uvedeno, jak se směr a velikost síly F projeví na charakteristiky změny vykonané dráhy $K\delta_1 = f(F_1)$, která se opět změní na $K'\delta_1 = f(F.\cos\alpha)$ a pod.

K stanovení velikosti úhlu β odchylky dráhy S od roviny otáčení pneumatiky, působí-li na pneumatiku stálá síla F_2 ve směru kolmém na rovinu otáčení a proměnná síla F_1 v rovině otáčení, je vhodné opět používat vrstevnicové charakteristiky (obr. 3). Zakreslíme-li do ní různé síly F od hodnoty F_0 až po F_{04}, můžeme snadno určit odpovídající hodnoty δ_1 a δ_2, a tím i stanovit odpovídající hodnotu $\beta_0 - \beta_4$, což nám umožní určit směr dráhy pneumatiky $S_0 - S_4$. Pro bližší analýzu průběhu úhlu β vzhledem k proměnné síle F_1 a konstantě síly $F_2 = K$ je vhodné stanovit si pro tyto podmínky průběh charakteristiky tg β v závislosti na síle F_1 (obr. 3C).

Častější způsob silového zatížení pneumatiky je však ten, kdy jedna proměnná složka síly F je ve směru dráhy pneumatiky (F_s) a druhá je kolmá na dráhu (F_{2s}), jak k tomu např. dochází při jízdě agregátu po vrstevnici svahu.

Postup při stanovení průběhu δ_1, δ_2 a tgψ v závislosti na proměnné síle F_s je patrný z obrázku 4. Nejdříve si ve vrstevnicové charakteristice, vypracované pro příslušnou pneumatiku a podmínky práce, vyznačíme graficky obě složky sil, a to jak jako by působily ve stálé poloze vůči rovině otáčení pneumatiky, tj. ve směru kolmém na rovinu otáčení ($F_2 = F_0$) a k rovině otáčení F'_1, F'_2, F'_3, F'_4). Pokud by se měnil úhel β vychýlení směru dráhy vůči rovině otáčení pneumatiky (a tím i směr sil), opisovaly by tyto vrcholy graficky znázorněných sil (0′, 1′, 2′, 3′, 4′) kružnice $K_0 - K_4$ okolo těžiště působení sil C. Dále volíme řadu úhlů β', pro které na kružnicích $K_0 - K_4$ určíme příslušné vrcholy sil a jim odpovídající hodnoty změn velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy. K těmto hodnotám pak vypočteme odpovídající hodnotu úhlu β. Z takto vypočtených hodnot úhlu β stanovíme charakteristiky tg β ($K'_1\beta - K'_2\beta$) v závislosti na tg β (obr. 6B); z bodů, kde se tyto charakteristiky protnou s navrženou charakteristikou tgβ ($K_1{}^{-}{}_5$), získáme hodnoty tangenty hledaných úhlů β (obr. 6B). Z těchto hodnot pak sestavíme požadované charakteristiky $K\beta = f(F_s)$, $K\delta_2 = f(F_s)$, $K\delta_1 = f(F_s)$.

Z toho rozboru vyplývá, že z hlediska tahových vlastností pneumatik je výhodnější, je-li zatěžovací síla pneumatiky (F_1) kolmo k této rovině (F_2). K tomu je třeba přihlížet při agregaci zemědělských strojů a nářadí s traktorem.

6. ROZBOR VLIVU SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA PNEUMATIKU S NESOUMĚRNÝM DESÉNEM

Při řešení vlivu tvaru desénu na velikosti a charakteristiky změn směru a na velikosti vykonané dráhy byly pro nesouměrný desén nejdříve vyjasněny krajní extrémní podmínky, které navazují na desén souměrný (viz obr. 5 B a C).

V těchto krajních případech se projevuje charakteristika desénu takto:

V jednom případě (obr. 5B) má desén pneumatiky největší soudržnost s pojezdovou rovinou (při příčném rýhování), a to ve směru jejího otáčení; tím dosáhne při stejném adhezním zatížení vysoké hodnoty tečné nebo tažné síly F_{1x}. V druhém případě (obr. 5C) má pneumatika minimální soudržnost s podložkou ve směru jejího otáčení, čímž se při stejném adhezním zatížení dosáhne nejnižší hodnoty tečné, popř. tahové síly F_{1y} (u podélného rýhování desénu).

Mezi těmito krajními hodnotami je nekonečné množství tvarů nesouměrného desénu (šikmého rýhování), při kterém jsou desénové ozuby v různém sklonu α k ose otáčení pneumatiky (obr. 5D). Pro tyto proměnné tvary desénu lze pak sestavit celkovou vrstevnicovou charakteristiku vlivu sklonu desénu na průběh δ_1 (snížení vykonané dráhy), a to podle vzoru uvedeného na obrázku 5E. Vrstevnice této charakteristiky pak udávají průběh stejných hodnot δ_1 pro různý sklon rýh a jsou označeny Δ_x = konstanta vzhledem k souřadnicím F_x a F_y.

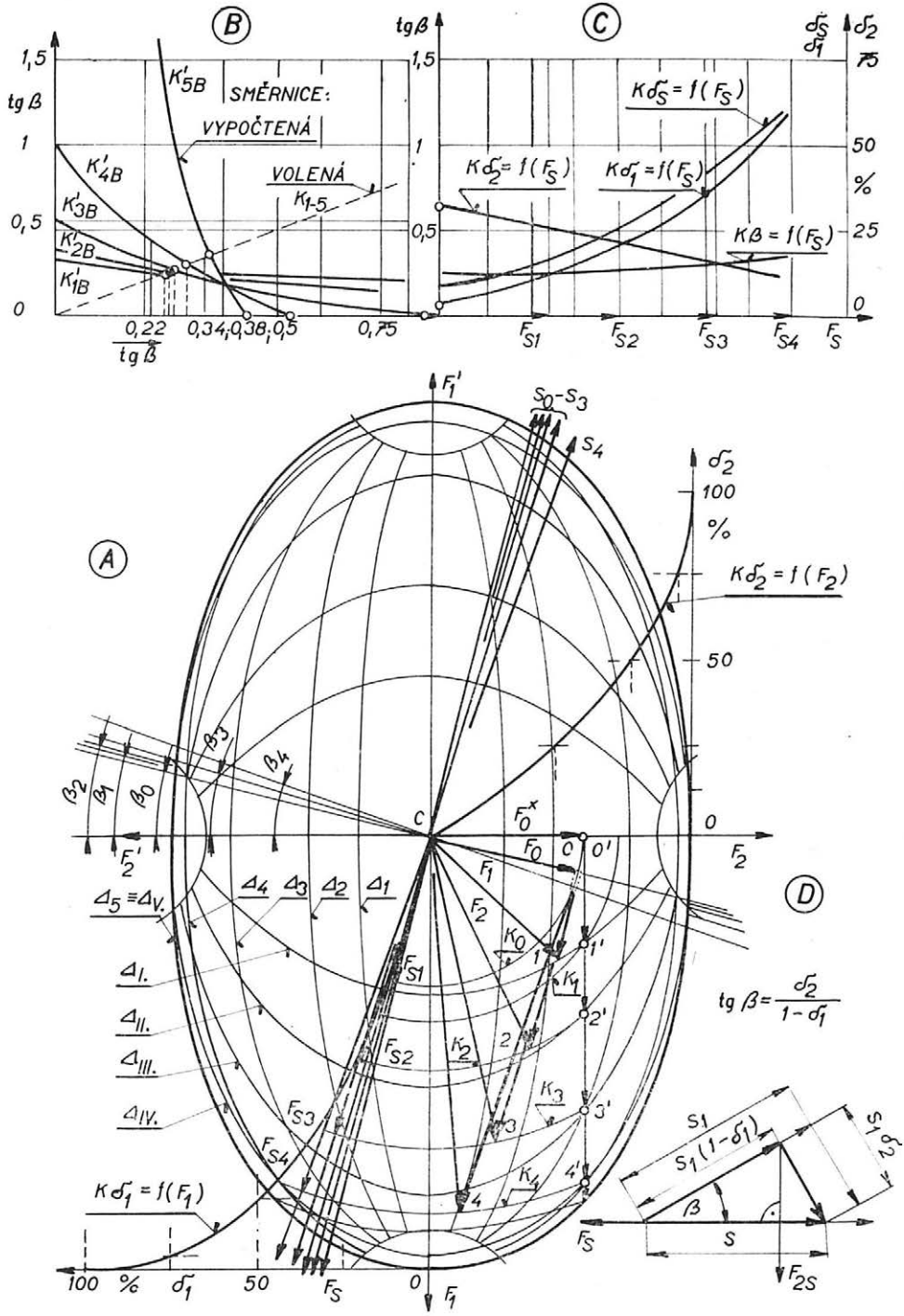
Chceme-li pro pneumatiku s nesouměrným desénem, skloněným o úhel α (vzhledem k ose otáčení pneumatiky), znát průběh δ_1, postupujeme tak, že vrstevnice charakteristiky vlivu sklonu desénu na δ_1 protneme přímkou procházející průsečíkem souřadnic x, y a svírající s nimi v odpovídajícím směru úhel α. Průsečíky této přímky s vrstevnicemi stálých hodnot δ_1 pro různou sílu a její směr F nám pak udávají hodnoty síly F_1 (v rovině otáčení pneumatiky) k jednotlivým hodnotám δ_1.

Pro nesymetrický tvar desénu, uvedený jako příklad na obrázku 6A, byla vypracována úhrnná vrstevnicová charakteristika změn velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy. Jak je z obrázku 6B patrno, není tato charakteristika symetrická kolem osy procházející ve směru roviny otáčení pneumatiky, ale je vůči ní skloněna o úhel α, tj. úhel sklonu desénu. Takový sklon předpokládá, že veškerá tečná síla přenášená pneumatikou je převáděna jen přes boky ozubů desénu. Jelikož podstatná část této tečné síly však je ve styčných plochách pneumatiky s podložkou přenášena jejich vzájemným třením, je úhel, který svírá osa symetrie vrstevnice stejných hodnot δ_1 s rovinou otáčení pneumatiky, podstatně menší; to je i při stejném úhlu ovlivněno pro každou hodnotu δ_1 poměrem síly, přenášené boky ozubů desénu, k síle přenášené třením ve styčné ploše (obr. 6D). Tento vzájemný poměr sil však nebývá vždy konstantní v celém rozsahu měnící se síly F_1 v rovině otáčení; to se pak projevuje tím, že i sklon osy symetrie vrstevnice δ_1 se mění v souladu se změnou sil F_1. Průběh velikosti sklonu osy symetrie v závislosti na síle F_1 je ovlivněn jak druhem pneumatiky, tak i druhem terénu (obr. 6C).

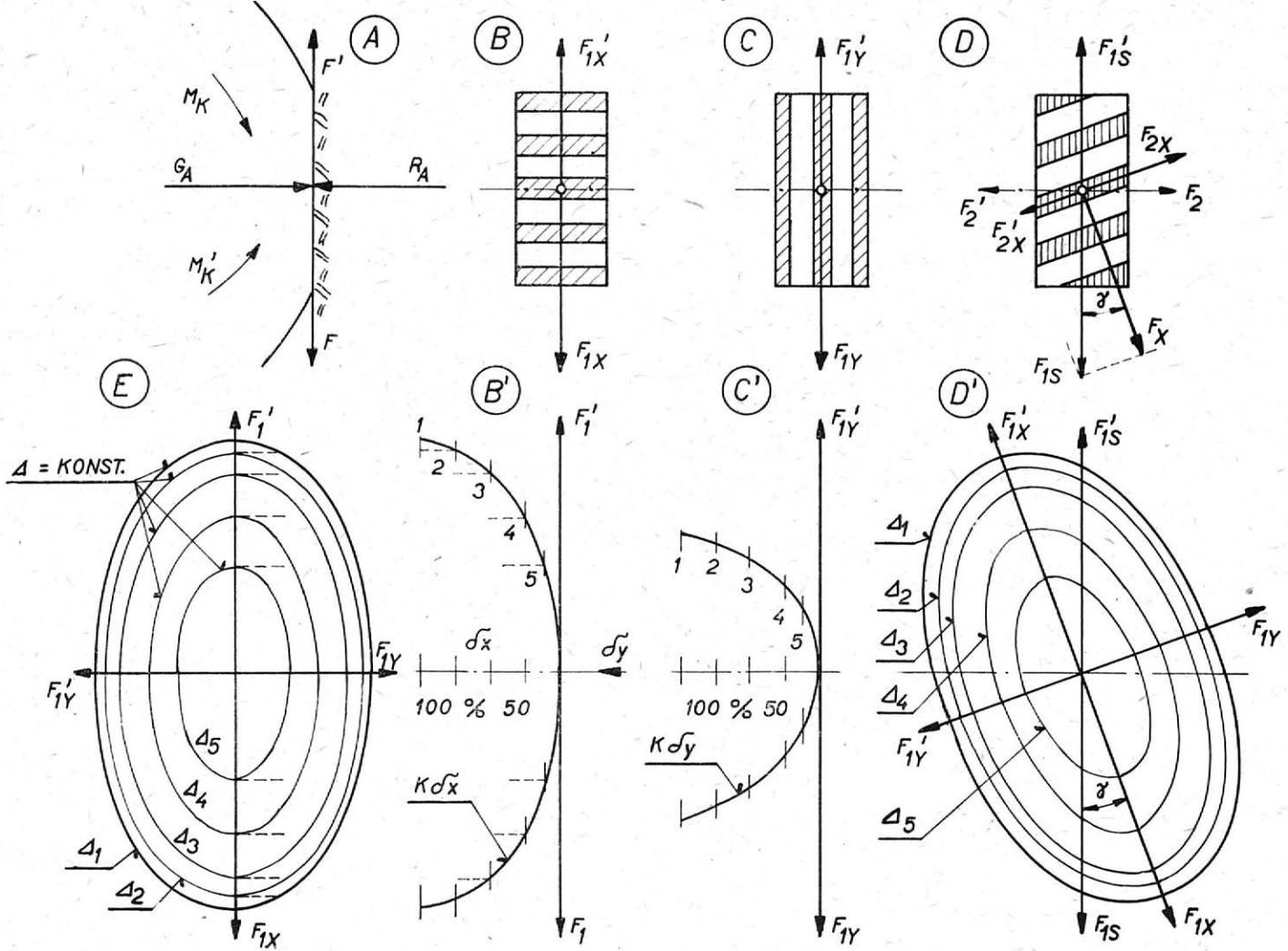
Výhodnost nesouměrného desénu při zatížení pneumatik bočními silami je patrna z některých hlavních pracovních podmínek pneumatiky, uvedených na obrázku 7.

V grafech na obrázku 7 je podrobněji rozvedena možnost dosažení výhodných tahových vlastností traktoru při jeho zatížení buď stálou boční silou jednoho směru vzhledem k pneumatice, nebo silou s proměnným úhlem vychýlení k rovině otáčení pneumatiky, avšak působící vždy z téže strany na pneumatiku, nebo boční silou, která je při jedné jízdě (popř. při větším procentu prací) větší a způsobuje větší odchylku k rovině otáčení pneumatiky; při druhé jízdě (v druhém cyklu jízd) pak působí na pneumatiku pod menším sklonem z opačné strany než v případě prvém.

Výhodnost používání pneumatik s nesouměrným desénem v případech, kdy pneumatika je stále vystavena určitému bočnímu působení síly vzhledem k rovině otáčení



4. Rozbor vlivu proměnné síly působící na pneumatiku ve směru její dráhy, je-li současně zatížena trvalou silou F_0 v kolmém směru na její dráhu, a to na průběh změn úhlu, který svírá rovina otáčení pneumatiky se směrem její dráhy



5. Rozbor vlivu sklonu rýhování desénu (ve vztahu k ose otáčení pneumatiky) na charakteristiku snížení vykonané dráhy δ_1 v závislosti na tečné síle, působící na pneumatiku v rovině jejího otáčení

pneumatiky, je patrna z obrázku 7A. Lze dosáhnout dobrých tahových vlastností i při značném bočním zatížení pneumatiky. Pro tento případ zatížení by měl být traktor na obou stranách vybaven pneumatikami s nesouměrným desénem stejného směru.

Ještě větších výhod se dosáhne, jsou-li pneumatiky na traktoru namontovány tak, aby jejich nesouměrný desén působil proti sobě. Tím se za normální jízdy při stejném adhezním zatížení obou kol chovají pneumatiky s nesouměrným desénem jako pneumatiky s desénem souměrným. Nápravy hnacích kol jsou však zatíženy určitou axiální silou. Při odlišném zatížení mezi oběma pneumatikami (jako tomu je při jízdě traktoru po vrstevnici, kdy spodní strana G_A je zatížena více než horní strana G_B), se však příznivě projeví různé axiální síly vyvozené nesouměrným desénem. Více adhezně zatížená spodní pneumatika vyvodí proti svahu větší axiální sílu než málo zatížená horní pneumatika. Tento rozdíl sil pak příznivě působí proti vlivu tíže traktoru, působící po spádnici, a tím pomáhá udržet traktor i při jízdě po vrstevnici ve směru vykonávané dráhy (snižuje boční sjíždění). Je třeba, aby

$$F_{2\,G_A + G_B} < \sin\gamma . (F^x{}_{G_A} + F^x{}_{B_A})$$

Stanovení úhlu vychýlení směru dráhy od roviny otáčení pneumatiky, působí-li síla F_2 kolmá k rovině otáčení, je uvedeno na obrázku 7C. Chceme-li určit, při působení síly F^x (F^{xx}) určitým směrem a velikostí na pneumatiku, jaký úhel β bude svírat dráha s rovinou otáčení pneumatiky (má-li být síla F vyvolána jednak silovou složkou ve směru dráhy S, a jednak složkou kolmou k dráze), postupujeme takto:

Podle hodnot $\delta_1 F^x$ a $\delta_2 F^x$ zjištěných ve vrstevnicové charakteristice stanovíme úhel β. Tento směr dráhy a směr kolmý na něj vyneseme do vrstevnicové charakteristiky nesouměrné pneumatiky v jejím centru C. Pak nad silou F^x opíšeme kružnici K^x; kde se protne se směrem kolmé složky na dráhu S, obdržíme od centra C velikost síly F_{2S} v kolmém směru na dráhu S a velikost síly F_{1S} ve směru dráhy (bližší na obr. 7B).

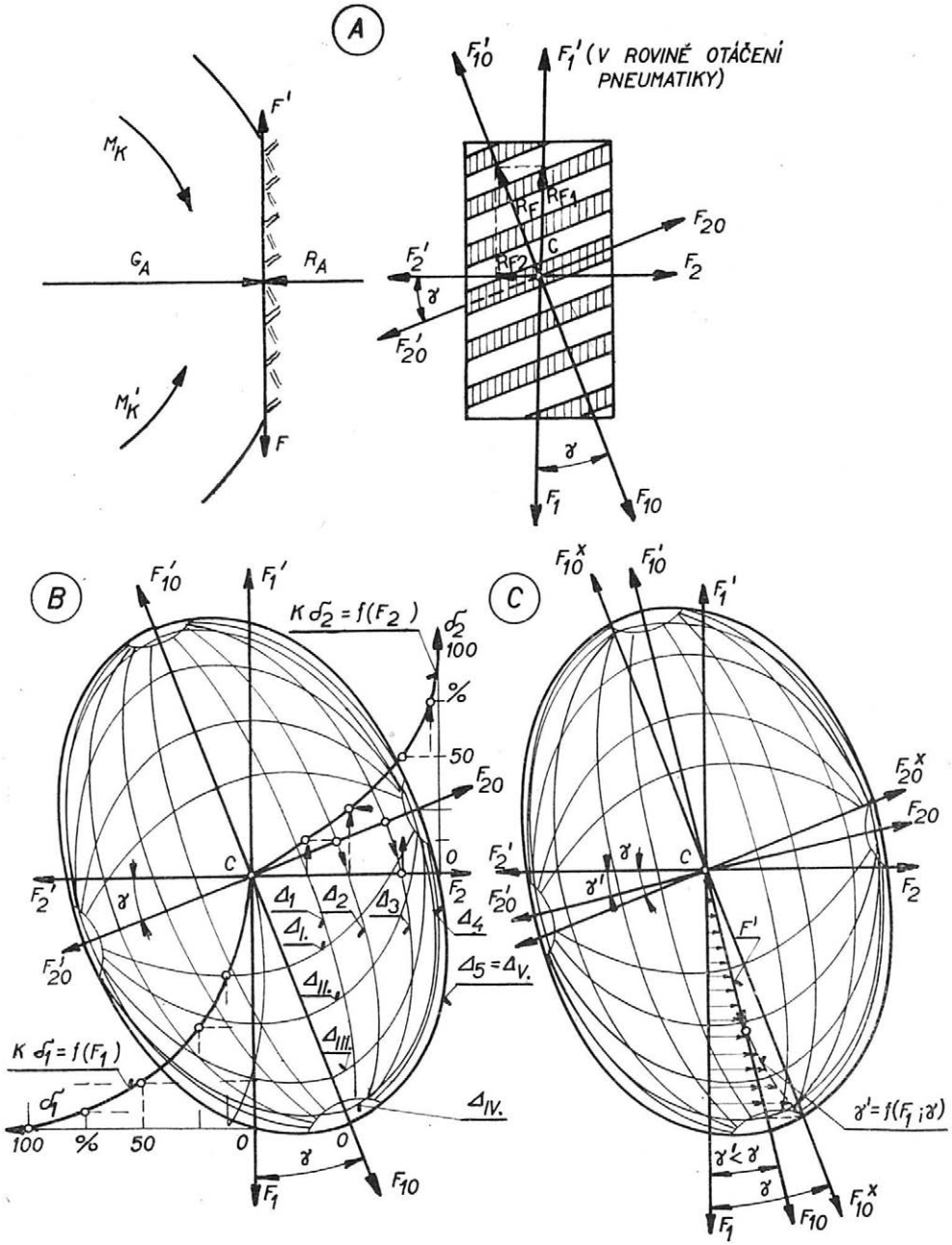
Při stanovení charakteristik průběhu změn úhlu β v závislosti na síle F_{1S} ve směru dráhy, je-li pneumatika vystavena stálé síle F_{2S} kolmo ke směru dráhy (např. při jízdě po vrstevnici), postupujeme u nesouměrného desénu podobně jako u souměrného desénu, ovšem s tím rozdílem, že používáme charakteristiku změn velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy ve vztahu k různému směru F, která byla vypracována pro tento nesouměrný desén a která se sklání v určitém poměru k rovině otáčení pneumatiky.

ZÁVĚR

Z výsledků rozborů a studií o teorii vlivů působení sil na pneumatiku a tím vzniklých jak napětí a posuvů ve styčné ploše, tak i změn velikosti (δ_1) a směru (δ_2) vykonané dráhy, jakož i vychýlení dráhy od roviny otáčení pneumatiky (β), vyplývá:

a) Zjištěné poznatky o průběhu střihového napětí v půdě a stykového napětí v závislosti na relativním posuvu styčných ploch nám ukazují, že klesání tahové síly pneumatiky při překročení určité hodnoty snížení vykonané dráhy (δ_1) nemusí být způsobeno jen zvýšením valivého odporu, ale i zhoršením podmínek pro dobrou soudržnost pneumatiky s podložkou, po které se odvaluje, což je ovlivněno tvarem desénu.

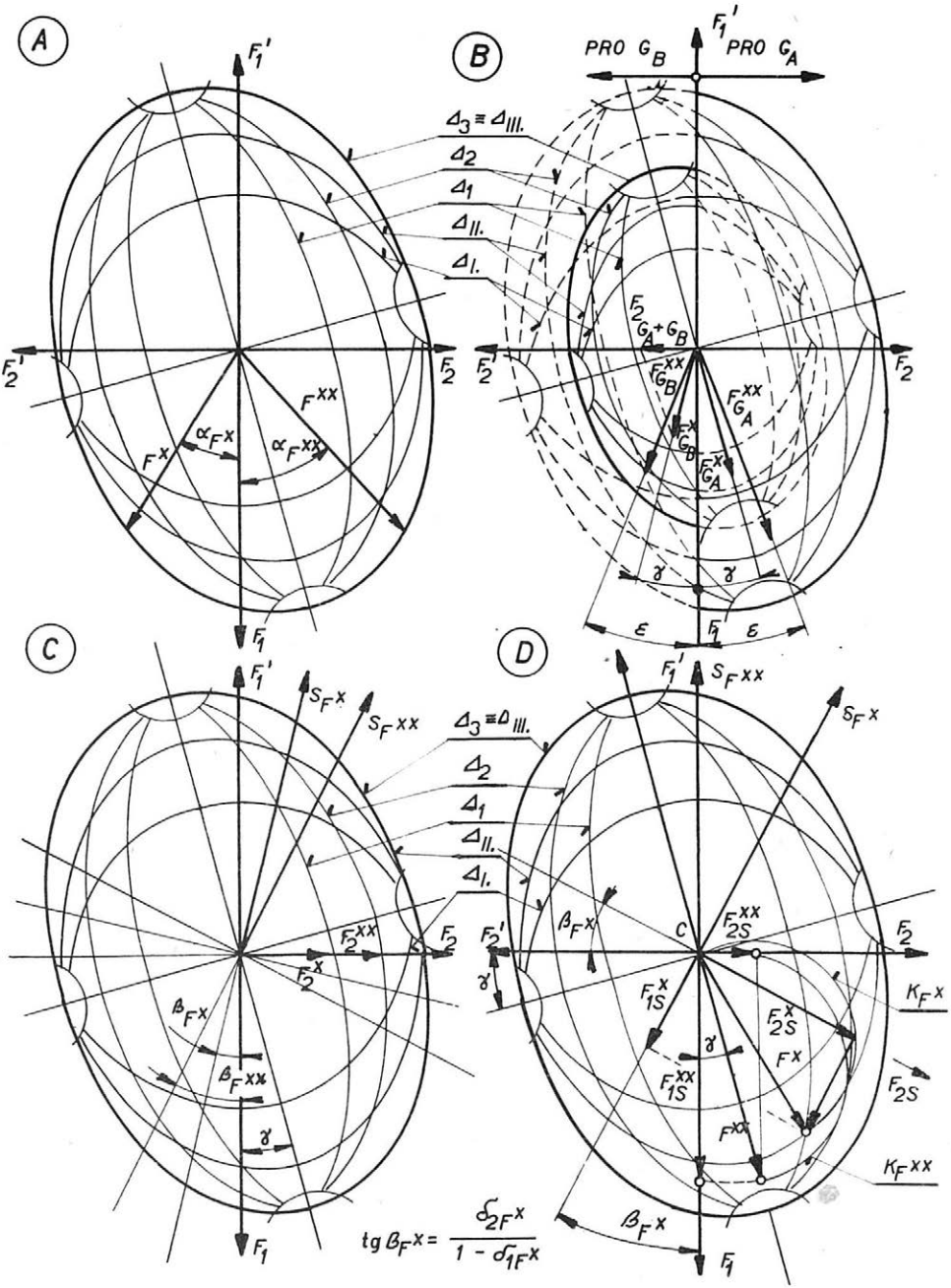
b) K usnadnění hodnocení pneumatik pro základní podmínky vyskytující se v zemědělství a pro maximální a střední hodnotu jejich adhezního zatížení při tlaku huštění 1,5 kg cm^{-1}) se doporučuje vypracovat úhrnné vrstevnicové charakteristiky změn velikosti (δ_1) a směru ujeté dráhy (δ_2). Tak bude uživatel informován o tahových a energe-



6. Vliv nesymetrického desénu (s příčným šikmým rýhováním) na tvar úhrnné vrstevnicové charakteristiky změn velikosti δ_1 a směru δ_2 vykonané dráhy

tických vlastnostech pneumatik a může volit jejich správný typ pro různé pracovní podmínky.

c) U traktorů a zemědělských strojů nasazených na práci v terénu s různými sklony svahu, popř. kde není žádoucí vychylování traktoru vůči směru dráhy (např. při meziřádkovém obdělávání kultur, kde vychýlení podélné roviny traktoru agregátovaného



7. Rozbor vlivů různých pracovních podmínek, při kterých je pneumatika zatížena silami různých směrů a velikostí, na tahové vlastnosti pneumatik s nesymetrickým desénem

s neseným nářadím podstatně zhoršuje jakost i podmínky práce), se doporučuje rozšířené používání nesymetrického vzorku tvaru desénu, jehož vývoji je třeba věnovat velkou pozornost.

Došlo dne 1. 3. 1967

Literatura

1. Andert, A.: Poznatky o vztazích a vlivu některých parametrů traktorových pneumatik na agrotechniku. Sborník ČSAZV-Zemědělská technika, 1959, č. 4-5. — 2. Andert, A.: Vliv desénu hnacích pneumatik na tahové a ostatní vlastnosti traktoru. Zemědělská technika, 1967, č. 2. — 3. Andert, A.: Účelnost zvýšení objemu hnacích pneumatik dalším rozšířením ráfku. Zemědělská technika, 1967, č. 2. — 4. Bekker, M. G.: Theory of Land Locomotion. University of Michigan, Press Ann Arbor 1956. — 5. Franke, R.: Ackerschlepper, Bussien-Automobiltechnisches Handbuch. Technischer Verlag Herbert Cram Berlin, 1958. — 6. Calperin, A. S.: Issledovanije iznosostojkosti traktornych šin s meridialnym raspoloženijem nitěj v karkase metodom radioaktivnych isotopov. GOSNITI Moskva, 1963. — 7. Grečenko, A.: Kolové a pásové traktory. Praha SZN, 1960. — 8. Grečenko, A.: O vztazích mezi konstrukčními parametry kolových traktorů a jejich tahovou účinností. Sborník ČSAZV-Mechanizace a elektrifikace zemědělství, 1958, č. 3-4. — 9. Kment, A. - Řezníček, R. - Fojtík, L.: Použití elektrických odporových snímačů deformace pro stanovení prokluzových charakteristik. Sborník ČSAZV-Mechanizace a elektrifikace zemědělství, 1957, č. 5. — 10. Kuzmin, M. V.: Issledovanije aročnych šin. Mechan. i el. soc. sel. chozj., 1964, č. 1. — 11. Netík, O. - Pick, E.: Příspěvek k řešení otázek spojených s bočním sjížděním traktorů na svahu. Zemědělská technika, 1964, č. 4. — 12. SAE Cooperativa Tractor Tire Testing Committee: The Traction of Pneumatic Traktor Tires. SAE Trans 1938. — 13. Söhne, W.: Das Mechanisches Verhalten des Ackerbodens bei Belastungen. Grundlagen der Landtechnik VDI Verlag, 1951. — 14. Söhne, W.: Die Kragtübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik. VDI Verlag, 1952. — 15. Walders, F. C. - Worthington, W. H.: Low Section Height Tires. Agricultural Engineering, ASAE Michigan, 1956. — 16. Zimelev, G. V.: Teorija avtomobilja. Moskva, 1957.

Пригодность симметричного и несимметричного рисунка протектора у тракторных и иных шин

В работе дается анализ касательного напряжения между шиной и подкладкой и его отношение к характеристикам изменений размера и к направлению пути, пройденного шиной.

Обсуждались и оценивались разные виды основной вариации действия усилий как в отношении постоянного направления положения шины (трактора), так и вариации, при которой действующая на шину сила сохраняет постоянное положение к направлению пути. При этой оценке применялись характеристики горизонталей.

На основе анализов и работ по теории влияний действия усилий на шину можно заключить:

а) Установленные данные о ходе напряжения на срез в почве и контактного напряжения в зависимости от относительного перемещения поверхностей соприкосновения свидетельствуют о том, что понижение растягивающего усилия шины при превышении заданой величины уменьшения пройденного пути (ϑ_1) может быть вызвано не только повышением сопротивления качения, но и ухудшением условий правильного сцепления между шиной и подкладкой, по которой шина катится, что зависит от формы рисунка протектора.

б) Для облегчения оценки шин, предназначенных для основных условий в сельском хозяйстве, и для определения максимальной и средней величины их адхезионной нагрузки (при давлении накачки шины 1,5 cm^{-1}) рекомендуется составить общие характеристики изменений величины (ϑ_1) и направления пройденного пути (ϑ_2).

в) У тракторов и сельхозмашин, предназначенных для работы в местностях с разными наклонами, или же там, где отклонение трактора от направления пути нежелательно, рекомендуется широко пользоваться несиметрическим образом формы рисунка протектора, развитию которого следует уделять большое внимание.

Suitability of the Symmetrical and Asymmetrical Tread Pattern of Tyres for Tractor and other Machines

The paper analyses the tangential stress existing between the tyre and the ground and its relation to the characteristics of the change of the largeness and direction of the path performed by the tyre.

Various basical variants of the forces action have been designed and evaluated for the case when a constant direction of the position of the tyre (tractor) is held as well as for the case when the force acting on the tyre keeps a constant position in relation to the direction of the path. In this evaluation the use of contour line characteristics is made.

It follows from the results of the analyses and studies concerning the theory of the influence on forces action on the tyre that:

a) the ascertained facts concerning the shear stress in the soil and the contact stress in dependance of the relative shift of the contact surfaces show that the decrease of the traction force of the tyre when surpassing a certain value of the decrease of the passed poth (ϑ_1) need not be caused only by the increase of the tyre drag but also by the worsening of conditions for the good adhesion of the tyre to the ground which is influenced by the pattern;

b) it is recommended for the facilitation of the tyre evaluation in basic conditions in agriculture and at the maximum and mean values of their adhesion load (at 1,5 kp cm^{-1} inflation pressure) to elaborate total contour line characteristics of the changes of the magnitude (ϑ_1) and direction of the covered path (ϑ_2).

c) for tractors and agricultural machines operating on grounds with various slope inclination or in conditions where the deflection of the tractor from the path direction is unwanted, it is recommended to use widely an asymmetrical tread pattern. Its development is to be given high attention.

Die Zweckmäßigkeit des symmetrischen und asymmetrischen Laufflächendessins der Schlepper- und anderer Reifen

In der vorliegenden Arbeit wird eine Analyse der Tangentialspannung zwischen dem Reifen und der Unterlage durchgeführt und die Beziehung der Tangentialspannung zu den Charakteristiken der Veränderungen der Größe und Richtung des vom Reifen zurückgelegten Weges behandelt.

Es wurden verschiedene Grundvariationen der Wirkung der Kräfte vorgeschlagen und bewertet, u. zw. erstens sofern eine beständige Richtung bezüglich der Reifenlage (beim Schlepper) eingehalten wird, zweitens solche Variationen, wo die auf den Reifen wirkende Kraft eine beständige Lage zur Richtung der Bahn beibehält. Bei dieser Bewertung werden Schichtlinien-Charakteristiken angewendet.

Aus den Ergebnissen der Analysen und Studien über die Theorie der Einflüsse der Einwirkung von Kräften auf den Reifen können folgende Schlüsse gezogen werden:

a) Die ermittelten Erkenntnisse über den Verlauf der Scherspannung im Boden und der Grenzflächenspannung in Abhängigkeit von relativer Vorschubbewegung der Kontaktflächen zeigen, daß das Absinken der Zugkraft des Reifens beim Überschreiten eines bestimmten Wertes der Herabsetzung des zurückgelegten Weges (ϑ_1) nicht nur infolge der Erhöhung des Rollwiderstandes, sondern auch durch die Verschlechterung der Bedingungen für eine gute Zusammenhangskraft des Reifens mit der Unterlage, auf der das Rollen vor sich geht, verursacht werden kann; dies wird durch die Dessinform beeinflußt.

b) Man empfiehlt zwecks Erleichterung der Reifenbewertung für die in der Landwirtschaft vorkommenden Grundbedingungen und für den maximalen und mittleren Wert der Adhäsionsbelastung (bei einem Reifendruck von 1,5 kp cm^{-1}) die Ausarbeitung einer summarischen Schichtenlinien-Charakteristik der Veränderungen der Größ (ϑ_1) und der Richtung (ϑ_2) des zurückgelegten Weges.

c) Bei Schleppern und Landmaschinen, die im Gelände mit verschiedenen Neigungen des Hanges eingesetzt wurden, bezw. wo die Ablenkung des Schleppers gegenüber der Richtung des Weges nicht erwünscht ist, empfiehlt man eine verbreitete Anwendung der unsymmetrischen Dessinform, deren Entwicklung große Aufmerksamkeit gewidmet werden sollte.

Adresa autora:

Ing. Antonín Andert, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy

---

K. Koskuba

ROZBOR VÝSLEDKŮ POKUSNÉHO SUŠENÍ ZEMĚDĚLSKÝCH HMOT ČÁST I – ZPRACOVÁNÍ ÚDAJŮ EXPERIMENTÁLNÍ SUŠICÍ KŘIVKY

631.362.71/.72

Většina autorů se shoduje v tom, že proces sušení zemědělských hygroskopických hmot probíhá převážně v úseku klesající rychlosti sušení, tj. tehdy, kdy úbytek vlhkosti není úměrný času. Úsek rostoucí rychlosti sušení (počáteční interval, ve kterém se materiál přizpůsobuje novým podmínkám tepelné a látkové rovnováhy při sušení) a následující úsek stálé rychlosti sušení (kdy převládá povrchové odpařování a úbytek vlhkosti je přímo úměrný času) jsou v podmínkách zemědělského sušení zanedbatelné. V úseku klesající rychlosti sušení jde o dva procesy:

a) pohyb vlhkosti uvnitř látky směrem k povrchu,

b) odstranění vlhkosti z povrchu látky.

Pohyb vlhkosti v zemědělských hmotách studovalo mnoho autorů. Pokusy ukázaly, že rychlost sušení je úměrná velikosti rozdílu mezi měrnou vlhkostí sušené látky v daném okamžiku a mezi vlhkostí rovnovážnou (2).

Může být vyjádřena touto rovnicí (analogie Newtonova zákonu chlazení):

$$\frac{du}{d\tau} = -k\,(u - u_{ekv}) \tag{1}$$

kde: u = měrná vlhkost $\frac{M_v}{M_{MS}}$
M_v = váha vlhkosti v materiálu
M_{MS} = váha sušiny
τ = doba sušení
k = konstanta, která závisí na vnějších a vnitřních podmínkách sušení
u_{ekv} = rovnovážná vlhkost sušené hmoty při daných vnějších podmínkách

Integrace tohoto typu diferenciální rovnice vede k následujícímu exponenciálnímu výrazu

$$u_\tau = (u_0 - u_{ekv})\, e^{-k\tau} + u_{ekv}$$

čili

$$y = a\, e^{-bx} + c \tag{2}$$

kde: u_τ = průměrný obsah vlhkosti sušené hmoty po době sušení
u_0 = počáteční obsah vlhkosti ($\tau = 0$)
y, x = závislá a nezávislá proměnná
a,b,c = konstanty (pro dané vnější a vnitřní podmínky sušení)

Naproti tomu Hustrulid a Flikke (3), kteří dělali pokusy s kukuřicí, odvodili na základě difúzního zákona rovnici

$$\frac{u - u_{ekv}}{u_0 - u_{ekv}} = \frac{b}{\pi^2} \sum_{N=1}^{\infty} \frac{1}{N^2} c^{-N^2 k\tau} = \frac{b}{\pi^2} c \qquad (3)$$

kde c = posloupnost, která rychle konverguje pro velké hodnoty $k\tau$, takže rovnice (3) přejde v rovnici (2).

Pabis a Henderson (5) ukázali, že konstanta k, která charakterizuje rychlost sušení, se mění s teplotou

$$k = b\, e^{\frac{d}{t + 460}} \qquad (4)$$

kde b, d = konstanty
t = teplota media

I. Transformace naměřených údajů

Naměřené údaje				i	Transformované údaje		$y_i = \frac{W_0 - W'}{1000}$
ΔW	τ	$\Delta\tau$	W'		τ	W'	
g	0,2 min	0,2 min	g		min	g	kg
1	2	3	4	5	6	7	8
	0			1	0	0,0	4,2000
2	1	1	2	2	4	36,6	4,1634
30	16	15	32	3	8	59,7	4,1404
30	42	26	62	4	12	89,0	4,1110
30	62	20	92	5	16	112,0	4,0880
30	89	27	122	6	20	135,8	4,0672
30	113	24	152	7	24	159,5	4,0405
30	141	28	182	8	28	181,9	4,0181
30	163	22	212	9	32	207,9	3,9921
30	187	24	242	10	36	233,2	3,9668
30	209	22	272	11	40	259,7	3,9403
20	224	15	292	12	44	286,7	3,9133
20	239	15	312	13	48	313,5	3,8865
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	348	1388	2169,2	2,0328
.	.	.	.	349	1392	2170,2	2,0298
10	6996	200	2172	350	1396	2171,2	2,0288
				351	1400	2172,2	2,0278
				352	1404	2173,2	2,0268

ΔW = váha odpařené vody (diference);
$\Delta\tau$ = časový interval odpovídající ΔW;
W_0 = počáteční váha vzorku
W' = váha odpařené vody (kumulované hodnoty)
τ = čas

II. Výpočet postupných diferenci

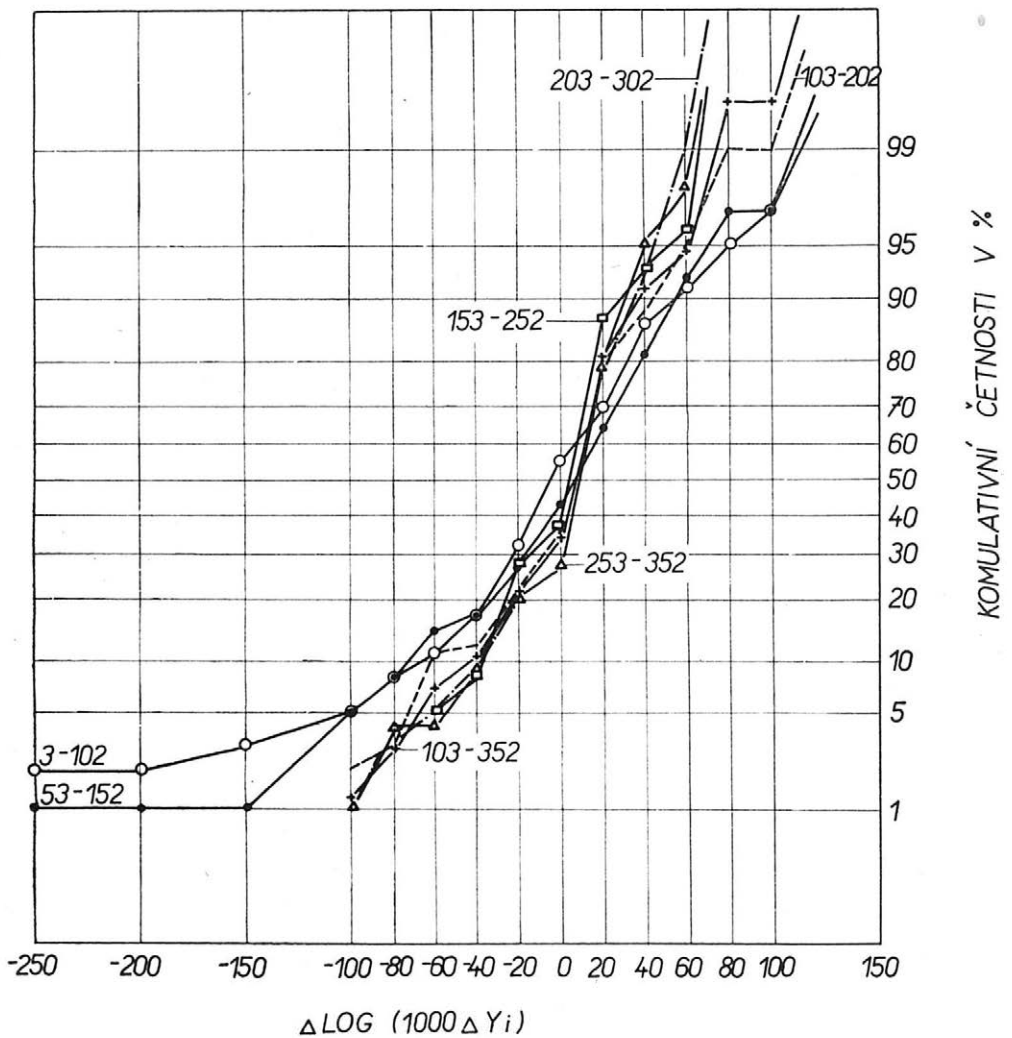
i	y_i	Δy_i	$\log(1000\Delta y_i)$	$\Delta\log(1000\Delta y_i)$
1	2	3	4	5
1	4,200			
		0,0366	1,564	
2	4,1634			−0,200
		0,0231	1,364	
3	4,1403			+0,103
		0,0293	1,467	
4	4,110			−0,105
		0,0230	1,362	
5	4,0880			+0,015
		0,0238	1,377	
6	4,0672			−0,002
		0,0237	1,375	
7	4,0405			−0,025
		0,0224	1,350	
8	4,0181			+0,065
		0,0260	1,415	
9	3,9921			−0,012
		0,0253	1,403	
10	3,9668			+0,020
		0,0265	1,423	
11	3,9403			+0,008
		0,0270	1,431	
12	3,9133			−0,003
		0,0268	1,428	
13	3,8865	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
347	2,0318	.	.	.
		0,0010	0,000	
348	2,0308			0,000
		0,0010	0,000	
349	2,0298			0,000
		0,0010	0,000	
350	2,0288			0,000
		0,0010	0,000	
351	2,0278			0,000
		0,0010	0,000	
352	2,0268			

Mnoho autorů se zabývalo konstantou, která charakterizuje rovnovážnou vlhkost u_{ekv}, a pokoušelo se pro ni najít analytické vyjádření. Simmons a kol. (7) zavedli termín dynamická rovnovážná vlhkost, který odlišuje rovnovážnou vlhkost, získanou dlouhodobým (statickým) přizpůsobováním zemědělské hmoty vnějšímu prostředí, od podmínek relativně rychlých změn při sušení.

V této práci se rovněž vychází z předpokladu, že pro analytické vyjádření časové změny vlhkosti při sušení je v podstatě možno použít exponenciálního vztahu (2).

Použití je však omezeno skutečnou shodou experimentálních údajů s exponenciálním vztahem a ve zbývající části křivky sušení je třeba respektovat diference. Navíc je zde rovnovážná vlhkost uvažována jako proměnná, která se s rostoucí dobou sušení blíží nějaké limitě.

Práce popisuje postup při analýze experimentálních údajů pokusů se sušením travních semen, provedených v N. I. A. E. (National Institute of Agricultural Engineering v Silsoe, Beds., Velká Británie). Údaje použité k ilustraci postupu se vztahují na pokus sušení semen ozimého jílku (*Lolium perenne*), sklízeného přímým sečením pomocí žací mlátičky při vlhkosti 51,5 %. Vzorek o váze 4200 g byl sušen ve vrstvě asi 15 cm vzdušným proudem o teplotě 32,5 °C a průměrné vlhkosti 32,8 %. Pokusné zařízení (6) umožnilo získávat automaticky údaje experimentální sušicí křivky; matematický postup v této práci byl volen tak, aby umožnil maximálně mechanizovat analýzu výsledků sušení. Naměřené údaje jsou uvedeny (částečně) v tabulce I. Pro další výpočet bylo nutno je transformovat, aby nezávisle proměnná měla konstantní interval.



1. Relativní kumulativní četnosti diferencí

VHODNOST EXPONENCIÁLNÍHO VÝRAZU PRO ANALYTICKÉ VYJÁDŘENÍ SUŠICÍ KŘIVKY

Pro funkci typu

$$y = a\,e^{-bx} + c$$

je možno nalézt tyto postupné diference:

$$y + \Delta y = a\,e^{-b(x + \Delta x)} + c = a\,e^{-b\Delta x}\,e^{-bx} + c$$

tudíž

$$\Delta y = a\,e^{-bx}\,(e^{-b\Delta x} - 1)$$

a dále

$$ln\,\Delta y = ln\ [a\,(e^{-b\Delta x} - 1)] - bx = a' - bx \qquad \Delta\,(ln\,\Delta y) = -\,b\Delta x = b' \tag{5}$$

Rovnice typu

$$y = ae^{-bx} + c$$

může tedy spolehlivě představovat analytický výraz pro soubor experimentálních údajů x_i a y_i, jestliže hodnoty diferencí $\Delta(\log \Delta\, y_i)$ jsou přibližně konstanty.

To znamená, že soubor takto vzniklých diferencí představuje stacionární ergodický náhodný proces. Výpočet postupných diferencí je naznačen v tabulce II.

Testování náhodnosti konečných diferencí je možné mnoha způsoby. Pro rozsáhlý soubor hodnot $x_i\ (= \tau)$ a $y_i\ (= W)$ bude nejvhodnější použít testu významnosti empirické shody a teoretické distribuční funkce (např. pomocí testování významnosti veličiny χ^2). Protože z jednoho pokusu nelze usuzovat na charakter zákona rozdělení diferencí, bylo použito grafické metody a byly porovnány distribuční křivky souborů diferencí z různých částí sušicí křivky. Výpočet kumulativních četností pro soubory o 100 hodnotách posunutých vždy o 50 hodnot je uveden v tabulce III.

Grafické znázornění distribuční křivky pomocí pravděpodobnostní stupnice [4] je na obrázku 1. Z grafu je zřejmé, že rozdělení diferencí je asymetrické, přičemž s postupující dobou sušení se blíží více k normálnímu (Gaussovu) rozdělení. Počínaje hodnotou Δ_{103} distribuční křivky zhruba splývají a naznačují, že diference je náhodná veličina. To znamená, že pouze v této části sušicí křivky lze experimentální údaje vyjádřit exponenciální křivkou typu $y = a\,e^{-bx} + c$.

VÝPOČET ROVNOVÁŽNÉ VLHKOSTI

Rovnovážné vlhkosti v rovnici (2) odpovídá konstanta c. Za předpokladu, že

$$x_2 = \frac{x_1 + x_3}{2}$$

a že diference mezi hodnotami y_1, y_2 a y_3 nejsou malé, je možno vyčíslit konstantu c pomocí extrapolačního vzorce [např. 1]:

$$c = \frac{y_1 y_3 - y_2^2}{y_1 y_3 - 2y_2} \tag{6}$$

III. Relativní kumulativní četnosti diferencí

i	Četnosti a kumulativní četnosti	Hranice tříd rozdělení četností konečných diferencí														
		−250	−200	−150	−100	−80	−60	−40	−20	0	+20	+40	+60	+80	+100	+150
3 – 102	f	2	0	1	2	3	3	6	15	23	14	17	5	4	2	3
	$fk = fk\%$	2	2	3	5	8	11	17	32	55	69	86	91	95	97	100
53 – 152	f	1	0	0	4	3	6	3	10	16	21	17	11	5	0	3
	fk	1	1	1	5	8	14	17	27	43	64	81	92	97	97	100
103 – 202	f				2	1	8	1	10	14	43	9	7	4	0	1
	fk				2	3	11	12	22	36	79	88	95	99	99	100
153 – 252	f						5	3	10	20	49	6	3	4		
	fk						5	8	18	38	87	93	96	100		
203 – 302	fk				1	2	2	4	11	19	37	16	4	4		
	fk				1	3	5	9	20	39	76	92	98	100		
253 – 352	f				1	3	0	5	11	7	52	16	4	1		
	fk				1	4	4	9	20	27	79	95	99	100		
103 – 352	f				3	4	10	9	25	33	116	27	14	8	0	1
	fk				3	7	17	26	51	84	200	227	241	249	249	250
	$fk\%$				1,2	2,8	6,8	10,4	20,4	33,6	80,0	90,8	94,4	99,6	99,6	100,0

IV. Výpočet hodnot konstanty c

i	y_1	y_2	y_3	c_i
1	2	3	4	5
1	2,7932	2,3287	2,0843	1,8133
2	7811	3218	813	8167
3	7695	3148	782	8207
4	7580	3076	756	8292
5	7459	3001	730	8372
6	7353	2938	704	8418
7	7238	2880	677	8427
8	7122	2811	651	8484
9	7013	2743	625	8541
10	6890	2677	599	8576
11	6800	2614	574	8635
12	6691	2555	552	8669
13	6594	2499	530	8706
14	6483	2439	508	8741
15	6387	2377	486	8797
16	6278	2316	465	8844
17	6187	2259	446	8894
18	6069	2208	427	8899
19	5982	2154	407	8938
20	5880	2097	388	8978
21	5791	2046	368	9003
22	5700	1998	348	9020
23	5594	1953	328	9018
24	5509	1909	308	9039
25	5412	1861	288	9045

V tabulce IV je výpočet 25 hodnot konstanty pro 25 skupin hodnot y_1, y_2 a y_3, které odpovídají hodnotám x_1, x_2 a x_3, zvoleným tímto způsobem:

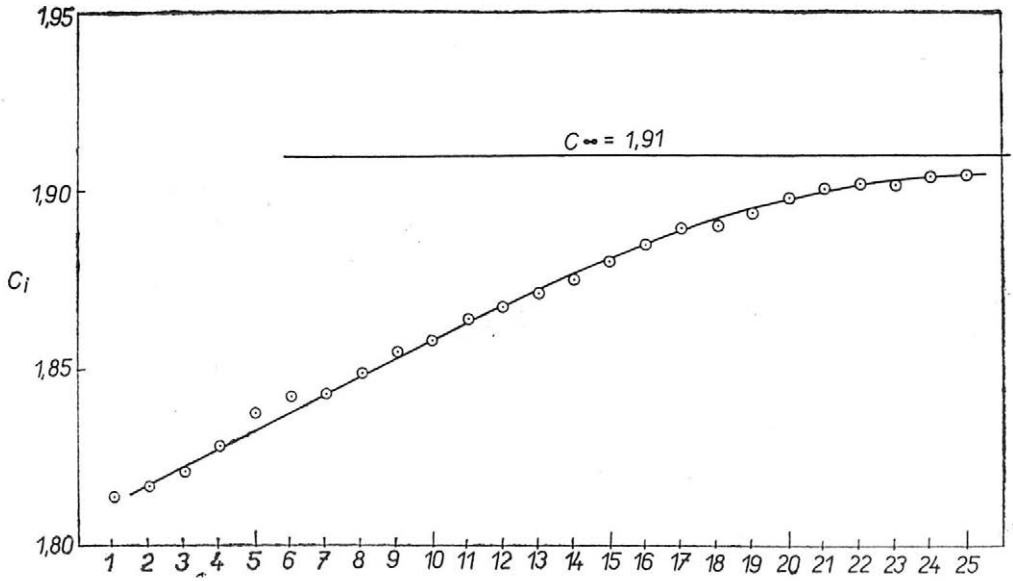
$$x_1 = x_{100} + 2i$$
$$x_2 = x_{200} + 2i$$
$$x_3 = x_{300} + 2i$$

Z výběru je zřejmé, že pro výpočet konstanty c se nepřihlíží k celé experimentální sušicí křivce a že první část křivky se z důvodu uvedeného v předešlé kapitole ignoruje.

Hodnoty c_i jsou uvedeny v grafu na obrázku 2.

Z grafu vyplývá, že s postupujícím sušením (tj. s postupující hodnotou i) se hodnota c asymptoticky blíží k nějaké konstantě, která je označena jako $c\,\infty$.

Rovnovážná vlhkost $c\,\infty$ odpovídá velmi dlouhé (nekonečné) době sušení a nemá tudíž dynamický charakter.



2. Grafické vyčíslení hodnoty C∞

VÝPOČET KONSTANTY CHARAKTERIZUJÍCÍ RYCHLOST SUŠENÍ

Známe-li hodnotu konstanty c z naší rovnice (2), pak nejvhodnější způsob, jak stanovit konstantu b (k), která charakterizuje rychlost sušení, je metoda nejmenších čtverců. Ta však dává výsledky jen tehdy, jestliže rozptyl hodnot závisle proměnné (střední kvadratická chyba) je stejný v celém rozsahu nezávisle proměnné.

To však zřejmě není případ rovnice (2); platí-li

$$y = a\, e^{-bx} + c$$

pak

$$d\,y = -a\, b\, e^{-bx}\, dx = -b\,(y - c)\, dx \tag{7}$$

Předpokládáme-li, že $d\,y = \Delta\, y$, pak zřejmě diference $\Delta\, y$ (a také pravděpodobná chyba proměnné) jsou funkcí proměnné. Z experimentálního hlediska to znamená, že rozptyl závisle proměnné bude různý pro různé časové úseky pozorovaných hodnot (tj. pro různou velikost hodnoty x).

Abychom se vyhnuli této nesnázi, upravíme rovnici takto: Pro

$$x = 0 \qquad y_0 = a + c$$

tudíž

$$a = y_0 - c$$

a můžeme psát

$$\frac{y - c}{y_0 - c} = e^{bx} \tag{8}$$

Logaritmování tohoto výrazu vede k přímkové závislosti

$$\underbrace{\log\left(\frac{y-c}{y_0-c}\right)}_{Y} = \underbrace{-b \log e\, x}_{b'X'} \qquad (9)$$

Předpokládáme-li, že chyba je omezena pouze na závisle proměnnou Y, můžeme konstantu b' vyčíslit pomocí známého vzorce

$$b' = \frac{n\Sigma X'Y - (\Sigma X')(\Sigma Y')}{n\Sigma X^2 - (\Sigma X')^2}$$

kde $\Sigma X, \Sigma XY \ldots$ atd. je zkrácené psaní výrazů:

$\sum_{i=1}^{n} Xi$, $\sum_{i=1}^{n} XiYi$ apod.

V tabulce V jsou uvedeny údaje potřebné pro výpočet konstanty b'; tedy:

V. Výpočet hodnot konstanty b'

X'	$Y = \log\left(10^3 \frac{y_i - c)}{y_0 - c}\right)$	$X'Y$	X'^2
1	2	3	4
−10	3	−30	100
6	2,410	14,460	36
7	2,373	16,611	49
8	2,339	18,712	64
9	2,303	20,727	81
10	2,274	22,740	100
11	2,271	24,541	121
12	2,196	26,352	144
13	2,159	28,067	169
14	2,117	29,638	196
15	2,087	31,305	225
16	2,038	32,608	256
17	2,002	34,034	289
18	1,962	35,316	324
19	1,919	36,461	361
20	1,895	37,900	400
21	1,844	38,724	441
22	1,816	39,952	484
23	1,786	41,078	529
24	1,754	42,096	576
25	1,719	42,975	625
Σ = 300	Σ = 44,224	Σ = 584,297	Σ = 5570

$$b' = \frac{21.584{,}3 - 300.44{,}2}{21.5570 - 300^2} = -0{,}0397$$

Odtud pak

$$b = \frac{-b'}{\log e} = \frac{0{,}0397}{0{,}4343} = +0{,}08512$$

Výpočet je proveden pro hodnotu

$$X' = \frac{\tau - 396}{40}$$

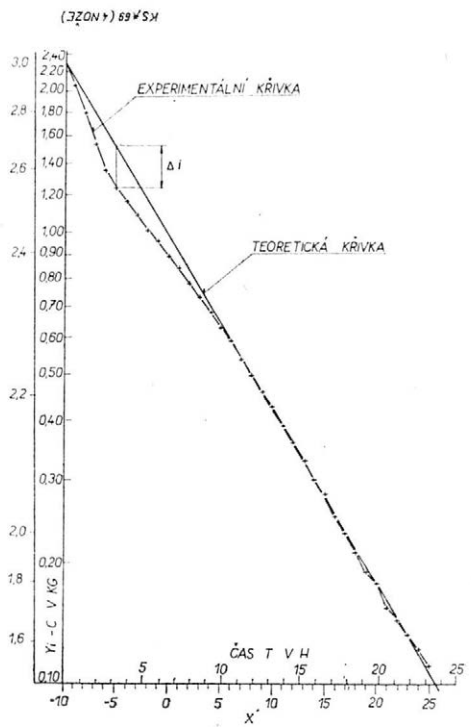
kde τ = doba sušení v min

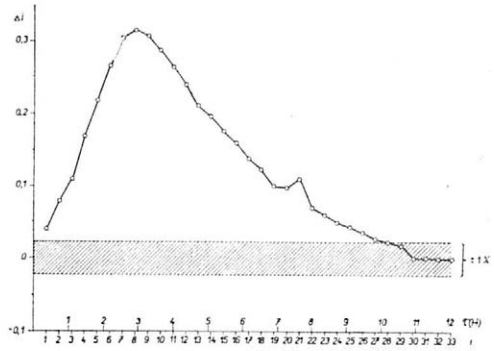
Z grafu na obrázku 3 vyplývá, že k výpočtu konstanty charakterizující rychlost sušení byly vzaty pouze ty hodnoty, které se dobře shodují s exponenciálním průběhem (tj. počáteční bod $X' = -10$ pro $\tau = 0$ a hodnoty $X' = 6$ až $X' = 25$).

ANALYTICKÉ VYJÁDŘENÍ SUŠICÍ KŘIVKY

Z grafu na obrázku 3 je zřejmé, že pomocí exponenciální závislosti můžeme vyjádřit jen druhou část sušicí křivky, v níž převládá přestup hmoty, který se řídí difúzním zákonem. První část křivky se od druhé části liší o odchylku Δi experimentálních hodnot od teoretické sušicí křivky, vyjádřené rovnicí (2) s konstantami vyčíslenými dříve popsaným způsobem.

Výpočet hodnot odchylek Δi je v tabulce VI a výsledek je graficky znázorněn na obrázku 4. Ukáže-li se správným předpoklad (statistickým rozborem většího počtu





4. Odchylka naměřených hodnot od teoretické křivky $\Delta i = f(\tau)$

←

3. Porovnání teoretické a experimentální křivky

VI. Diference mezi teoretickou a naměřenou hodnotou

i	čas t_i	Naměřená váha	Vypočtená váha	Diference Δ_i
	min	kg	kg	kg
1	2	3	4	5
1	0	4,200	4,2416	+0,0416
2	21,86	4,053	4,1352	0,0795
3	43,72	3,915	4,0396	0,1186
4	65,58	3,767	3,9367	0,1697
5	87,44	3,625	3,8441	0,2191
6	109,80	3,487	3,7539	0,2669
7	131,16	3,368	3,6716	0,3046
8	153,02	3,275	3,5911	0,3161
9	174,88	3,205	3,5144	0,3094
10	196,74	3,153	3,4411	0,2881
11	218,60	3,107	3,3712	0,2642
12	240,46	3,063	3,3038	0,2405
13	262,32	3,023	3,2350	0,2120
14	284,18	2,983	3,1801	0,1971
15	306,04	2,945	3,1221	0,1771
16	327,90	2,906	3,0667	0,1607
17	349,76	2,876	3,0139	0,1379
18	371,62	2,842	2,9636	0,1216
19	393,48	2,809	2,9154	0,1064
20	415,34	2,771	2,8695	0,0985
21	437,20	2,744	2,8566	0,1126
22	459,06	2,713	2,7839	0,0709
23	480,92	2,683	2,7440	0,0601
24	502,78	2,656	2,7059	0,0499
25	524,64	2,627	2,6696	0,0426
26	546,50	2,600	2,6349	0,0349
27	568,36	2,574	2,6018	0,0278
28	590,22	2,548	2,5702	0,0222
29	612,08	2,522	2,5401	0,0181
30	633,94	2,498	2,4999	0,0019
31	655,80	2,473	2,4838	0,0108
32	677,66	2,450	2,4573	0,0073
33	699,52	2,427	2,4326	0,0056

pokusů), že rozdělení hodnot odchylek Δ je zákonité pro nějaké vnější a vnitřní podmínky sušení a zákon rozdělení je funkcí času, pak bude možno průběh sušení vyjádřit rovnicí:

$$u_\tau = (u_0 - u_{ekv})\, e^{-k\tau} - \Delta_{(\tau)} \qquad (10)$$

kde: $\Delta_{(\tau)}$ = rozdíl mezi teoretickou hodnotou (tj. hodnotou vypočtenou z exponenciální závislosti) a hodnotou skutečnou

Odchylka $\Delta_{(\tau)}$ zpočátku narůstá a pak klesne k zanedbatelné hodnotě, protože vyjadřuje pouze větší složitost počátku sušení.

ZÁVĚR

Byl vypracován návrh matematického postupu analýzy sušicí křivky, který dovolí lépe vyjádřit závislost rychlosti sušení na době sušení. Postup předpokládá užití exponenciální závislosti, avšak konstanty (charakterizující rychlost sušení a rovnovážnou vlhkost) se vypočtou z hodnot, u nichž lze předpokládat dobrou shodu s exponenciálním zákonem.

Rovnice sušení obsahuje korekci Δ_τ, která je rovněž funkcí času a podmínek sušení a která umožní eliminovat hrubé chyby, ke kterým vede aplikace exponenciálního vztahu na celý průběh sušení.

Poděkování

Autor vypracoval tuto práci během svého pobytu v oddělení sklizně a konzervace N. I. A. E. v Silsoe (Velká Británie) r. 1966. Vyjadřuje tímto dík především p. M. E. Nellistovi, který mu dal k dispozici společně s p. D. V. H. Reesem výsledky jejich pokusů se sušením, a rovněž pp. D. M. G. Higgsovi a G. G. Walpolovi za provedení některých výpočtů.

Došlo dne 11. 4. 1967

Literatura

1. Hartree, D. R.: Numerical Analysis. 1952, Oxford, Clarendon. — 2. Henderson, S. M. - Perry, R. L.: Agricultural Process Engineering. 1955, New York, Wiley. — 3. Hustrulid, A. - Flikke, A. M.: Theoretical Drying Curve for Shelled Corn. Transactions of the ASAE, 1959, 2, č. 1 : str. 112. — 4. Koskuba, K.: O použití pravděpodobnostní stupnice. Zemědělská technika, 1960, 6, č. 3 : str. 187. — 5. Pabis, S. - Henderson, S. M.: Grain Drying Theory II: A critical analysis of the drying curve for shelled maize. Journal of Agric. Engng. Res., 1961, res. 6, č. 3 : 196. — 6. Rees, D. V. H. - Nellist, M. E.: Recording Automatic Weighing Apparatus for Experimental Driers. Journal of Agric. Engng. Res., v tisku. — 7. Simmons, W. H. C. - Ward, G. T. - Mc Ewen, E.: The Drying of Wheat Grain. III: Interpretation in terms of its biological structure. Trans. Instn. Chem. Engrs., 1954, 32, č. 2, str. 115.

Анализ результатов опытной сушки сельскохозяйственных материалов

Был разработан проект математического приема при анализе кривой сушки, который позволит лучше выразить зависимость скорости сушки от ее срока. Метод предполагает использование экспоненциальной зависимости, однако константы (константы, характеризующие скорость сушки и равновесную влажность) вычисляются только по величинам, у которых можно предполагать хорошую согласованность с экспоненциальным законом. Уравнение суш-

ки содержит корреляцию Δ (τ), которая является также функцией времени и условий сушки и позволит исключить грубые ошибки, к которым приводит применение экспоненциального отношения ко всему процессу сушки.

Analysis of the Results of the Experimental Drying of Agricultural Materials

A mathematical approach is proposed of the analysis of the drying rate curve which will allow better to express the dependance of the drying rate on the drying time. The approach presuposes the application of an exponential dependance but the constants (constants characterizing the drying rate and equilibrium moisture) are computed only from values with presupposed good accordance with the exponential law. The drying equation involves the correction Δ (τ) which is also a time function and drying conditions function and enables to eliminate gross faults which are due to the application of the exponential dependance to the entire process of drying.

Analyse der Ergebnisse der experimentellen Trocknung landwirtschaftlicher Massen

Es wurde ein Vorschlag des mathematischen Fortschrittes bei der Analyse der Trocknungskurve ausgearbeitet, der ermöglicht die Abhängigkeit der Geschwindigkeit der Trocknung von der Zeit der Trocknung besser auszunützen. Der Fortschritt setzt eine Anwendung der exponentiellen Abhängigkeit voraus, jedoch werden die Konstanten (die Konstanten, die die Trocknungsgeschwindigkeit und die Gleichgewichtsfeuchtigkeit charakterisieren) nur aus den Werten ausgerechnet, bei denen eine gute Übereinstimmung mit dem exponentiellen Gesetz vorausgesetzt werden kann. Die Trocknungsgleichung enthält die Korrektion Δ (τ), die ebenfalls eine Funktion der Zeit und der Trocknungsbedingungen ist und die ermöglicht grobe Fehler zu eliminieren, zu denen eine Applikation der exponentiellen Beziehung auf den ganzen Verlauf der Trocknung führt.

Adresa autora:

Karel K o s k u b a, CSc., Vysoká škola zemědělská, České Budějovice

J. Maleř
a kolektiv

ZVYŠOVÁNÍ OBJEMOVÉ HMOTNOSTI ŘEZANKY PŘI SKLIZNI OBILOVIN

631.363 : 633.1

Nedostakem řezačkové sklizně je poměrně nízká objemová hmotnost řezanky, která se u rozřezané obilní hmoty v průměru pohybuje mezi 25—40 kg/m^3 a u rozřezané slámy mezi 15—25 kg/m^3.

Využití nosnosti přívěsů s velkoobjemovou nástavbou se při sklizni obilí pohybuje v rozpětí 21—34 % a při úklidu slámy v rozpětí 13—21 %.

Nízkou objemovou hmotností řezanky je nepříznivě ovlivněna ekonomika dopravy. Zvyšováním objemové hmotnosti především dlouhé slámy se zabýval Köstlin [2]. Sledoval zvyšování objemové hmotnosti lisovaných balíků a došel k těmto závěrům: u balíků slámy od nízkotlakého lisu se počáteční objemová hmotnost 21 kg/m^3 při metrové výšce skladování zvýší na 34 kg/m^3 při výšce skladování 7 m.

U všech druhů nízkotlakých balíků lze prakticky počítat s jednou přibližnou střední hodnotou objemové hmotnosti, která je před slehnutím 30—40 kg/m^3 a po slehnutí 35—45 kg/m^3. Vyšších hodnot se dosahuje především u vrstev vyšších než 3 m.

U vysokotlakých balíků lze objemovou hmotnost podobně zvýšit o 20 % (ze 72 na 85 kg/m^3).

Köstlin [2] se rovněž zabýval zvyšováním objemové hmotnosti řezanky. Uveřejněné výsledky však nejsou nijak význačné: objemová hmotnost u homogenní střední řezanky je asi o 30 % vyšší než u řezanky s velkým rozptylem délek.

Segler [3] se zabýval výzkumem objemové hmotnosti řezanky při její různé vlhkosti a délce a vyvodil tyto závěry:

U vlhkého materiálu lze dosáhnout vysoké objemové hmotnosti silným stlačením i při delší řezance. U suchého materiálu s nízkou pružností stébel lze dosáhnout vyšší objemové hmotnosti jen při velmi krátké řezance. Řezání materiálu s tvrdými stonky je výhodnější než trhání.

Nikdo z autorů [Bruer — 1, Mortasawi — 4] však neobjasnil (event. nezveřejnil) závislost objemové hmotnosti řezanky o různé délce na působícím tlaku, popř. na počtu úderů. Proto byla tomuto problému věnována pozornost.

Zvýšení objemové hmotnosti řezanky je možno dosáhnout:

— zkrácením délky řezanky (na úkor spotřeby energie, popř. kvality práce — především poškození zrna),
— působením tlaku vzduchu dopravujícího řezanku ze sklízecí řezačky do velkoobjemových vozů,

— stlačením řezanky v přepravním prostoru velkoobjemového vozu,
— dusáním řezanky v přepravním prostoru velkoobjemového vozu,
— setřásáním (vibrací) řezanky v přepravním prostoru velkoobjemového vozu,
— současným působením několika výše uvedených způsobů.

Působení na materiál je omezeno podmínkou zachování vlastností řezanky. Proto ne všechny uvedené způsoby jsou prakticky použitelné. Z hlediska realizace může být příslušné zařízení, umožňující zvyšování objemové hmotnosti řezanky, součástí velkoobjemových vozů (např. stlačení řezanky posuvnou stěnou), nebo sklízecí řezačky (např. vhodné vkládací a řezné ústrojí), popř. to může být zařízení mimo vlastní mobilní linku. Snahou je zvýšit objemovou hmotnost v porovnání s dosavadním stavem o 20 %, což je minimum z hlediska zvýšení ekonomiky dopravy.

Na základě teoretického rozboru bylo rozhodnuto zjistit:

a) závislost objemové hmotnosti na délce řezanky,
b) závislost objemové hmotnosti na působení tlaku do 0,05 kp/cm^2,*)
c) závislost objemové hmotnosti na působení tlaku do 3 kp/cm^2,**)
d) závislost objemové hmotnosti na dusání.

ZÁVISLOST OBJEMOVÉ HMOTNOSTI NA DÉLCE ŘEZANKY

Byl proveden rozbor délek řezanky a zjištěna odpovídající objemová hmotnost u těchto sklízecích řezaček:

KS 69	(2, 4 nože; teoretická délka řezanky 4,4; 2,1 cm)
E 066 E	(4 nože, teoretická délka řezanky 2 cm)
SPKZ 160	(3 nože)
SŘUZ 42	(3 nože, teoretická délka řezanky 4 cm)

VÝSLEDKY ZKOUŠEK

Pro potřeby sklizně obilí sklízecí řezačkou je požadována řezanka s 80% podílem částic od 4 do 12 cm s maximální její délkou do 25 cm [7].

Uvedenému požadavku vyhověly sklízecí řezačky KS 69 a SŘUZ 42, nevyhověla sklízecí řezačka E 066 E a kombinovaný cepový sklízeč SPKZ 160.

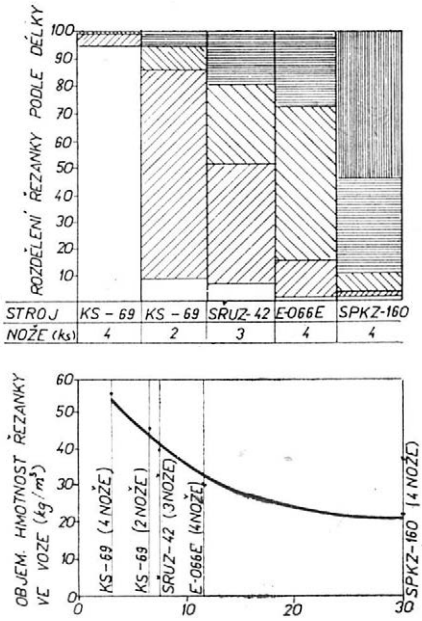
Závislost objemové hmotnosti řezanky na její délce je uvedena v grafu na obrázku 1. Objemová hmotnost se v porovnatelných podmínkách (měření probíhalo na jednom honu pšenice s vlhkostí zrna 18 %, vlhkostí slámy 23 %, při podílu zrna 46,5 %) pohybovala od 22 do 57 kg/m^3.

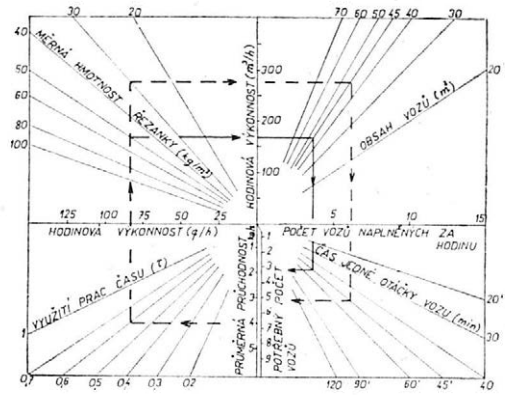
Při nejkratší řezance (KS 69 — 4 nože) je objemová hmotnost nejvyšší. Při větší průměrné délce řezanky u sklízecí řezačky E 066 E klesala i objemová hmotnost. Největší průměrnou délku řezanky a nejnižší stupeň její rovnoměrnosti vykazoval kombinovaný cepový sklízeč SPKZ 160.

Zvýšení rovnoměrnosti řezanky by bylo možno dosáhnout řádkováním (stébla v řádku kolmo ke sběracímu ústrojí) a konstrukčním řešením vkládacího a řezného ústrojí sklízecích řezaček.

Délku řezanky, dosahovanou u sklízecí řezačky KS 69 — 4 nože, lze po-

*) Tlak do 0,05 kp/cm^2 s možností využití u velkoobjemových vozů.
**) Tlak do 3 kp/cm^2 s možností využití při posklizňové manipulaci se slámou.





1. Objemová hmotnost v závislosti na délce řezanky
Místo měření: VÚZT Řepy; datum: září 1965

2. Parametry určující potřebu velkoobjemových vozů (grafická metoda výpočtu)

važovat z hlediska požadavků na sklizeň obilí za mezní, neboť při dalším snižování délky řezanky dochází k prudkému růstu poškození zrna a současně stoupá i příkon požadovaný řezným ústrojím. Obtíže se projevují i při separaci, kde velmi krátká řezanka znesnadňuje oddělování zrna od slámy a současně je příčinou neúnosného znečištění zrna.

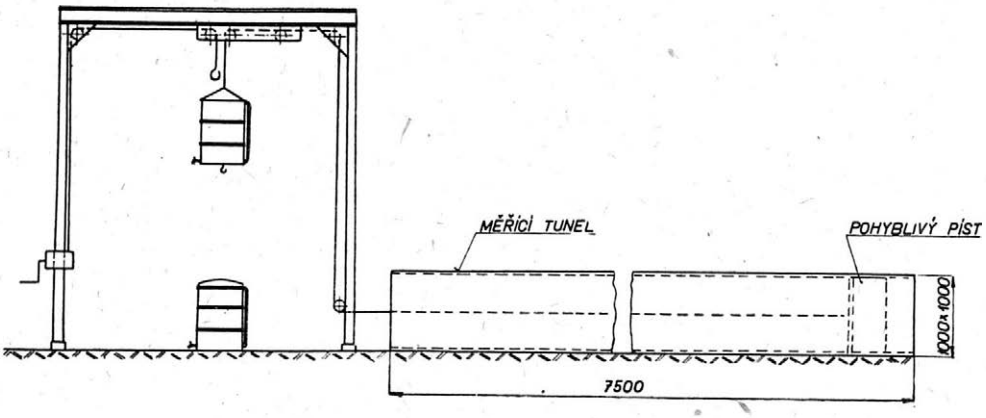
Snížení potřeby velkoobjemových vozů

Použitím vhodné sklízecí řezačky (KS 69) lze objemovou hmotnost řezanky zvýšit (v porovnání s kombinovaným cepovým sklízečem SPKZ 160 2,47krát; se sklízecí řezačkou E 066 E 1,72krát).

Použití vhodné sklízecí řezačky se projeví ve snížené potřebě velkoobjemových vozů, a to podle vztahu:

$$n_v = \frac{Q \cdot \tau \cdot t_0 \cdot 3600}{G_{\check{r}} \cdot O_v \cdot 60}$$

kde: n_v = potřebný počet vozů
Q = průměrná průchodnost (kg s^{-1})
τ = koeficient využití času
t_o = čas jedné otáčky vozu (min)
$G_{\check{r}}$ = objemová hmotnost řezanky (kg m^{-3})
O_v = obsah vozu (m^3)



3. Měřicí stolice k zjišťování závislosti objemové hmotnosti řezanky na působení tlaku do 0,05 kp/cm²

Parametry určující potřebu velkoobjemových vozů jsou zřejmé z grafu na obrázku 2.

ZÁVISLOST OBJEMOVÉ HMOTNOSTI NA PŮSOBENÍ TLAKU DO 0,05 kp/cm²

Cílem této části výzkumné práce bylo vyšetřit na laboratorním zařízení působení tlaku 0—0,5 kp/cm² na řezanku od sklízecích řezaček KS 69, SPKZ 160, SŘUZ 42.

Použité zařízení

K pokusu byla zhotovena měřicí stolice (obr. 3). V podstatě jde o horizontální tunel průřezu 1 × 1 m, činné délky 7 m. Uvnitř tunelu se pohyboval píst o menším průřezu než tunel — 0,95 × 0,95 m. Tlačná síla je přenášena na píst závažím (sud naplněný vodou) pomocí lanového systému.

Postup měření

Do měrného prostoru s předem nastavenou délkou bylo nasypáno odvážené množství řezanky. Píst byl zatížen závažím 50 kg. Působením tlačné síly byla řezanka stlačena o určitý objem. Pak byla hmotnost závaží postupně po 50 kg zvyšována až do 500 kg. Ke stlačení řezanky došlo vždy okamžitě. Další působení tlaku nemělo již na stlačení vliv. Zpětné pružení řezanky po odlehčení bylo neměřitelné. Vzhledem k tomu, že pro svůj menší průřez se píst nedotýkal stěn, není uvažováno jeho tření.

VÝSLEDKY ZKOUŠEK

Výsledky měření byly graficky zpracovány. Z grafů je patrna závislost objemové hmotnosti řezanky na měrném tlaku při různé délce zkušebního tunelu. Čím je délka tunelu kratší, tím vyšší je stupeň stlačení.

U řezanky od sklízecí řezačky KS 69 byla výchozí objemová hmotnost 26 kg/m³ (obr. 4). Při délce tunelu 7 m bylo při tlaku 0,05 kp/cm² dosaženo

objemové hmotnosti 43 kg/m³; při délce 6 m objemové hmotnosti 52 kg/m³.

U řezanky od sklízecí řezačky SŘUZ 42 byla výchozí objemová hmotnost 22,5 kg/m³. Při délce tunelu 7 m bylo při tlaku 0,05 kp/cm² dosaženo objemové hmotnosti 39 kg/m³; při délce 6 m objemové hmotnosti 42 kg/m³; při délce 5 m objemové hmotnosti 46 kg/m³.

U řezanky od sklízecí řezačky SPKZ 160 byla výchozí objemová hmotnost 17 kg/m³ (obr. 5). Při délce tunelu 7 m bylo při tlaku 0,05 kp/cm² dosaženo objemové hmotnosti 35 kg/m³; při délce 6 m objemové hmotnosti 40,5 kg/m³; při délce 5 m objemové hmotnosti 44 kg/m³; při délce 4 m objemové hmotnosti 58 kg/m³.

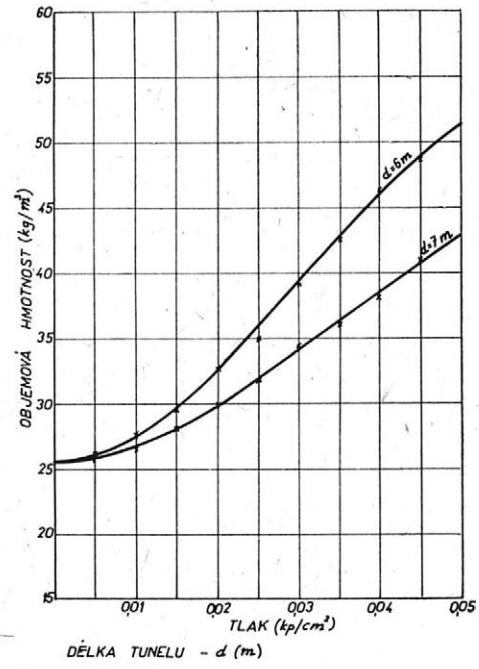
Z výsledků měření je patrno, že při působení určitého tlaku mají na velikost stlačení rozhodující vliv rozměry prostoru, ve kterém je řezanka stlačována, a to především jeho délka.

ZÁVISLOST OBJEMOVÉ HMOTNOSTI NA PŮSOBENÍ TLAKU DO 3 kp/cm²

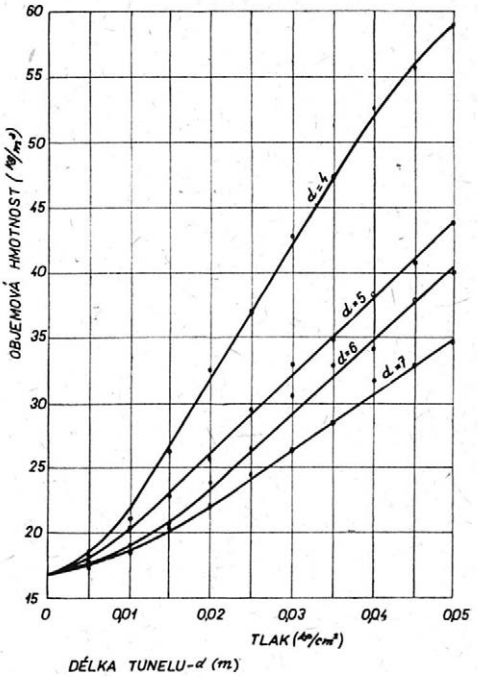
Cílem této části práce bylo zjistit na laboratorním zařízení působení tlaku 0—3 kp/cm² na řezanku.

Použité zařízení

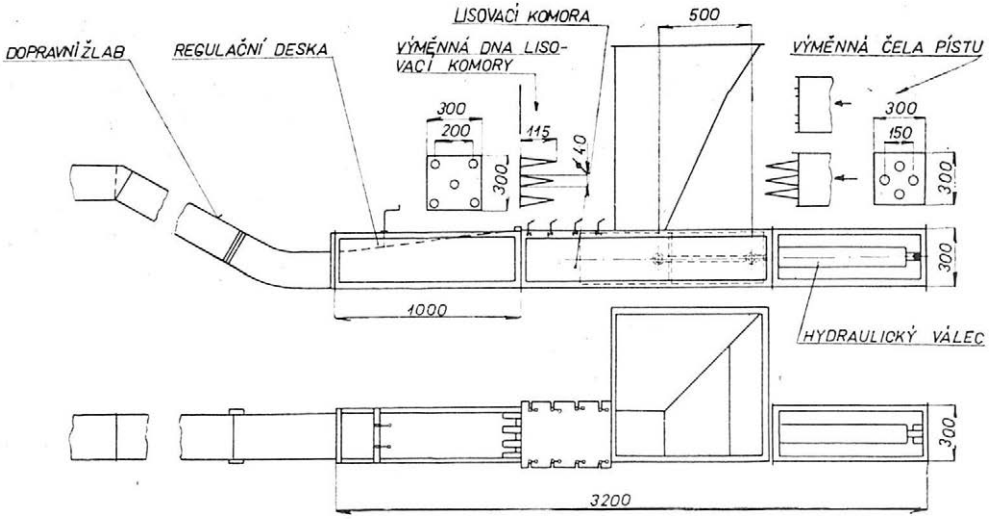
K pokusu byla zhotovena měřicí stolice (obr. 6). Byl to v podstatě kanál čtvercového průřezu 30 × 30 cm, ve kterém se pohyboval píst. Lisovací tlak



4. Stlačování řezanky od sklízecí řezačky KS 69 tlakem do 0,05 kp/cm² (v tunelu 1×1 m)
Místo měření: Státní statek Jeneč; datum: září 1964



5. Stlačování řezanky od sklízecí řezačky SPKZ 160 tlakem do 0,05 kp/cm² (v tunelu 1×1 m)
Místo měření: Státní statek Jeneč; datum: září 1964



6. Měřicí stolice ke zjištění závislosti objemové hmotnosti řezanky na působení tlaku do 3 kp/cm²

byl vyvozován hydraulicky. Kanál byl buď přepažen dnem, čímž vznikla uzavřená lisovací komora, nebo byla řezanka protlačována otevřenou lisovací komorou, jejíž průřez mohl být měněn pomocí regulační desky. Ke zvýšení soudržnosti lisované řezanky byly píst i čelo opatřeny demontovatelnými trny.

Postup měření při lisování v uzavřené lisovací komoře

Do lisovací komory byla nasypána řezaná sláma a stlačena (píst na doraz). Píst byl vrácen zpět a proces se opakoval, až tlak v manometru dosáhl určité hodnoty. Od tohoto okamžiku již nebyl píst při stlačování posouván na doraz, ale jen do okamžiku této hodnoty tlaku. Balík řezanky se neustále zvětšoval, až dosáhl délky 70 cm. Zde bylo měření ukončeno. Po demontáži dna komory byl balík vytlačen pomocí dřevěných špalíků a zvážen.

Postup měření při lisování v otevřené lisovací komoře

Do lisovací komory byla sypána řezaná sláma, která byla periodicky stlačována. Při dosažení určitého stupně stlačení začala procházet zúženým ústím lisovací komory do dopravního žlabu.

VÝSLEDKY ZKOUŠEK

Lisování v uzavřené lisovací komoře

Výsledky byly zpracovány do grafu (obr. 7). Charakteristika řezanky použité k pokusu je graficky zachycena na obrázku 8.

Působením tlaku roste objemová hmotnost zpočátku mírně, pak strměji, ke konci opět mírněji. Celý průběh se však od přímky odchyluje jen nepatrně.

Při maximálním lisovacím tlaku 2,6 kp/cm² bylo dosaženo maximální objemové hmotnosti 190 kg/m³.

Balíky řezanky získané při lisování pístem opatřeným hroty držely tvar, avšak při manipulaci musely být převázány, neboť se snadno rozpadávaly.

Lisování v otevřené lisovací komoře

Při prvním pokusu bylo ústí lisovací komory zúženo tak, že průřez výstupního otvoru byl 30 × 10 cm. Tímto průřezem se nepodařilo řezanku protlačit ani při tlaku 5 kp/cm². Řezanka se slisovala v celém prostoru a musela být po sejmutí víka komory, které se přes svoji tloušťku (5 mm) začalo bortit, vysekávána. Situace se nezměnila ani při maximálním zvednutí regulační desky (průřez výstupního otvoru 30 × 25 cm).

Teprve při druhém pokusu, kdy byla demontována zužující se část lisovací komory, se podařilo zaplnit 2 m dlouhý dopravní žlab. Pak došlo ke stejnému jevu jako u předcházejícího pokusu.

ZÁVISLOST OBJEMOVÉ HMOTNOSTI NA DUSÁNÍ

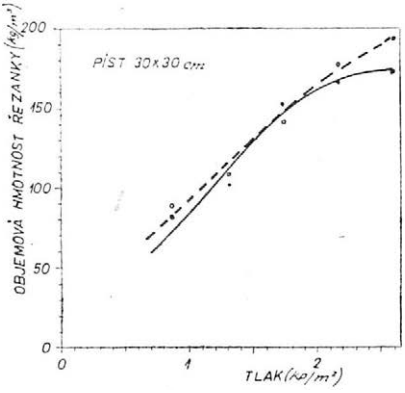
Cílem této části práce bylo vyšetřit na laboratorním zařízení vliv dusání (vyjádřeno v počtu úderů) na řezanku od sklízecích řezaček KS 69, E 066 E, SPKZ 160.

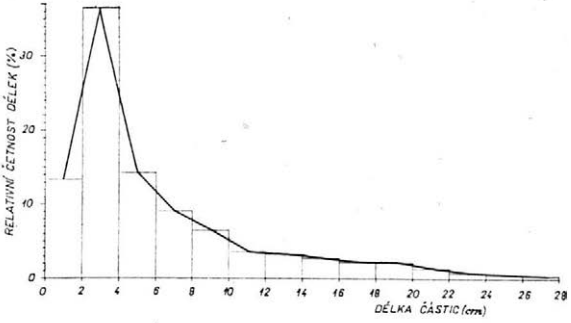
Použité zařízení

K pokusu byla zhotovena měřicí stolice (obr. 9). V podstatě jde o vertikální tunel průřezu 1 × 1 m a výšky 2 m. V tunelu je řezanka dusána dusadlem. Na dusadlo je přenášen pohyb z elektromotoru prostřednictvím pákového a lanového mechanismu. Mechanismus zvedal dusadlo, které pak padalo působením vlastní váhy. V průběhu dusání byl otočný bod páky dusadla posunut z horní polohy o 0,5 m níže do spodní polohy. Ke změně polohy otočného bodu páky došlo v okamžiku, kdy dusadlo již nedosahovalo úrovně zdusávané řezanky.

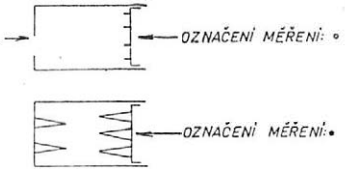
Postup měření

Vertikální tunel byl zaplněn zváženým množstvím řezanky do výše 2 m. Nato byla řezanka vystavena působení dusadla. Dusadlo bylo spouštěno



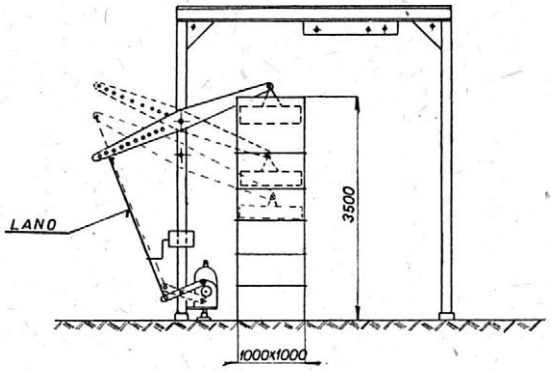


8. Charakteristika řezanky používané při stlačování tlakem do 3 kp/cm²
Místo měření: VÚZT Řepy; datum: říjen 1965; pšeničná sláma; vlhkost 12,6 %



←

7. Stlačování řezanky tlakem do 3 kp/cm²
Místo měření: VÚZT Řepy; datum: říjen 1965; pšeničná sláma; vlhkost 12,6 %
Poznámka: Slisovaná řezanka podržovala svůj tvar pouze v klidu. Při manipulaci se rozpadla



9. Měřicí stolice ke zjišťování závislosti objemové hmotnosti řezanky na dusání

z konstantní výšky nad zemí. Počáteční výška dusadla nad řezankou byla 0,5 m a v průměru dusání vzrostla téměř na 1 m.

Pak byl pákový mechanismus dusadla posunut z horní polohy do spodní a v dusání se pokračovalo.

Po každém úderu byla zaznamenána změna objemu řezanky v měrném prostoru.

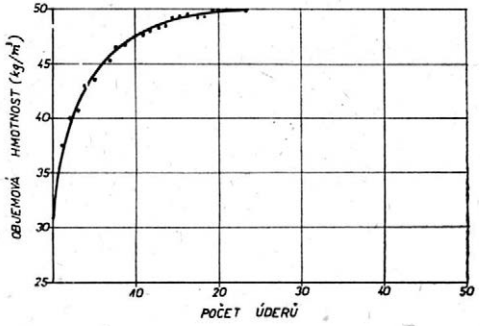
VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Výsledky měření byly zpracovány do grafů (obr. 10, 11). Z grafů je patrna závislost objemové hmotnosti řezanky na počtu úderů. Objemová hmotnost řezanky roste rychle až do 10 úderů. Pak se její další růst zpomaluje (mezi 10—18 údery), až se blíží k určité hodnotě.

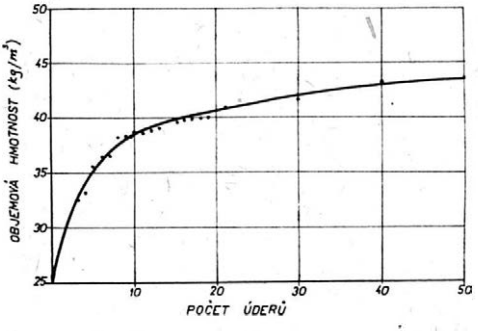
Výchozí objemová hmotnost řezanky od KS 69 byla 30 kg/m^3; při 10 úderech bylo dosaženo objemové hmotnosti 47 kg/m^3; při 20 úderech hodnoty cca 50 kg/m^3 (obr. 10).

Výchozí objemová hmotnost řezanky od SŘUZ 42 byla 28 kg/m^3; při 10 úderech bylo dosaženo objemové hmotnosti 40 kg/m^3; při 20 úderech 42 kg/m^3; při 50 úderech 44 kg/m^3.

S řezankou od SPKZ 160 byly provedeny dva druhy měření, a to s výškou vrstvy 1,5 a 2 m (obr. 11). Vliv výšky vrstvy je velmi značný. Výchozí objemová hmotnost řezanky 26 kg/m^3; při 10 úderech u výšky vrstvy 1,5 m bylo dosaženo objemové hmotnosti 45 kg/m^3; u výšky vrstvy 2 m pouze 38,5 kg/m^3; při 20 úderech u výšky vrstvy 1,5 m bylo dosaženo objemové hmotnosti 47 kg/m^3; u výšky vrstvy 2 m pouze 41,5 kg/m^3.



10. Dusání řezanky ve vertikální šachtě čtvercového průřezu 1×1 m
KS 69 (4 nože). Místo měření: Státní statek Jeneč; datum: září 1964; výška vrstvy: 2 m



11. Dusání řezanky ve vertikální šachtě čtvercového průřezu 1×1 m
SPKZ 160. Místo měření: Státní statek Jeneč; datum: září 1964; výška vrstvy: 2 m

Z výsledků měření je patrno, že při určitém počtu úderů má na velikost stlačení podstatný vliv výška výchozí vrstvy. Z praktického hlediska má význam optimální počet úderů, který se pohybuje podle druhu řezanky a výšky vrstvy mezi 10 až 20.

ZÁVĚR

Zkrácením průměrné délky řezanky lze výrazně zvýšit její objemovou hmotnost. U řezanky, která má 80 % částí v rozmezí 4—12 cm, s maximální délkou však 25 cm, je možno dosáhnout objemové hmotnosti cca 50 kg/m^3.

Z těchto hledisek lze považovat za nejvýhodnější řezanku, která při daném seřízení byla získána od sklízecí řezačky KS 69.

Při působení tlaku do 0,05 kp/cm^2 mají na velikost stlačení rozhodující vliv rozměry prostoru, ve kterém se řezanka stlačuje, zejména pak jeho délka. Je možno dosáhnout zvýšení objemové hmotnosti řezanky dvakrát—třikrát.

Uvedené výsledné údaje jsou použitelné při zvyšování objemové hmotnosti řezanky ve velkoobjemových vozech. Je však třeba upozornit na obtížnost technické realizace.

Při tlaku 2,6 kp/cm^2 bylo u řezané slámy dosaženo objemové hmotnosti 190 kg/m^3. Balíky řezanky získané při lisování pístem opatřeným hroty držely tvar; při manipulaci však musely být převázány, jinak docházelo snadno k jejich rozpadu.

Použitím řezačkových technologií získáváme řezanou slámu. I tuto slámu je však možno zužitkovat jednak pro komerční účely, jednak pro průmyslové zpracování.

V dalším výzkumu bude proto třeba ověřit technologický postup lisování řezanky ze stohů s následnou dopravou na větší vzdálenosti.

Optimální počet úderů při dusání řezanky se pohybuje podle jejího druhu a výšky vrstvy mezi 10 až 20. Dusáním je možno dosáhnout zvýšení objemové hmotnosti 1,5—2krát. Porovnáme-li dusání se stlačováním, pak je stlačování pro event. praktickou aplikaci výhodnější.

Došlo dne 19. 4. 1967

Literatura

1. Bruer, D.: Raumgewicht von Heu- und Strohhäcksel. LAB Mitteilungen, 1952, 3, č. 7 : 81. — 2. Köstlin, A. F. - Wander, F.: Vorläufige Ergebnisse von Raumgewichtmessungen an Heu und Stroh. Landbauforschung Völkenrode, 1956, str. 27. — 3. Mortasawi, M.: Die Schnittlänge von Halmguthäcksel. Disertační práce, 1963, Hohenheim. — 4. Pathák, K. - Bhim Sen: Die Feinzerkleinerung von Stroh. Disertační práce, 1963, Hohenheim. — 5. Segler, G. - Winkeler, B.: Der Einfluß der Zerkleinerung von grünem Halmfutter auf die Silolagerung. Landtechnische Forschung, 1955, č. 2 : 42-47. — 6. Ullenberger, R.: Raumbedarf für Häckselstroh. Landwirtschaftliche Presse, 1955, 78, č. 9 : 129. — 7. Zpráva VÚZT, Řepy Z-562, Z-615.

Повышение объемной массы сечки при уборке зерновых

В результате сокращения средней длины сечки можно значительньо повысить ее объемную массу. У сечки, которая имеет 80 % частей длиной в пределах 4—12 см, однако, с максимальной 25 см, можно достигнуть объемной массы приблизительно 50 кг/м^3.

С этой точки зрения можно считать наиболее выгодным соломоизмельчитель, который при данной настройке был взят из силосного комбайна КС 69.

При действии давления до 0,05 кг/см² решающее влияние на размер давления оказывают размеры пространства, в котором сечка сдавливается, в особенности его длина. Можно достигнуть повышения объемной массы сечки в 2 и 3 раза.

Приведенные результирующие данные применимы при повышении объемной массы сечки в крупнообъемных тележках. Однако следует обратить внимание на затруднения технической реализации.

При давлении 2,6 кг/см² у измельченной соломы было достигнуто объемной массы 190 кг/м³. Тюки сечки, полученные при прессовании поршнем, снабженным острием, сохраняли форму; однако при манипуляции они должны быть перевязаны, иначе они легко могут развалиться.

В результате применения технологии измельчения мы получим соломенную сечку. Однако и эту солому можно использовать, с одной стороны, для коммерческих целей, с другой стороны, для промышленной обработки.

В дальнейшем исследовании необходимо будет поэтому проверить технологию прессования сечки из стогов с последующим транспортом на большие расстояния.

Оптимальное число ударов при трамбовке сечки колеблется в зависимости от ее вида и толщины слоя между 10—20. В результате трамбовки можно достигнуть повышения объемной массы в 1,5—2 раза. Если же сравнить трамбовку с прессованием, то прессование для практического применения более выгодно.

Increasing the Volumen Weight of Chopped Cereals during the Harvest

Shorter average length of chopped materials helps substantially to increase their volumen weight. Chopped cereals when 80 % of the particles range between 4 to 12 cm and the maximal length does not exceed 25 cm enable to achieve the volumen weight of approx. 50 kg/m³.

From this point of view, the material chopped by the KS 69 forage harvester could be considered with the given adjustment as most suitable.

Under pressures up to 0,05 kp/cm² the compression rate is decisively influenced by the dimensions of the compression room, especially by its length. It is possible to achieve a double or even threefold increase of the volumen weight of the chopped materials. This results are applicable for increasing the volumen weight of the chopped material in large capacity waggons. Nevertheless, the difficulties of the technical execution must be observed.

It is possible to achieve a volumen weight of 190 kg/m³ with 2,6 kp/cm² pressure in chopped straw. Bales of chopped materials formed by pressing with a piston equipped with prongs held the form, but if mechanically handled, they had to be bound; otherwise they disintegrated easily.

When using field chopper techniques we gain chopped straw. Straw in this form can be utilized for commercial purposes as well as for industrial utilization. Therefore it will be necessary to study in the future investigations the technological process of compressing chopped straw from stacks and the consecutive distant transports.

The optimal number of strokes when compacting the chopped material would be between 10 to 20 depending on the material and on the height of the layer. The compacting enables to achieve a volumen weight increase by a coefficient of 1,5 to 2. In comparison, the compressing appears as the more appropriate method for the practical utilization.

Adresa autorů:

Ing. Josef Maleř, CSc., ing. Lubomír Mlčoch, ing. Jaromír Kolínský, Ladislav Černý, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy

---

M. Velebil

STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH UKAZATELŮ PRO ODSTRAŇOVÁNÍ VÝKALŮ ZE ZPEVNĚNÝCH PLOCH

631.223.2.018

Jednou z forem velkovýrobní technologie chovu skotu je ustájení volným způsobem. Tento způsob ustájení má však celou řadu modifikací. Je to v prvé řadě ustájení ve volné stáji, která diferencuje lehárnu od tvrdého výběhu, dále ustájení roštové a ustájení boxové.

Všechny tyto způsoby ustájení mají odlišnou technologii odstraňování hnoje a odstraňování výkalů. Při řešení vlastní mechanizace je však možno vycházet jen ze dvou možností, neboť alternativní způsoby řešení v těchto dvou základních skupinách vycházejí nebo mohou vycházet z přibližně stejných technických principů.

Do první z těchto skupin se řadí odstraňování hnoje z leháren volných stájí; odklízí se pouze několikrát za rok (obvykle dvakrát). Jde o hnůj, který se vytváří přidáváním steliva, neustálým jeho sešlapáváním zvířaty a konečně vlastními mikrobiálními procesy.

Do druhé skupiny se řadí technologie odstraňování prakticky čistých výkalů bez příměsí nebo jen s malým množstvím steliva, které se odstraňují v kratších intervalech — několikrát za týden (podle podmínek a potřeby), převážně však jedenkrát denně.

Celá tato technologická linka řeší pracovní operace počínaje shrnováním po vodorovné ploše a konče naložením výkalů do vozu. Je možno ji rozdělit do dvou fází:

1. fáze — hrnutí,
2. fáze — nakládání.

Přitom mohou nastat i případy, kdy mechanizační prostředek je schopen vykonávat obě fáze najednou.

Předkládaná práce se bude zabývat touto druhou skupinou, tj. technologií a mechanizací odstraňování výkalů ze zpevněných ploch.

Porovnáme-li podíl pracovního času na fázi hrnutí a na fázi nakládání, je zřejmé, že fáze nakládání je časově náročnější (tab. I); to mimo jiné podtrhuje nutnost řešit tuto problematiku.

Před vlastním technologickým a technickým řešením je ovšem nutno nejdříve stanovit celou řadu ukazatelů, např. množství výkalů ve výběžích volných stájí, v boxových stájích a ve stájích roštových. Tyto ukazatele byly většinou zjišťovány experimentálně a jejich stanovení je předmětem této studie.

NĚKTERÉ VLASTNOSTI VÝKALŮ NA ZPEVNĚNÝCH PLOCHÁCH

Na zpevněných plochách jsou výkaly rozloženy nerovnoměrně. Výška hnojné vrstvy h kolísá v rozmezí od jednoho do 120 mm. Je to způsobeno tím, že jednotlivé části zpevněných ploch jsou znečišťovány s různou intenzitou. Vrstva výkalů je největší

I. Porovnání různých systému čištění zpevněných ploch

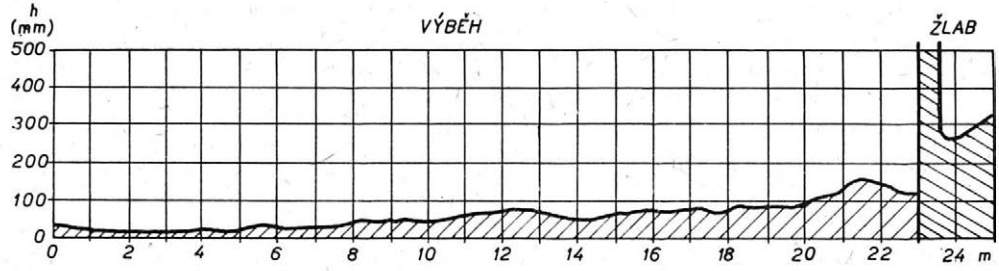
Způsob	Použitý systém		Spotřeba času na 1 m²		
			hrnutí	nakládání	celkem
1	Shrnovací deska na traktoru	ručně	1″	8,2″	9,2″
2		do lehárny	3″	—	3″
3		lopata na traktoru	5,3″		5,3″
4		lopata na traktoru se zarážkou	2,6″		2,6″
5		jímka	1″	3,6″	4,6″
6		kanál	1″	1,1″	2,1″

Poznámka: Poměrně příznivý ukazatel způsobu 2 nelze ovšem obecně doporučit, neboť zhoršuje prostředí lehárny, zvyšuje spotřebu stelivové slámy a zvětšuje kapacitu hluboké podestýlky. Shrnování výkalů do jímky činí potíže při vysávání výkalů fekálním vozem (nezaručuje úplné vybrání výkalů z jímky).

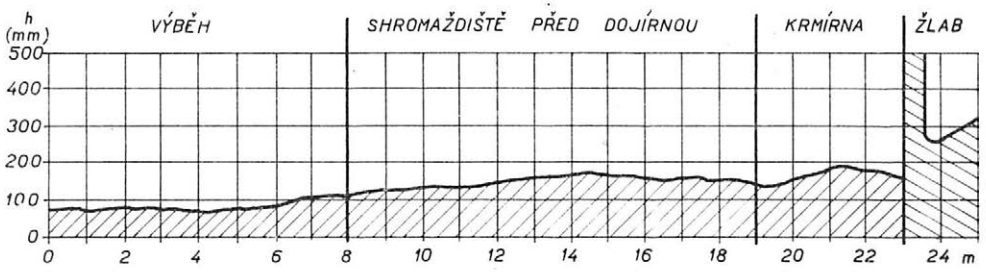
na tvrdých výběžích volných stájí. Hromadění výkalů na jednotlivých místech výběhů není statický proces. Zvířata jsou v neustálém pohybu, při kterém kopyty udusávají výkaly a roznášejí je z jednoho místa na druhé. Nejintenzívněji je znečišťována plocha v prostorách krmných žlabů, na shromaždištích před krmírnou a před dojírnou. Prostory kolem krmných prostorů bývají znečištěny vedle výkalů též zbytky krmiva vyházeného ze žlabů. Výška výkalů je dále v přímé závislosti na periodičnosti odklízení. Čím větší jsou intervaly mezi dvěma odklizy, tím větší je výška vrstvy výkalů.

Charakteristiku nerovnoměrného rozdělení výkalů znázorňují diagramy na obrázcích 1—3. Křivky na diagramu představují průřez vrstvy výkalů na zpevněné ploše. Výška vrstvy je nejvyšší u žlabu (obr. 1), což je způsobeno jednak větší intenzitou vyloučených výkalů při krmení a jednak zbytky krmiva vyhazovaného ze žlabu. Směrem od žlabu výška vrstvy klesá. Další dva diagramy jsou přibližně shodné. Největší vrstva je vždy na shromaždištích, a to jak před krmírnou, tak zejména před dojírnou. Zde dochází k soustředění většího počtu zvířat na malém prostoru.

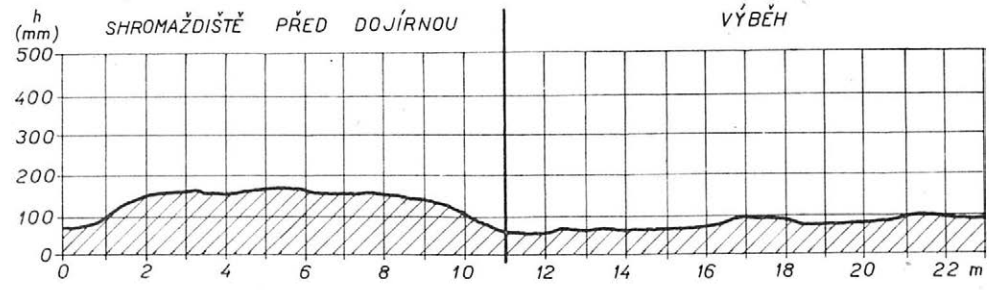
Pokusy byly uskutečněny po denním, dvoudenním a třídenním vyklízení výkalů a základní ukazatele vycházejí z těchto optimálních hodnot:



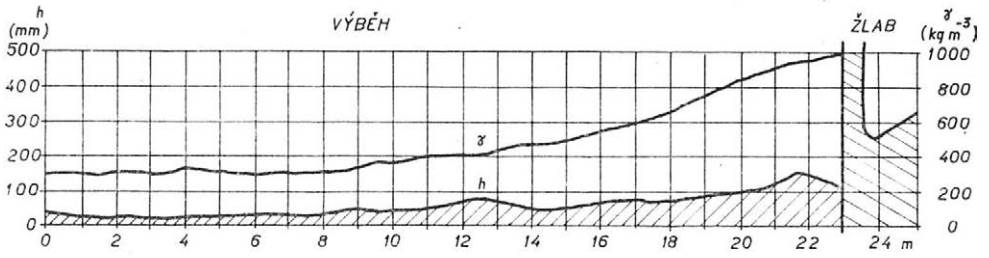
1. Průřez vrstvou výkalů na zpevněném výběhu



2. Průřez vrstvou výkalů v prostoru před krmírnou a v krmírně



3. Průřez vrstvou výkalů na shromaždišti před dojírnou



4. Závislost mezi měrnou hmotností a výškou výkalů

plocha výběhu: 4 m² na 1 VDJ,
počet zvířat v jedné skupině: 100 VDJ
dojírna: 2×8 kusů.

Při váhovém stanovení rozptylu výkalů na zpevněných plochách je nutno pro výpočet stanovit měrnou hmotnost. Zkoumáním funkční závislosti mezi výškou vrstvy výkalů h a měrnou hmotností γ se zabýval Goranov [6].

Výsledky pozorování jsou zachyceny v diagramu obrázku 4. Křivka h představuje příčný řez hnojnou vrstvou výběhu od lehárny ke žlabům. Křivka γ znázorňuje hmotnost. Měrná hmotnost se mění ve velmi širokých hranicích od 280 do 950 kg m^{-3}. Je nutno si povšimnout určité funkční závislosti mezi výškou vrstvy a měrnou hmotností. Z experimentálních měření bylo dále zjištěno, že nejspodnější vrstvy mají vyšší měrnou hmotnost, větší soudržnost částic a větší obsah vlhkosti. Naopak vrchní vrstvy mají fyzikálně mechanické vlastnosti zcela odlišné.

STANOVENÍ MNOŽSTVÍ VÝKALŮ NA ZPEVNĚNÝCH PLOCHÁCH

Množství výkalů, které se shromáždí za jeden den na zpevněných plochách, je rozhodující pro stanovení základních parametrů zvoleného mechanizačního prostředku. Denní produkce hnoje závisí v prvé řadě na způsobu ustájení (lehárna volných stájí, výběhy stájí, boxové stáje, roštové stáje).

K stanovení základních údajů pro danou produkci je rozhodující zjistit množství výkalů na výběžích volných stájí, a to proto, že část výkalů zůstane v lehárně volných stájí a část výkalů na výběhu. Při ostatních systémech ustájení tato diferenciace prakticky nevzniká.

Je-li produkce hnoje g od jednoho kusu na 1 VDJ a den

$$g = 35 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

pak platí, že

$$g = g_v + g_l \quad (\text{kg den}^{-1}) \tag{1}$$

kde: g_v = produkce výkalů na výběhu na 1 VDJ a den (kg)
g_e = produkce výkalů v lehárně na 1 VDJ a den (kg)

Pro ostatní způsoby ustájení se denní množství hnoje vyprodukovaného od 1 VDJ rovná celkovému množství, které je nutno denně odstranit z boxových stájí

$$g \geqq g_b \quad (\text{kg den}^{-1}) \tag{2}$$

nebo z podroštových prostorů u stájí roštových

$$g \geqq g_r \quad (\text{kg den}^{-1}) \tag{3}$$

kde: g_b = produkce výkalů v boxových stájích na 1 VDJ a den (kg)
g_r = produkce výkalů v roštových stájích na 1 VDJ a den (kg)

STANOVENÍ PRODUKCE VÝKALŮ VE VÝBĚZÍCH VOLNÝCH STÁJÍ SKOTU

Hodnoty produkce výkalů byly sledovány na objektech s volným ustájením s různým stavebním uspořádáním a s různými provozními poměry. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce II.

Dosažené výsledky ukazují, že průměrná produkce výkalů na 1 VDJ a den

$$g_v = 8{,}93 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

a průměrná denní produkce na 1 m^2 je 1,90 kg.

Poznámka: Výsledné hodnoty jsou v souladu i s teoretickým propočtem, který určuje denní produkci hnoje v lehárnách volných stájí; tato denní produkce byla stanovena pro periodičnost vyklízení hnoje z hluboké podestýlky.

STANOVENÍ PRODUKCE VÝKALŮ V BOXOVÝCH STÁJÍCH

Boxové stáje jsou dalším vývojovým typem klasických stájí volných. Boxové stáje jsou prakticky stáje volné, které sledují, aby zvířata měla volný pohyb, a snaží se svou formou ustájení snížit potřebu podestýlky, která je u volných stájí značně vysoká, na minimum. Z hlediska produkce výkalů se proti volným stájím zvětšuje podíl výkalů na zpevněných plochách. Čisté výkaly se shromažďují jednak ve výběhu, jednak na manipulační hnojné chodbě. Vlastní lože, kde zvířata odpočívají, je zkrácené, takže převážná část výkalů spadne na hnojnou chodbu.

II. Produkce bezslamnatých výkalů ve volných stájích

Místo měření	Doba měření (měsíc)	Počet ustájených zvířat	Čistitelná plocha v m²	Celková produkce výkalů v kg	Produkce výkalů na 1 VDJ v kg	Produkce na 1 m² v kg
JZD Švihov	červen	88	522	792	9,00	1,01
	červen	88	522	378	4,29	0,72
	červen	88	522	488	5,54	0,93
	červen	60	169	480	8,00	2,84
	červen	60	169	429	7,15	2,53
	červen	60	169	500	8,33	2,95
VÚ Jedlová	srpen	67	185,5	530	7,91	2,85
		67	185,5	580	8,65	3,12
St. st. Branišovice	srpen	32	—	2 730	8,40	—
St. st. Lodce	srpen	35	—	900	25,70	—
JZD Velešovice	srpen	59	—	856	14,5	—
JZD Zábědov	leden	120	169	500	4,16	2,95
VS Sobětice	říjen	19	22	200	10,4	9,09
VÚCHP	květen	48	485	121	2,52	0,25
Doudleby	květen	48	483	125	2,60	0,25
	květen	48	423	115	2,39	0,27
ZTŠ Prostějov	leden	129	1252	80 500	20,93	2,07
	únor	125	1252	19 650	5,61	0,56
	březen	125	1252	50 200	13,16	1,29
	duben	125	1252	27 400	7,30	0,72
	květen	132	1252	55 100	13,46	1,41
	červen	139	1252	20 750	4,97	0,55
	červenec	139	1252	49 200	11,40	1,26
c_H $X =$ 8,93		$Y =$ 1,90				
3σ $X = \pm 4{,}02$		$Y = \pm 1{,}28$				

Obecně platí

$$g_b = g - A \quad (\text{kg den}^{-1}) \tag{8}$$

kde: g_b = denní produkce výkalů na zpevněných plochách boxových stájí na 1 VDJ (kg)
g = denní produkce výkalů na 1 VDJ (kg)
A = denní produkce výkalů z boxů na 1 VDJ (kg)

III. Výsledky zjišťování denní produkce výkalů v boxových stájích

Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet pokusů	Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet pokusů
0,80	2	1,00	82
0,85	3	1,05	17
0,90	20	1,10	5
0,95	21	1,15	2
$c_H = 1{,}016$ $3\sigma = \pm 0{,}109$		Použitá metoda: metoda součinů	

Denní produkce výkalů byla zjišťována experimentálně; výsledky jsou shrnuty v tabulce III.

Z rovnice (8) lze tedy stanovit, že

$$g_b = 34 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

K řešení konstrukce mechanizačního zařízení je nutno znát i celkové množství hnoje v jednotlivých boxech, tj. směs výkalů a podestýlky. Zde je ovšem rozhodující znát celkové množství hnoje z jednotlivých boxů g_b, připadající na jedno vyklízení. Vzhledem k tomu, že hnůj je z boxů vyklízen v delších časových intervalech, lze pro tento případ stanovit, že

$$g_b \doteq g \tag{9}$$

VÝMĚNA PODESTÝLKY V BOXECH

Vychází-li se ze skutečnosti, že

$$g_b = 34 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

a denní spotřeba podestýlky je 0,5 kg na 1 VDJ, vytvoří se v boxu (podle rovnice 9) 34 kg hnoje za 23 dní. Lze tedy doporučit výměnu podestýlky do 23 dní. Tuto hodnotu nutno považovat za krajní mez; v praxi dochází k vyklízení boxů v častějších intervalech.

Poznámka: V případě, že boxová stáj je v některých svých částech opatřena rošty (např. hnojná roštová chodba), budou pro výpočet platit vztahy a závěry ze stati pojednávající o stanovení množství výkalů v roštových stájích.

STANOVENÍ MNOŽSTVÍ VÝKALŮ V ROŠTOVÝCH STÁJÍCH

Množství výkalů v roštových stájích se různí především podle těchto typů roštových stájí:

1. s roštovým krmištěm, na které navazuje hluboká podestýlka a výběh,
2. s roštovou podlahou, která je prakticky po celé půdorysné ploše stáje.

1. Ve stájích s roštovým krmištěm platí vztah

$$g_r = g_v' + g_l' + g_r' = g \quad (\text{kg den}^{-1}) \tag{10}$$

kde: g_r = produkce výkalů v roštových stájích na 1 VDJ a den (kg)
g_v' = produkce výkalů na výběhu roštových stájí (kg)
g_l' = produkce výkalů v lehárně roštové stáje (kg)
g_r' = produkce výkalů na krmišťových roštech (kg)

Jednotlivé hodnoty byly získány experimentálně a podle tabulek IV—VI je lze stanovit takto:

$$g_v' = 8 \text{ (kg den}^{-1}\text{)}$$

Poznámka: Výsledek se ztotožňuje s hodnotami získanými na výběžích volných stájí.

$$g_l' = 15 \text{ (kg den}^{-1}\text{)}$$

$$g_r' = 12 \text{ (kg den}^{-1}\text{)}$$

Poznámka: Podíl výkalů na roštech proti hluboké podestýlce je nepatrně vyšší, ovšem plně potvrzuje fyziologický předpoklad, že zvířata kálejí velmi často právě při krmení.

2. Ve stájích, kde jsou rošty po celé ploše budovy, lze výsledky stanovit na základě hodnot získaných v předcházejících statích úvahou.

Poznámka: Tento typ stájí nebyl v období zkoušek v ČSSR k dispozici.

Ve stájích s výběhem možno stanovit celkovou produkci výkalů na roštech

$$g_{rc} = 24 \text{ (kg den}^{-1}\text{)}$$

při produkci výkalů na výběhu

IV. Výsledky zjišťování denní produkce výkalů ve výběžích roštových stájí

Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů	Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů
7,70	1	8,10	14
7,80	3	8,20	1
7,90	15	8,70	2
8	39		
c_H = 8,047 $3\sigma = \pm 0{,}1876$		Použitá metoda: metoda součinů	

V. Výsledky zjišťování denní produkce výkalů v lehárně roštových stájí

Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů	Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů
14,70	2	15,10	13
14,80	3	15,20	2
14,90	13	15,30	1
15	42		
c_H = 15,045 $3\sigma = \pm 0{,}1956$		Použitá metoda: metoda součinů	

VI. Výsledky zjišťování denní produkce výkalů na krmišťových roštech v roštových stájích

Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů	Množství výkalů za den na 1 VDJ v kg	Počet případů
11,70	2	12,11	9
11,80	2	12,20	3
11,90	12	12,30	1
12	46		
c_H = 12,044 $3\sigma = \pm 0{,}1902$		Použitá metoda: metoda součinů	

$$g_{vc} = 9 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

Ve stájích s rošty bez výběhů je celková produkce rovna celkovému množství vyprodukovaných výkalů 1 VDJ, takže je možno odvodit

$$g_{vc}' = 35 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

STANOVENÍ KOEFICIENTU ψ

Podle plochy shrnovaného výběhu lze volit mechanizační prostředek. Pro vlastní mechanizační prostředek je důležitý ukazatel výkonu. Výkon mechanizačního zařízení závisí na množství hrnuté hmoty (výkalů), na klimatických podmínkách, na kvalitě výběhů a způsobu krmení.

Lze jej stanovit pomocí vzorce takto:

$$N_s = \frac{V_s \cdot 60}{t_s} \cdot \psi \quad (\text{m}^3\,\text{h}^{-1}) \tag{11}$$

kde: N_s = hodinový objemový výkon mechanizačních zařízení ($m^3\ h^{-1}$)
V_s = objemové množství materiálu současně hrnutého mechanizačním zařízením (m^3)
t_s = střední doba jednoho pracovního cyklu (min)
ψ = souhrnný součinitel, korigující hodinovou výkonnost mechanizačního prostředku

Ze zadaných veličin bylo nutno experimentálně stanovit souhrnný součinitel, korigující hodinovou výkonnost mechanizačního prostředku. Součinitel ψ byl stanoven na základě rozborů časových snímků:

a) při různých klimatických podmínkách,
b) při různých způsobech krmení,
c) v různém povrchu a kvalitě výběhu.

Rozmezí tohoto koeficientu bylo možno stanovit na základě dlouhodobých měření a časových snímků v rozličných podmínkách. Vycházelo se z předpokladu, že

$$\psi = \frac{t_{\text{teor}}}{t_{\text{skut}}} \tag{12}$$

kde: t_{teor} = doba úplného pracovního cyklu bez ztrátových časů za ideálních podmínek (min)

t_{skut} = skutečná doba úplného pracovního cyklu (min)

Koeficient ψ pro určité podmínky volíme podle tabulky VII, která byla sestavena na základě získaných časových hodnot.

ZÁVĚR

Byly stanoveny základní parametry nutné pro vlastní řešení technologie a techniky odstraňování výkalů ze zpevněných ploch. Experimentálně nebo matematicky stanovené hodnoty lze takto shrnout:

1. Průměrná produkce výkalů na 1 VDJ a den u výběhů volných stájí

$$g_v = 8{,}93 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

přičemž průměrná denní produkce na 1 m² je 1,90 kg.

2. Průměrná produkce výkalů na 1 VDJ a den pro boxové stáje

$$g_b = 34 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

na box

$$A = 1 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

VII. Pomocná tabulka pro stanovení pomocného součinitele ψ

Koeficient			1	0,95	0,90	0,85	0,80
Počasí – Č	sucho	srážky za 24 h 0	+	–	–	–	–
	stálý déšť	do 3 mm	–	+	–	–	–
	mírný déšť	do 10 mm	–	–	+	–	–
	vytrvalý déšť	nad 10 mm	–	–	–	+	–
Krmné období – K	jarní		+	–	–	–	–
	letní		–	–	+	–	–
	podzimní		–	–	–	+	–
	zimní		+	–	–	–	–
Kvalita výběhu – J	kvalitní		–	+	–	–	–
	špatný		–	–	–	+	–
	velmi špatný		–	–	–	–	+
$\psi = J \,.\, K \,.\, Č$							

3. Průměrná produkce výkalů na 1 VDJ a den v roštových stájích:
a) na roštovém krmišti

$$g_r' = 12 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

b) v lehárně roštové stáje

$$g_l' = 15 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

c) na výběhu volné stáje

$$g_v' = 8 \quad (\text{kg den}^{-1})$$

Literatura

1. Ansorge, H.: Strohlose Haltung von Rindern auf Gummimatten. Deutsche Landwirtschaft, r. 16, č. 1 : 39-42. — 2. Brabandere, J.: La production laitière dans une étable de la stabulation libre. Revue d'Agriculture, 1957, 4 : 439-481. — 3. Bruncvík, J.: Nové způsoby odklizu a manipulace s hnojem. Studijní informace, Zemědělská technika (ÚVTI) 65, č. 3. — 4. Čvančara, F.: Zemědělská výroba v číslech. Praha 1962. — 5. Duchoň, F.: Výživa a hnojení kulturních rostlin v zemědělství. Praha 1948. — 6. Goranov, I.: Proučvane na uslovijata i obosnovavane na načinite i sredstvata za počistvane na dvernite ploštadki, patekite i čakalnite v kravefermite. Izvestija na naučnoizsledovatelskija institut po mechanizacija i elektrifikacija na selskoto stopanstvo, 1962, tom III. — 7. Grimm, K.: Reinigung von Laufhöfen und Laufgängen im Rinderlaufstall. Deutsche Landtechnik, 16, č. 5 : 375-380. — 8. Haase, H.: Schwemmentmistung oder Spaltenboden. Technik und Landwirtschaft, 1965, č. 19 : 447. — 9. Martinot, R.: L'étable à stabulation libre. Imprimerie nationale, Paříž 1960. — 10. Nordbø, A.: Versuche mit Laufställen. Kongreß über Landwirtschaftliche Bauforschung, Separát, Lund 1957. — 11. Örborn, A.: Djurstaller och djurtrivsel. Lund 1958. — 12. Rijkenbarg, G.: Cowshed manure handling. Farmbuildings, 1965, č. 6 : 43-45. — 13. Rüprich, W.: Die Behandlung einstreulosen und einstreuarmen Misten in Laufställen. Bauen auf dem Lande, 1965, 16, č. 6 : 149-153. — 14. Velebil, M.: Mechanizované procesy při odstraňování hnoje z volných stájí. Praha 1963. — 15. Velebil, M.: Mechanizace prací s hnojivy. Praha 1960. — 16. Názory výzkumných ústavů ve Velké Británii na budoucnost roštových podlah. Dairy Farmer, 1964, č. 10 : 83. — 17. Odstraňování hnoje v boxové stáji. Deutsche Agrartechnik, 1965, č. 7 : 313-315. — 18. Odstraňování hnoje z boxů. Dairy Farmer, 1965, č. 1 : 45. — 19. Odstraňování výkalů bez slámy. Die deutsche Landwirtschaft, 1965, č. 1 : 39-42. — 20. Odstraňování tekutých výkalů z betonových ploch. Dairy Farmer, 1964, č. 10 : 65, 67, 74. — 21. Roštové podlahy v Norsku. Selskaja žizn., 1964, č. 14 : 3. — 22. Roštové podlahy v zahraničí. Silske budivnictvo, 1964, č. 1 : 22-23. — 23. Roštové a boxové stáje v Anglii. Bauen auf dem Lande, č. 2 : 31-32. — 24. Roštové a boxové stáje v Holandsku. Dtto, str. 33-36. — 25. Rošty pro skot. Der Tierzüchter, 1965, str. 12-15. — 26. Vyklízení hnoje z výběhu. Těchnika v sel. chozjajstve, 1964, č. 10 : 39-41. — 27. Vyklízení výkalů ve volné stáji bez podestýlky. Bauen auf dem Lande, 1965, č. 6 : 153-158.

Определение основных параметров удаления испражнений с уплотненных площадей

До проведения собственно технологического и технического решения удаления испражнений с уплотненных площадей необходимо определить целый ряд параметров, имеющих существенное значение для научно-исследовательских работ в этой области. Необходимо, прежде всего, определить продукцию экскрементов на уплотненных площадях в выгулах коровников с беспривязным содержанием, боксовых стойлах и стойлах с колосниковым настилом, кроме того, определить зависимости между продукцией экспериментов и количеством содержащихся животных, а также определить зависимость между производственной площадью

и продукцией экскрементов. Эти параметры в большинстве случаев определялись экспериментально, причем были получены следующие результаты:

1. Средняя продукция экскрементов на 1 усл. ед. скота в сутки при беспривязном содержании

$$g_v = 8{,}93 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

при чем среднесуточная продукция на 1 м^2 = 1,90 кг.

2. Средняя продукция экскрементов на усл. ед. скота в сетки в боксах

$$g_b = 34 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

на бокс

$$A = 1 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

3. Средняя продукция экскрементов в сутки в коровниках с колосниковым настилом

а) в отделении кормления с колосниковым настилом

$$g_r' = 12 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

б) в лежбище коровника с колосниковым настилом

$$g_l' = 15 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

в) в выгуле коровника для беспривязного содержания

$$g_v' = 8 \text{ (кг день}^{-1}\text{)}$$

Determination of Basic Parameters for Faeces Removal of Reinforced Range Areas

Prior to the proper technological and technical solution of removing faeces of reinforced range areas, it is necessary to determine a number of several parameters which are of basic importance to research work in this field. The question is, first of all, to determine the production of faeces on reinforced range areas of loose housing open yards, cubicles and slot-floor byres; the next question to be solved is to assess the dependence between the faeces production and the number of housed animals as well as the dependence between the operating area and the faeces production. These parameters were, in most cases, determined on an experimental basis with the following results:

1. Average faeces production per 1 large animal unit and day in loose housing

$$g_v = 8{,}93 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

the average daily production per 1 m^2 being equal to 1,90 kg.

2. Average faeces production per 1 large animal unit and day in cubicle housing

$$g_b = 34 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

per cubicle

$$A = 1 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

3. Average faeces production per 1 large animal unit and day in slot-floor byres

a) on slot-floor feedlot

$$g_r' = 12 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

b) in the resting area of the slot-floor byres

$$g_l' = 15 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

c) on the open yard of the loose housing

$$g_v' = 8 \text{ (kg day}^{-1}\text{)}$$

Die Bestimmung der Grundparameter für die Beseitigung von Kot von verfestigten Flächen

Vor der eigentlichen technologischen und technischen Lösung der Beseitigung von Kot aus verfestigten Flächen ist eine ganze Reihe von Parametern, die von ausschlaggebender Bedeutung für die Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet sind. Es handelt sich vor allem um die Bestimmung der Produktion von Kot auf verfestigten Flächen in den Ausläufen der Losställe, in Boxenställen und in Ställen mit Lattenrostfußböden, ferner um die Bestimmung der Abhängigkeit der Produktion von Kot und der Anzahl der aufgestallten Tiere und um die Bestimmung der Abhängigkeit der Betriebsfläche und der Produktion von Kot. Diese Parameter wurden in der Mehrheit der Fälle experimentell festgestellt, wobei folgende Ergebnisse erreicht wurden:

1. Durchschnittliche produktion von Kot pro 1 GV und Tag bei Losställen

$$g_v = 8{,}93 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

wobei die tägliche Tagesproduktion pro 1 qm 1,90 kg beträgt.

2. Durchschnittliche Produktion von Kot pro 1 GV und Tag bei Boxenställen

$$g_b = 34 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

pro 1 Box

$$A = 1 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

3. Durchschnittliche Produktion von Kot pro 1 GV und Tag in den Ställen mit Lattenrostfußböden

a) auf dem Lattenrost-Futterplatz

$$g_r' = 12 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

b) auf dem Liegeplatz des Stalles mit Lattenrostfußboden

$$g_l' = 15 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

c) auf dem Auslauf des Losstalles

$$g_v' = 8 \text{ (kg Tag}^{-1}\text{)}$$

Adresa autora:

Ing. Miloslav Velebil, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy

---

631.242.3

ZARIADENIE NA CHLADENIE MLIEKA V PRVOVÝROBE V ZAHRANIČÍ

1. STRUČNÉ ZÁSADY CHLADENIA MLIEKA PO NADOJENÍ

Chladenie mlieka v prvovýrobe je hlavnou súčasťou ošetrenia mlieka po nadojení. Pri dojení a bezprostredne po ňom sa dostane do mlieka určitý počet mikroorganizmov, pričom mlieko je výborným živným prostredím pre ich rast. Čerstvo nadojené mlieko však obsahuje tzv. baktericidné látky, ktoré sa dostávajú do mlieka z krvi a zabraňujú rozmnožovaniu mikroorganizmov a čiastočne ich aj usmrcujú. Kým sú tieto látky v mlieku, mikroorganizmy sa v ňom nerozmnožujú a nezhoršuje sa jeho kvalita. Toto obdobie sa nazýva tzv. baktericídna fáza (trvá asi 2 až 6 hod.) a jej dĺžka závisí od množstva mikroorganizmov v mlieku, teploty mlieka, rýchlosti jeho ochladenia a od jeho ďalšieho ošetrenia.

Z toho vyplýva, že baktericídnu fázu mlieka možno predĺžiť vhodnými hygienickými opatreniami už pri získavaní mlieka, najmä jeho správnym ošetrením bezprostredne po nadojení — hlavne vhodným a dostatočným ochladením.

Mlieko po nadojení má teplotu blízku telesnej teplote dojnice — približne 35 °C. Ak sa nechá mlieko po nadojení bez ochladenia, klesá jeho teplota najmä v teplých dňoch veľmi pomaly. Väčšina mikroorganizmov, ktoré sa dostanú do mlieka počas dojenia (z tela dojnice, zo stien dojacích nádob, z maštaľného ovzdušia apod.), má optimálne podmienky pre rast a rozmnožovanie pri teplotách 25 až 35 °C. Pri teplotách nižších ako 15 °C sa už začína rast a rozmnožovanie baktérií mliečneho kysnutia čiastočne brzdiť. Pri teplotách nižších ako 10 °C sa ich činnosť začína zastavovať a celkom sa zastaví pri teplote 8 °C a nižšej. Preto treba mlieko po nadojení čo najrýchlejšie ochladiť na takú teplotu, pri ktorej mikroorganizmy v mlieku nie sú schopné sa ďalej rozmnožovať a rásť.

Na základe posledných výskumov a uverejnených prác u nás i v zahraničí možno hlavné zásady správneho ochladenia mlieka po nadojení formulovať nasledovne:

a) V prvej fáze, tj. ihneď alebo najviac počas niekoľkých desiatok minút po nadojení treba mlieko ochladiť na teplotu 15 °C.

b) V druhej fáze — počas ďalšej hodiny treba mlieko ochladiť na 10 °C. Na teplotu nižšie 10 °C treba mlieko ochladiť len vtedy, ak ho za dve hodiny po nadojení nezvezú na spracovanie, alebo ak je to nevyhnutné (v horúcich letných dňoch a ak ho treba dopravovať na väčšie vzdialenosti, v dlhších časových intervaloch).

V zahraničí, najmä v severských krajinách v Dánsku, Nórsku, Švédsku a v poslednom období aj v Nemeckej spolkovej republike sa pristupuje k zvozu mlieka z poľnohospodárskych závodov raz za dva dni. V takýchto prípadoch je potrebné v druhej fáze ochladiť mlieko na nižšiu teplotu — najčastejšie pod 6 °C.

Týmto požiadavkám musia vyhovovať jednotlivé chladiace systémy a chladiace zariadenia na chladenie mlieka v poľnohospodárskych závodoch.

Vlastné spôsoby chladenia mlieka možno zhruba rozdeliť na:

a) chladenia mlieka v kanvách,

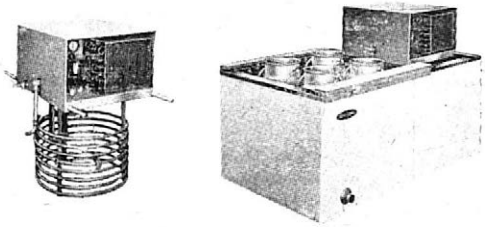
b) chladenie mlieka v chladiacich nádržiach,

c) chladenie mlieka na povrchových a prietokových chladičoch.

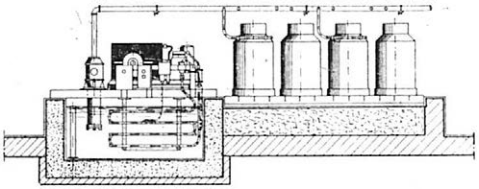
Podľa týchto spôsobov sú konštruované jednotlivé chladiace zariadenia.

2. ZARIADENIA NA CHLADENIE MLIEKA V KANVÁCH

Používajú sa predovšetkým v poľnohospodárskych závodoch s menším po-



1. Zariadenie na chladenie mlieka v kanvách — chladením povrchu kanví — ich ponorom typu Alfa-Laval KR
Vľavo – chladiací agregát, vpravo – celé zariadenie



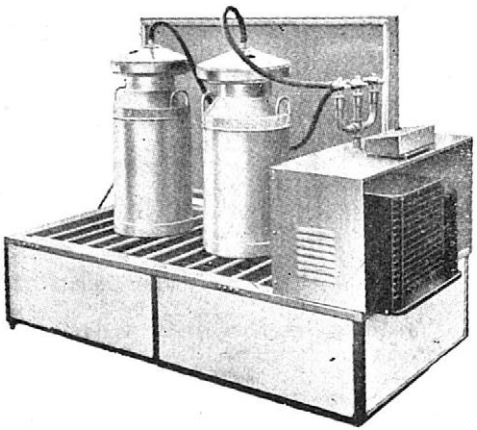
2. Zariadenie na chladenie povrchu kanví s mliekom sprchovaním povrchu kanví chladenou vodou, typ ASTRA ET

čtom dojníc a teda aj s menšou produkciou mlieka.

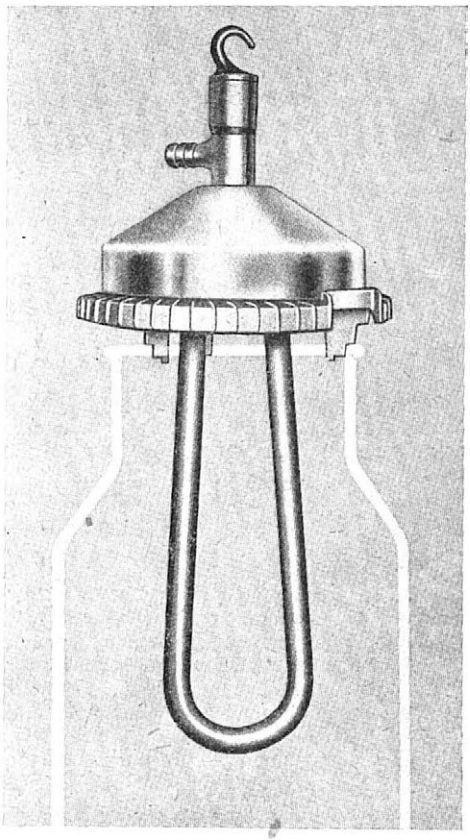
Mlieko možno chladiť v kanvách alebo chladením povrchu kanví, alebo chladením mlieka priamo v kanve (ponorením chladiaceho zariadenia do kanvy), príp. kombináciou obidvoch spôsobov.

Povrch kanví sa najčastejšie chladí ochladenou vodou ponorením kanví do nádrží, alebo vhodným sprchovaním kanví.

Pri chladení v nádržiach sa kanvy s mliekom ponárajú do nádrže, v ktorej cirkuluje voda ochladzovaná v druhej časti nádrže ponoreným rúrkovým hadom, zapojeným na chladiaci agregát. Rúrkový had je v podstate výparník na priamy odpar chladiva. Takto je riešené chladiace zariadenie Alfa Laval, typ KR, na chladenie mlieka v 3 až 11 kanvách o obsahu 20 litrov. Potrebný príkon chladiaceho agregátu je 0,48 až 1,05 kW (podľa počtu chladených kanví — veľkosti chladiacej nádrže). Zariadenie bolo odskúšané v Rakúsku v spolkovej skúšobnej stanici mliekárskej vo Wolfpassingu, pričom bolo zistené, že mlieko v kanvách sa ochladí cca za hodinu z pôvodnej teploty na teplotu niže 8 °C a za



3. Chladenie povrchu kanví sprchovaním, kombinované s chladením obsahu kanví miešacím chladiacim zariadením



4. Schéma chladiaceho zariadenia na chladenie mlieka v kanvách typu ALFA-LAVAL

ďalšiu hodinu na teplotu 3 až 4 °C. Počas chladenia pri prípadnom zvýšení teploty v dôsledku umiestnenia ďalších kanví s čerstvo nadojeným mliekom (z ďalšieho pôdoja) sa chladiaci agregát automaticky zapína (obr. 1).

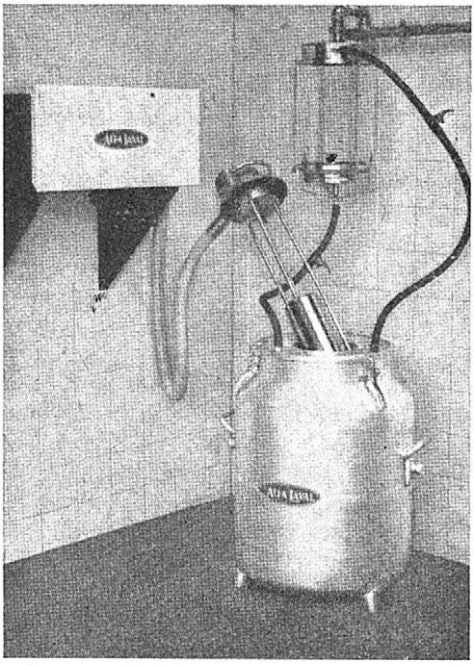
Sprchovaním sa mlieko v kanvách chladí tak, že sa na hrdlo kanvy nasadí chladiaci prstenec s otvormi, ktorými vyteká ochladzovaná voda v tenkej vrstve na povrch kanvy.

Chladiaci prstenec je rúrka z kovu, gumy alebo z plastickej hmoty. Je stočená do kruhu, s otvormi na spodnej časti. Gumovou hadicou sa pripája na prívod chladiacej vody. Kanvy sú položené na rošte na vrchu zbernej nádrže, do ktorej steká voda z povrchu kanví. V nádrži sa voda ochladzuje prirodzeným alebo umelým spôsobom (ľad, výparník na priamy odpar chladiva zapojený na chladiaci agregát) a čerpá nahor do potrubia, z ktorého znovu prúdi do chladiacich prstencov.

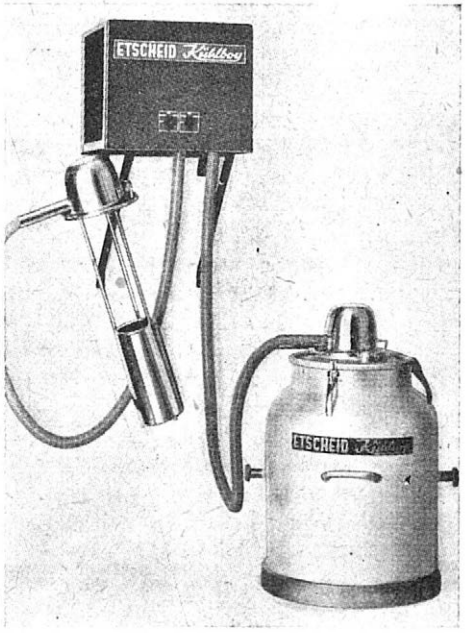
Na tomto princípe je konštruované chladiace zariadenie Astra typ ET na ochladzovanie 4 až 10 kanví, pričom spotreba elektrického prúdu na ochladenie 1 litra mlieka na teplotu 10 °C je 0,025 kWh (obr. 2).

Vyšší chladiaci efekt sa dosiahne, keď sa mlieko počas ochladzovania premiešava vo vnútri kanví, a preto niektoré zariadenia majú veko so špeciálnym miešacím mechanizmom, ktoré sa nasadí na kanvu. Vo veku býva najčastejšie umiestnená turbínka poháňaná pretekajúcou vodou — chladiacou povrch kanví (na spôsob Segnerovho kolesa), čo umožňuje pohyb miešacieho zariadenia v kanve a teda premiešavanie celého obsahu. Voda po prechode turbínkou steká po povrchu kanví. Takýto doplnok zariadenia značne zvyšuje chladiacu účinnosť, pričom sa skracuje čas, za ktorý sa mlieko ochladzuje, znižuje sa spotreba chladiacej vody a tým aj elektrickej energie potrebnej na jej ochladzovanie. V niektorých zariadeniach chladiaca voda prechádza aj miešacím zariadením, ktoré je rúrkovitej konštrukcie, čoho dôsledkom je ďalšie zvýšenie chladiaceho efektu (obr. 3).

Účinné je aj ponorné zariadenie na chladenie mlieka v kanvách. Skladá sa zvyčajne z jednej alebo z niekoľkých rúrok ponorených dovnútra kanvy. Rúrkami preteká studená, príp. ochladzovaná voda, rúrky sa môžu rovnako ako v predošlom prípade otáčať, čím sa ob-



5. Chladiaca sonda typu ALFA LAVAL na chladenie mlieka v kanvách a vo valcovitých nádržiach



6. Ponorná sonda typu ETSCHEID na chladenie mlieka v kanvách a vo valcovitých nádržiach

sah kanví premiešava a súčasne sa zvyšuje účinnosť chladenia.

Takýmto typom chladiaceho zariadenia je zariadenie Alfa Laval - S, pri ktorom sa obsah jednej kanvy (20 litrov) mlieka vychladí za cca 10 min, pričom konečná teplota ochladeného mlieka je len o 2 °C vyššia ako teplota použitej chladiacej vody (obr. 4).

Ako ponorné chladiace zariadenie sa používajú aj osobitne konštruované chladiace sondy, priamo zapojené na chladiaci agregát, ako je sonda typu Alfa-Laval o chladiacom výkone 1300 a 2500 kcal/h na chladenie mlieka v kanvách, alebo aj v menších valcovitých nádržiach (obr. 5).

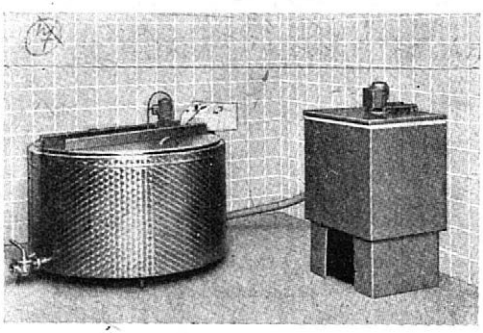
Ponorné chladiace sondy typu ETSCHEID majú chladiaci výkon 1200 až 5200 kcal/h a ochladzujú mlieko z teploty 32 °C na teplotu 8 °C za cca 50 min. a za ďalšiu hodinu až na 4 °C (obr. 6).

3. ZARIADENIA NA CHLADENIE MLIEKA V CHLADIACICH NÁDRŽIACH

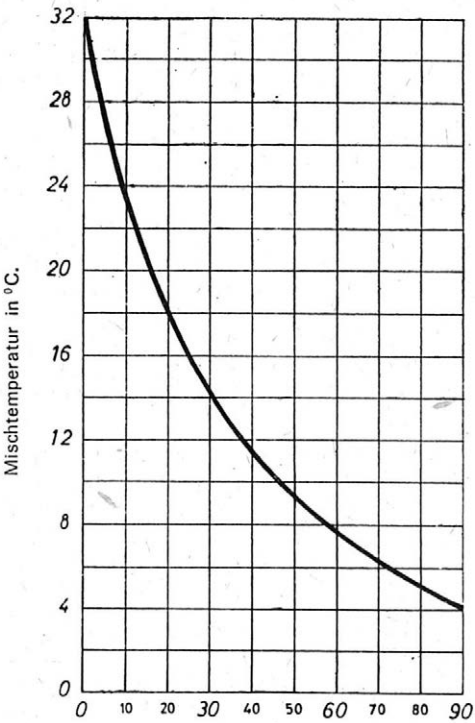
Podstatou tohoto spôsobu chladenia je odvádzanie tepla z mlieka cez stenu chladiacej nádrže. Pritom je možno použiť nielen vodné, ale aj umelé chladenie, príp. kombináciu obidvoch spôsobov spojenú s akumuláciou chladu v ľade.

Kapacita chladiacich nádrží sa riadi požiadavkami na množstvo ochladzovaného mlieka, ktoré je dané počtom chovaných dojníc a ich produkciou mlieka a v prípadoch zberu mlieka raz za dva dni i spôsobom zberu.

Kapacity chladiacich nádrží typu MKW vyrábané v NSR sa pohybujú v rozmedzí 300 až 1200 litrov, pričom vlastné chladenie sa uskutočňuje ľadovou vodou



7. Chladiaca nádrž typu MKW na chladenie mlieka



8. Chladiaca krivka chladenia mlieka v chladiacej nádrži typu MKW

o teplote 0,5 °C cez spodnú stenu plášťa nádrže. Celá nádrž je obložená polyuretánovou izoláciou a ľadová voda sa pripravuje v osobitnom zariadení. Rýchlosť chladenia podporuje miešanie mlieka pri chladení osobitným miešadlom (obr. 7). Podľa uvádzanej chladiacej krivky sa mlieko ochladí z pôvodnej teploty 32 °C po nadojení za 60 minút na teplotu niže 8 °C a za ďalších 30 minút na teplotu 4 °C (obr. 8).

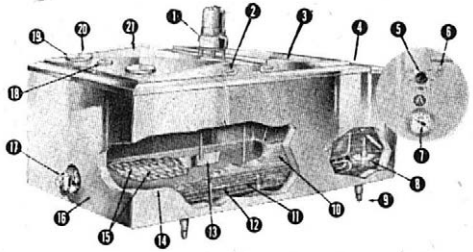
V SSSR používajú chladiace nádrže s obsahom 1000 litrov, pričom nádrž hranolovitého tvaru tvorí s kompresorovým chladiacim zariadením typu IF-16 (s výkonom 3000 kcal/h) jeden celok. Zariadenie sa zapína dve hodiny pred začiatkom dojenia; za ten čas sa vytvorí na rúrkach výparníka námraza ľadu hrúbky 10 až 15 mm. Celý chladiaci proces sa reguluje automaticky termoregulátorom. Mlieko sa ochladzuje na teplotu 4 °C.

Podstatne väčšie v priemere sú kapacity chladiacich nádrží vyrábaných v USA, ako sú nádrže typu DARI-KOOL o obsahu až 1250 gallonov (5625 litrov). Chladiaci účinok zariadenia je pomerne

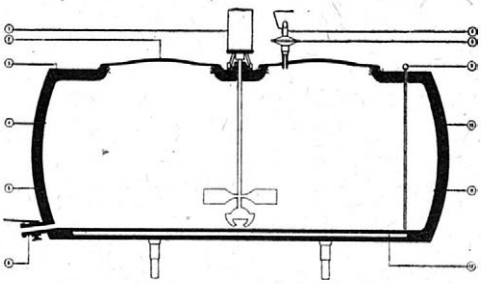
veľmi veľký v dôsledku dosť značne komplikovanej, ale účelnej konštrukcie zariadení podporujúcich prestup tepla (obr. 9).

Veľmi zaujímavou je konštrukcia chladiacej nádrže typu ZERO (výrobca firma SIAI Lerici Milano, Itália), ktorej obsah je 560 až 2970 litrov. Celá nádrž je pripojená na vakuové potrubie dojacieho automatu a využíva sa i ochladzovanie mlieka vplyvom zníženého tlaku. Má súčasne veľmi dômyselne riešené zariadenie na čistenie vnútorného plášťa rozstrekovacím zariadením, ktoré zabezpečuje dôkladné vyčistenie celého povrchu. Výkon chladiaceho zariadenia nádrže o obsahu 1600 litrov je 8400 kcal/h, pri dvoch dojeniach. Prvá dávka 800 litrov mlieka bola vychladená pri skúškach zariadenia zpôvodnej teploty 30 °C za 2 hodiny na 8,8 °C a za $2^3/_4$ hodiny až na 3,3 °C. Ďalšia dávka 800 litrov mlieka hneď po priliatí sa ochladila tak, že výsledná teplota zmesi bola 16,8 °C, za $1^1/_2$ hodiny klesla na 9,4 °C a za ďalšiu $1^1/_2$ hodinu až na 3,5 °C (obr. 10).

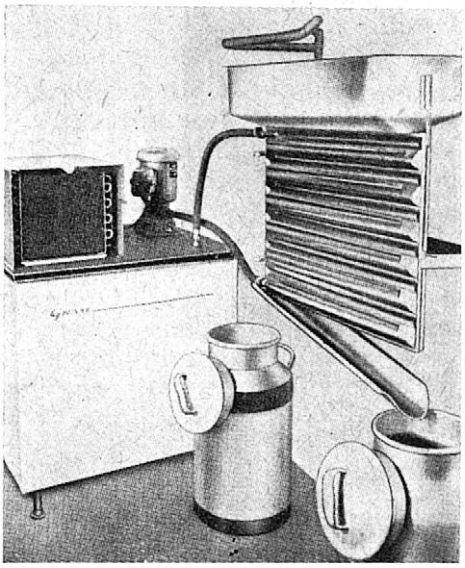
Vo Švédsku vyrábané chladiace nádrže typu WEDHOLMS majú kapacitu 1250 až 2500 litrov, pričom ich polovičný obsah (po prvom dojení) sa vychladí na teplotu 10 °C za $1^1/_2$ hodiny a za ďalšiu $1^1/_2$ hodinu až na 4 °C. Doplnenie nádrže pri druhom dojení má za následok zvýšenie teploty zmesi mlieka na 10 °C, ktorá však za 2 hodiny od začiatku dojenia (tj. od prítoku prvého mlieka) sa znovu zníži na 8 °C a za 3 hodiny zas až na 4 °C. Chladiace nádrže určené pre poľnohospodárske závody, z ktorých sa mlieko odváža raz za dva dni, majú kapacitu až 6000 litrov, pričom mlieko z prvého pôdoja sa v nich vychladzuje až na 2 °C (cca 25 % obsahu nádrže po-



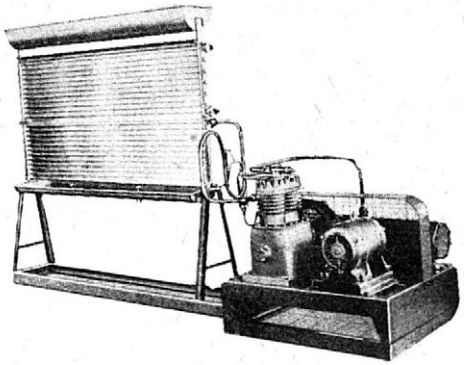
9. Chladiaca nádrž typu DARI-KOOL z USA



10. Chladiaca nádrž typu ZERO z Itálie
1 — stupňovite regulovateľné miešadlo, 2 — veko, 3—4 — vnútorná stena nádrže, 5 — izolácia, 6 — výpustný otvor, 7 — prípoj k potrubiu dojacieho automatu, 8 — vákuový filter, 9 — meradlo mlieka, 10 — izolácia, 11 — povlak vnútra nádrže, 12 — chladiaca vrstva na ďalších obrázkoch schéma miešania a čistenia nádrže.

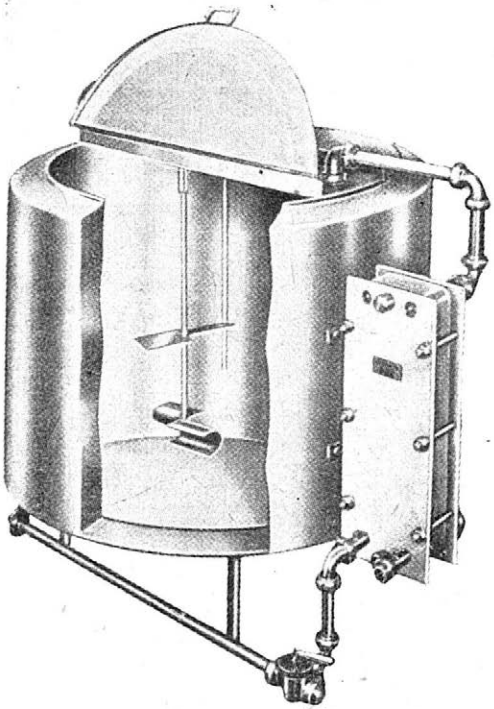


11. Povrchový chladič typu KOLDING s chladiacim agregátom typu GRAM

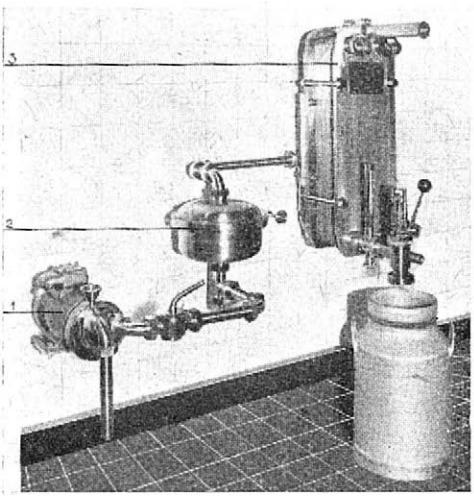


12. Dvojdielny povrchový chladič typu FRISTAM

→

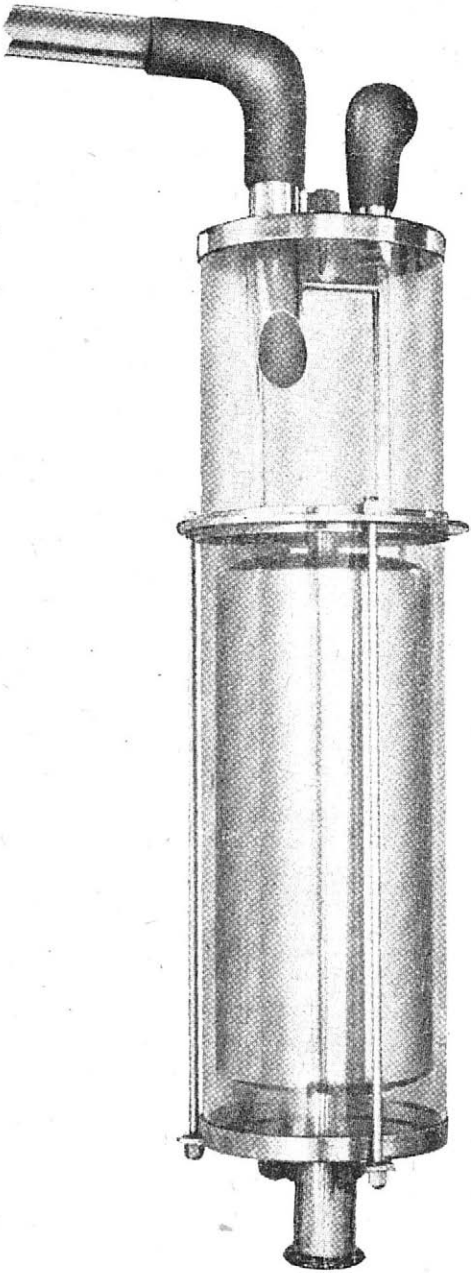


13. Zariadenie na chladenie mlieka typu ALFA LAVAL — doskový chladič a skladovacia nádrž



14. Švajčiarske zariadenie na ošetrenie mlieka v prvovýrobe

1 — čerpadlo, 2 — vatový filter, 3 — doskový chladič



15. Prietokový podtlakový chladič z Holandska typu GEERTJES C-100

čas 2 hodín) a ďalšie pôdoje nespôsobia vyššie zvýšenie teploty mlieka v nádrži ako je 12 °C.

4. CHLADENIE MLIEKA NA POVRCHOVÝCH A PRIETOKOVÝCH CHLADIČOCH

Povrchové chladiče sú popri chladiacich nádržiach najpoužívanejšie zariadenia na chladenie mlieka v prvovýrobe. Mlieko sa chladí na povrchu steny chladiča, pričom na jednej strane steny preteká mlieko a na druhej strane chladiaca kvapalina (najčastejšie voda). Chladí sa prestupom tepla mlieka do chladiacej kvapaliny cez stenu chladiča. Podľa charakteru prúdenia sú najpoužívanejšie povrchové chladiče protiprúdové, pri ktorých je smer prúdenia mlieka a chladiacej kvapaliny opačný. Podľa tvaru chladiaceho povrchu sú najpoužívanejšie povrchové chladiče ploché, ktoré sa skladajú z rúrok umiestnených vodorovne tesne nad sebou. Nad rúrkami v hornej časti chladiča je rozdeľovací žľab, ktorý má po celej dĺžke dna dva rady otvorov. Cez otvory vyteká mlieko na povrch rúrok. Mlieko stekajúce po povrchu rúrok odovzdáva cez stenu rúrok teplo chladiacej kvapaline, ktorá priteká do chladiča spodnou rúrkou, preteká rúrkami zdola nahor a ohriata odteká hornou rúrkou. V spodnej časti chladiča pod rúrkami je zberný žľab s odtokovou rúrkou, ktorou vyteká ochladené mlieko.

Príkladom takéhoto chladiča je dánsky chladič typu KOLDING o chladiacom povrchu 0,65 m², ktorého výkon je ochladenie 270 litrov mlieka z teploty 35 °C na teplotu 3 °C, pričom ako chladiaci prostriedok sa používa ľadová voda ochladzovaná v chladiacom agregáte typu GRAM, s ktorým tvorí chladič jediný kompletný celok (obr. 11). Môže byť aj v zdvojenom prevedení pričom sa jeho výkon zdvojnásobuje.

Pre zvýšenie chladiaceho účinku môže mať povrchový chladič v niektorých prípadoch chladiacu časť rozdelenú na dva diely — dvojdielny povrchový chladič. Pritom v obidvoch častiach sa používajú rozdielne chladiace kvapaliny (napr. v hornej časti voda na predchladenie a v spodnej časti soľanka alebo ľadová voda na dochladzovanie). Spodná časť chladiča môže byť priamo napojená na kompresorové chladiace zariadenie, takže sa v nej chladivo priamo odparuje, ako je to u chladiaceho zariadenia typu Fristam (obr. 12), ktoré má výkon až 1750 lit/hod pri teplote predchladzovacej vody 10 °C.

V poslednom čase sa používajú, zvlášť pre väčšie kapacity, aj doskové chladiče na chladenie mlieka v prvovýrobe, a to obyčajne v kombinácii so skladovacími nádržami, ako je to u švédskeho zariadenia Alfa-Laval, ktoré je v podstate kombinácia izolovanej nádrže s obsahom 400 až 2500 litrov a doskového chladiča, na ktorom sa cirkulujúce mlieko rýchlo ochladzuje. V tomto zariadení sa chladí už vlastne len na doskovom chladiči (obr. 13).

Švajčiarske zariadenie typu OTT na ošetrenie mlieka v prvovýrobe o výkone 1000 až 4000 l h^{-1} pozostáva z rotačného čerpadla, vatového filtra a doskového chladiča (obr. 14).

Nový typ prietokového chladiča na chladenie mlieka v prvovýrobe vyrobila firma Gebr. GEERTJES z Holandska (obr. 15). Je to typ podtlakového prietokového chladiča, ktorý sa zapojuje priamo na potrubie dojacieho automatu a zabezpečuje ochladenie nadojeného mlieka až na teplotu 6 °C. Vyrába sa v dvoch veľkostiach: typ C-50 na chladiaci výkon 8000 kcal — 225 litrov mlieka z jedného pôdoja a typ C-100 s chladiacim výkonom 16 000 kcal — 450 litrov mlieka z jedného pôdoja. Takto ochladené mlieko sa plní do skladovacích, príp. prepravných nádrží — kanví, v ktorých sa skladuje (tieto možu byť ešte aj dochladzované ponorom) až do odvozu.

Ing. Ivan Prekopp, Výskumný ústav mliekárensky, Žilina

OBSAH

Grečenko A.: Vliv několika alternativ podvozku kolového traktoru na napětí v půdě 361

Andert A.: Vhodnost souměrného a nesouměrného desénu pro pneumatiky k traktorům a zemědělským strojům . 379

Koskuba K.: Rozbor výsledků pokusného sušení zemědělských hmot. Část I — zpracování údajů experimentální sušicí křivky 399

Maleř J. a kol.: Zvyšování objemové hmotnosti řezanky při sklizni obilovin 413

Velebil M.: Stanovení základních ukazatelů pro odstraňování výkalů ze zpevněných ploch 423

Zemědělská technika v zahraničí

Prekopp I.: Zariadenia na chladenie mlieka v prvovýrobe v zahraničí 435

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Влияние нескольких вариантов шасси колесного трактора на напряжение в почве (376). — Андерт А.: Пригодность симметричного рисунка протектора у тракторных и иных шин (397). — Коскуба К.: Анализ результатов опытной сушки сельскохозяйственных материалов (410). — Малерж Й. и кол.: Повышение объемной массы сечки при уборке зерновых (421). — Велебил М.: Определение основных параметров удаления испражнений с уплотненных площадей (434). — Сельскохозяйственная техника за рубежом Прекопп И.: Устройства для охлаждения молока в первичном производстве за рубежом (437).

CONTENT

Grečenko A.: Soil Compaction as Influenced by Some Alternatives of Tractor Driving Wheels (376). — Andert A.: Suitability of the Symmetrical and Asymmetrical Tread Pattern of Tyres for Tractor and other Machines (397). — Koskuba K.: Analysis of the Results of the Experimental Drying of Agricultural Materials (411). — Maleř J. and coll.: Increasing the Voluminous Weight of Chopped Cereals during the Harvest (422). — Velebil M.: Determination of Basic Parameters for Faeces Removal of Reinforced Range Areas (435). — Agricultural Technology Abroad. Prekopp I.: Milk Cooling Devices in the Primary Production Abroad (437).

INHALT

Grečenko A.: Einfluß einiger Alternativen des Laufwerks eines Radschleppers auf die Bodenspannung (377). — Andert A.: Die Zweckmäßigkeit des symmetrischen und asymmetrischen Laufflächendessins der Schlepper- und anderer Reifen (397). — Koskuba K.: Analyse der Ergebnisse der experimentellen Trocknung landwirtschaftlicher Massen (411). — Maleř J. und Koll.: Erhöhung des Volumengewichts des Häcksels bei der Getreideernte (res. E/422). — Velebil M.: Die Bestimmung der Grundparameter für die Beseitigung von Kot von verfestigten Flächen (436). — Landwirtschaftliche Technik im Auslande. Prekopp I.: Milchkühlvorrichtungen in der Urproduktion im Ausland (437).

TABLE DES MATIÈRES

Grečenko A.: Influence de plusieurs alternatives de châssis de tracteur à roues sur la tension dans le sol (378). — Andert A.: Opportunité d'un dessin symétrique ou asymétrique des pneus de tracteurs et de machines agricoles (res. An 397, Al/398). — Koskuba K.: Analyse des résultats de séchage expérimental des matières agricoles. Partie I — Traitement des données de la courbe expérimentale de séchage (res. An, Al 411). — Maleř J. et coll.: Augmentation du caractère volumineux de la paille hachée lors de la récolte des céréales (res. An 422). — Velebil M.: Etablissement des indices fondamentaux pour l'élimination des excréments des surfaces durcies (res. An/435, Al/436). — Machinisme agricole en étranger. Prekopp I.: Les dispositifs pour la réfrigération de lait dans la production primaire à l'étranger (437).

vyjde jako tematické věnované mechanizaci sklizně cukrovky.

Stále se rozšiřující nová technologie sklizně cukrovky, a to rozdělená sklizeň, a příslušné k ní mechanizační prostředky prokázaly během doby svoji oprávněnost jako v současné době nejvhodnější mechanizovaný způsob sklizně cukrovky pro naše podmínky. Přesto, že rozdělená sklizeň cukrovky znamená podstatný přínos, nemohou její ukazatele stále postačit předpokládanému tempu rozvoje mechanizace. Požadovaný sezónní výkon 30 ha je třeba nejméně zdvojnásobit. Současně je třeba také urychleně řešit stav mechanizace sklizně v extrémních podmínkách, kde v současné době není možno se obejít bez velkého podílu ruční práce.

Při postupném rozšiřování plně mechanizované sklizně cukrovky však dochází k neustálému prohlubování disproporce mezi úrovní mechanizace vlastní sklizně a následnými operacemi, především dopravou, příjmem bulev a jejich skladováním.

Důsledkem disproporce je vytváření velké dopravní špičky v zemědělských závodech, jakož i nevyužívání velké části dopravního parku nasazeného v období sklizně cukrovky. To vyžaduje takové vyřešení otázek vhodné mechanizace a organizace práce u následných operací, které by umožnilo rychlý oběh vozidel, vhodné skladování bulev, snížení nákladů na dopravu, jakož i určení dosahu zemědělské dopravy s ohledem na vybavenost zemědělských závodů traktorovým parkem.

Některé z nejdůležitějších dílčích výsledků dosavadního řešení uvedených otázek jsou obsahem tematického čísla o mechanizované sklizni cukrovky. Předkládané výsledky mají význam především v tom, že teoretické úvahy byly velkoprovozně ověřeny v praxi na okrese Jičín a lze je tudíž aplikovat i v dalších řepařských oblastech.

V tematickém čísle jsou otištěny tyto práce:

J. Čech: *Mechanizace sklizně cukrovky v těžkých podmínkách*

E. Strouhal a kol.: *Komplexně mechanizované linky pro dopravu cukrovky*

Z. Kothánek, J. Opletal: *Doprava cukrovky a řízků těžkotonážními silničními vozidly a soupravami*

J. Višinský a kol.: *Efektivnost různých koncepcí dopravy a příjmu bulev*

O. Roztočil a kol.: *Ekonomický rozbor sklizně cukrovky*

V této ekonomické práci je dokázáno, že mechanizovaná rozdělená sklizeň vyžaduje v současné praxi zhruba 90 h/ha lidské práce, tj. o 222 h méně proti tradičnímu způsobu sklizně. Přestože při mechanizované dělené sklizni vzrostou některé složky provozních nákladů, jako např. náklady za opravy, PHM, odpisy, činí jejich úhrnná výše zhruba 1511 Kčs/ha, takže je o 663 Kčs/ha nižší proti tradičnímu způsobu sklizně.

Tyto získané ekonomické výsledky svědčí o tom, že široké uplatnění mechanizované rozdělené sklizně vede ke snížení vysoké potřeby pracovních sil řepařských oblastí ve špičkovém období, umožňuje podstatné zvýšení produktivity práce a tím i zlevnění výroby.

Tematické číslo uzavírá přehledný článek J. Čecha a kol.: *Mechanizace sklizně cukrovky v zahraničí* (otištěný v rubrice ZTZ), shrnující zahraniční poznatky z hlediska uvedených řešených prací.

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 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 2, provoz 22, Legerova 22, Praha 2. A-10*71563