

VĚDECKÝ ČASOPIS

1965. ročník. L. číslo.

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

1

ROČNÍK 11 (XXXVIII)
PRAHA,
LEDEN 1965
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZLVH

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), inž. Karel Bernhard, inž. Josef Dovrtěl, inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, doc. inž. Karel Koč, doc. inž. Karel Koskuba, CSc., inž. Josef Martaus, CSc., inž. Vladimír Piša, inž. Vladimír Suchý, doc. inž. Zdeněk Šteffl, inž. Jaroslav Šulc, doc. inž. Miroslav Thér, CSc., doc. inž. Ján Tomovčík, CSc., inž. Alois Vávra

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1965

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází měsíčně. Redakce: Praha 2, Mánesova 75, telefon 274551-8. Celoroční předplatné Kčs 120,—

Научный журнал СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ ТЕХНИКА публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации Министерства сельского, лесного и водного хозяйства. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Манесова 75.

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, Forestry and Water Management. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Mánesova 75.

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 Land-, Forst und Wasserwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion Praha 2, Mánesova 75.

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, des eaux et des forêts. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Mánesova 75.

■ Při komplexní mechanizaci zemědělských prací již nejde jen o jednotlivé operace, nýbrž o proces, v němž jednotlivé operace musí na sebe navazovat podle určitých pravidel.

Pravidla jsou dána především požadavky agrotechniky, biologickým a fyzikálním stavem zpracovávaných hmot a konečně i ekonomickými hledisky. Tyto požadavky si někdy vzájemně odporují (např. agrotechnickou lhůtu můžeme zkrátit nasazením většího počtu strojů — ovšem za cenu zvýšení nákladů na investice, odpisy a opravy).

Požadavky agrotechniky tedy uskutečňujeme tak, abychom dosáhli optimalizace hlavních technickoekonomických parametrů procesu. Především se snažíme minimalizovat dobu trvání prací, ztráty, potřebu lidské práce, investic, materiálu a energie a maximalizovat výkon strojů, technologickou kvalitu konečného produktu, produktivitu práce a stupeň mechanizace.

Optimalizace spočívá ve volbě takové alternativy, která minimalizuje náklady nejen na vlastní proces (např. sklizeň píce), nýbrž i na následné procesy (např. krmení) tak, aby bylo dosaženo co nejnižších nákladů na jednotku tržního produktu (např. masa nebo mléka) při výhodném využití pracovní síly, energie a investic.

Otázka volby optimální varianty komplexu strojů je velmi složitá v důsledku zvláštnosti výrobních podmínek v zemědělství (sezónnost, klima, velká různorodost zpracovávaného materiálu, terénních a dopravních podmínek aj.). Např. agrotechnická lhůta provedení procesu je nepřímo úměrná výkonu, avšak ztráty narůstají rychleji než výkon.

Charakteristickým je předem dané omezení některých parametrů: počet traktorů a dopravních prostředků je dán optimem celoročního využití; rovněž počet pracovních sil bývá pro špičkové práce omezen.

V mechanizovaném procesu má rozhodující význam faktor času. Jeho význam je jednak relativní (práce musíme provést v agrotechnické lhůtě, dané kalendářem, vegetací plodiny a vnějšími podmínkami), ale také absolutní (využití času pro produktivní práci během hodiny nebo směny).

BILANCE ČASU A EXPLOATAČNÍ SOUČinitele

Z časového snímku práce zemědělského stroje (agregátu) můžeme vyčíslit bilanci času [Svirševskij, 1]:

$$T = T_p + t_x + \sum_1^i t_i \quad (1)$$

kde: T = celkový pracovní čas (doba směny, práce na honu apod.)

t_x = doba potřebná pro otáčky a přejezdy (závisí na kinematice agregátu)

t_i = jednotlivé druhy prostojů (technologické zastávky, údržba, poruchy, prostoje způsobené špatnou organizací práce, počasím, přírodními podmínkami aj.)

T_p = doba čisté produktivní práce

Údaje z bilance času obvykle užíváme ve formě bezrozměrných exploatačních součinitelů:

$$\tau = \frac{T}{T_p} = \text{součinitel využití pracovního času} \quad (2)$$

$$\tau_x = \frac{T_p}{T_p + t_x} = \text{součinitel využití času jízdou} \quad (3)$$

$$T_i = \frac{T - t_i}{T} = 1 - \frac{t_i}{T} = \text{dílní součinitel využití času} \quad (4)$$

popř.

$$K_i = \frac{T_p}{T_p + t_i} \quad (5)$$

je-li výchozím faktorem doba čisté produktivní práce.

Z rovnice (4) a (5) vyplývá, že existují dva způsoby stanovení dílčích exploatačních činitelů: první vychází z celkového pracovního času, kdežto u druhého je výchozí hodnotou doba čisté produktivní práce.

V praktickém provozu nás zajímá především využití celkového času, zatímco druhý způsob má přednost při zkoušení strojů; budeme se proto zabývat jen prvním způsobem.

Koeficient využití času (τ) může mít hodnotu skutečnou (tj. to, co jsme u konkrétního stroje naměřili), ale může mít také význam pravděpodobnosti

$$\tau = P(x) \quad (6)$$

Součinitel τ je vlastně pravděpodobnost provozu stroje x , přičemž platí

$$0 \leq P(x) \leq 1 \quad (7)$$

a také

$$1 - \tau = 1 - P(x) = \sigma \quad (8)$$

což je pravděpodobnost prostoje*) agregátu (nonoperating time, viz Mc Kibben [2]), τ a σ jsou pravděpodobnosti opačných jevů x a $\bar{x}$.

*) Přesněji řečeno: pravděpodobnost prostoje a přejezdů, jak plyne z rovnice (1). Otáčky a přejezdy závisí především na kinematice agregátu a tvaru pozemku. V praxi však vzhledem k rozmanitosti pozemků mohou mít také stochastický charakter.

Význam těchto pouček vyvstane teprve tehdy, chceme-li určit celkový součinitel využití času agregátu, utvořeného z více strojů, nebo výrobní linky (série agregátů spojených navzájem dopravou).

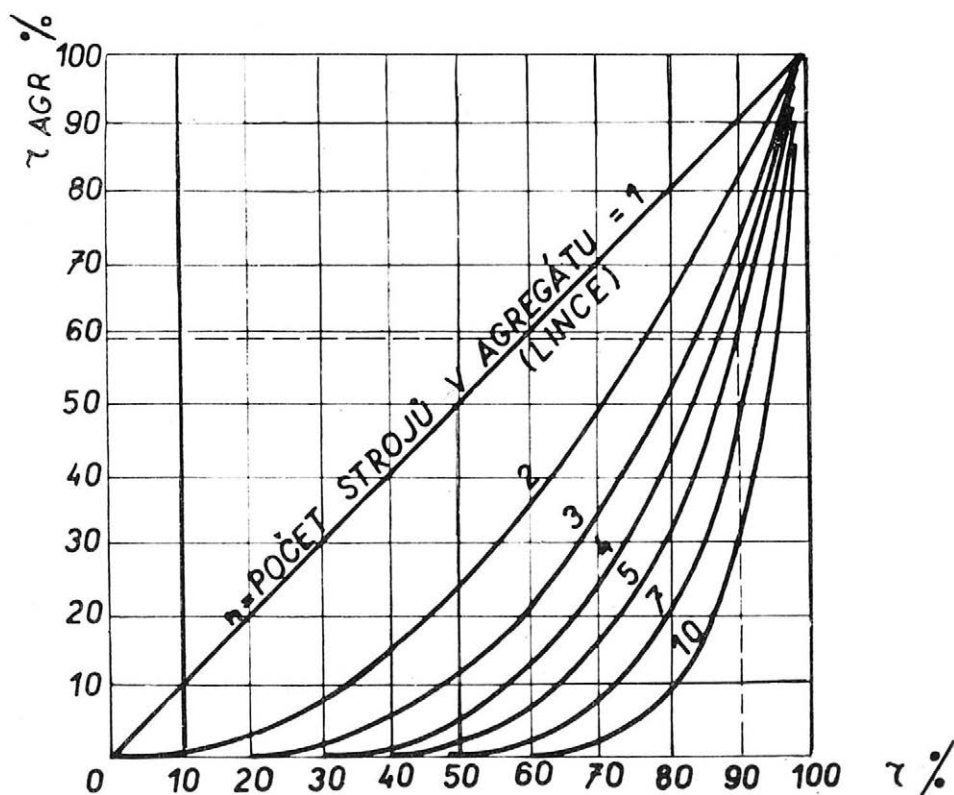
SOUČINITEL VYUŽITÍ ČASU U AGREGÁTU A LINKY

Utvoříme-li agregát z n strojů, pak celkový součinitel využití času agregátu ($\tau_{agr.}$) stanovíme pomocí pravidla o násobení pravděpodobnosti (provoz jednoho stroje v agregátu nezávisí na provozu jiného stroje)

$$\tau_{agr.} = \tau_1 \tau_2 \tau_3 \dots \tau_n \quad (9)$$

kde: τ_i = součinitel využití času jednotlivých strojů v agregátu

Celkový součinitel využití pracovního času je součinem součinitelů jednotlivých strojů; využití agregátů bude tudíž se stoupajícím počtem strojů rychle klesat. (Spojíme-li v agregátu pět strojů se součinitelem $\tau = 0,9$, pak $\tau_{agr} = \tau^5 \doteq 0,59$). (Obr. 1).



1. Nomogram pro stanovení součinitele využití času u prostého agregátu více strojů

Obdobně můžeme stanovit pravděpodobnost prostojů σ_{agr} ze vztahu

$$\sigma_{agr} = 1 - \tau_{agr} = \sigma_1 + \sigma_2 - \sigma_1 \sigma_1 \quad (10)$$

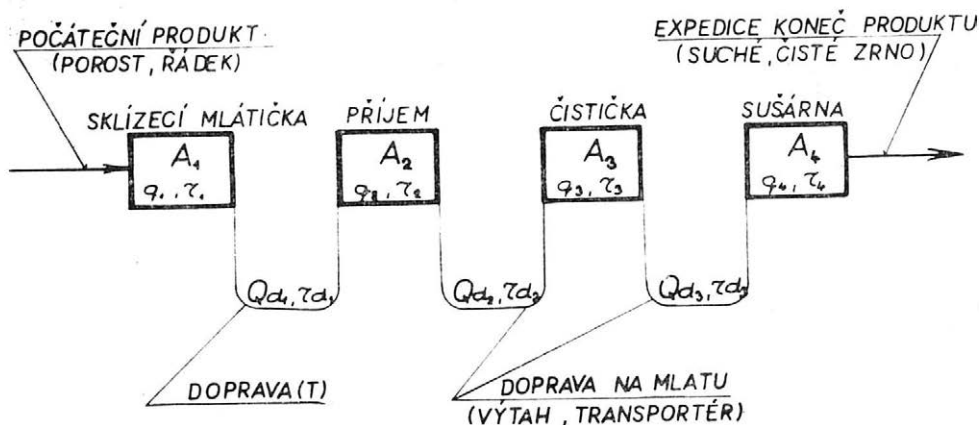
pro dva stroje, popř.

$$\sigma_{agr} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_1 \sigma_3 - \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \quad (11)$$

pro tři stroje apod.

Agregát (linka) má poruchu, má-li aspoň jeden stroj poruchu. Zákonitosti exploatace, které platí pro agregát několika strojů, platí rovněž pro stroje, které tvoří linku s proudovým (nepřerušovaným) procesem.

Představme si linku strojů A_i , pomocí které uskutečňujeme proudový proces (viz obr. 2). Průchodnosti jednotlivých strojů (agregátů) jsou q_i (průchod-



2. Schéma linky pro sklizeň zrna bez meziskladů

nost je množství hmoty zpracované strojem za jednotku času — obvykle kg/s — při provozu bez poruch a prostojů; jde tedy o teoreticky zpracovatelné množství). Stroj pracuje po dobu T_i (celkový pracovní čas — čas směny apod.); τ_i je jeho součinitel využití pracovního času, který má pro nás hodnotu pravděpodobnosti provozu stroje A_i .

Skutečný výkon stroje pak stanovíme ze vztahu

$$Q_i = q_i \tau_i T_i$$

(Obvykle ve větších jednotkách: t/směnu, t/sezónu apod.; odtud pak můžeme stanovit i průměrný výkon v menších jednotkách, např. v t/h nebo q/h.)

Série agregátů je navzájem spojena dopravou, která musí zabezpečit dopravní výkon $Q_d = Q_i$. Zpracovávaná hmota se tedy pohybuje v rovnoměrném výrobním toku. Velikost toku je stejná v každém agregátu a je dána velikostí toku hlavního článku, tj. v tomto případě výkonem prvního stroje v lince, tedy strojem, který uskutečňuje klíčovou operaci.

V lince strojů, které uskutečňují nějaký svázaný proces, je vždycky nějaký článek investičně nebo technologicky nejdůležitější, kterému se podřizuje výkon celé linky. Tomuto článku říkáme klíčový článek, příslušné operaci v procesu říkáme klíčová operace a uskutečňuje ji klíčový stroj (agregát).

Má-li být proces linky nepřetržitý, pak musí být splněna podmínka

$$q_1 \leq q_2 \leq q_3 \leq q_4 \quad (12)$$

Celá linka musí být dimenzována podle okamžitého (teoretického) výkonu klíčového (v našem případě prvního) stroje. Ve vlastním provozu jsou pak všechny stroje stejně důležité, o procesu rozhoduje provoz klíčového stroje stejně jako provozu nejjednoduššího dopravníku, který spojuje dopravou dva sousední agregáty.

Celkový výkon linky určíme pak ze vztahu

$$Q = q_1 \tau_1 \tau_2 \tau_3 \tau_4 T \quad (13)$$

(popř.

$$Q = q_1 \tau_1 \tau_{d1} \tau_2 \tau_{d2} \tau_3 \tau_{d3} \tau_4 T$$

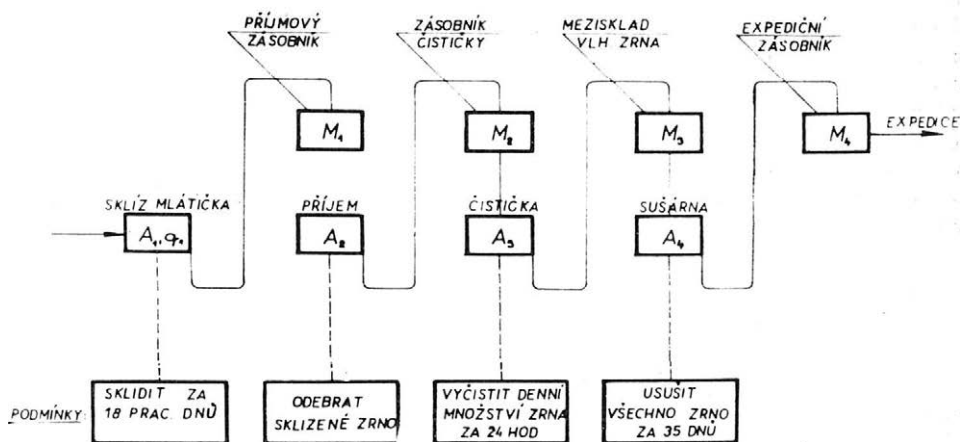
uvážujeme-li i vliv pravděpodobnosti poruch v dopravě, která spojuje jednotlivé agregáty).

Vyplývá z toho, že v proudové lince, která předpokládá „tuhou vazbu“ agregátů a dopravy, se velmi snižuje součinitel využití času jednotlivých agregátů.

Vzhledem k tomu, že množství hmoty dodávané klíčovým agregátem není v průběhu procesu konstantní (doba naplnění zásobníku sklízecí mlátičky je náhodná veličina, daná pravděpodobností provozu sklízecí mlátičky — $\tau_1 = P(x_1)$, musíme vlastně všechny následné agregáty předdimenzovat.

Těmto potížím se vyhneme, jestliže vazbu mezi jednotlivými agregáty uvolníme vytvořením meziskladu. Pojem mezisklad má v tomto případě širší význam: mezisklad je také obilí nebo sláma (balíky) na řádku, manipulační prostor polního mlatu, zásobník u čističky apod.

Na obrázku 3 je schéma linky pro proudový proces s mezisklady. Vazba mezi agregáty je uvolněna podmínkami, které určují kapacitu meziskladu. Příjmový zásobník musí být dimenzován tak, aby umožnil vyrovnat nerovnoměrnost přísunu z pole; výkon dopravníku k zásobníku čističky může pak být



3. Schéma linky pro sklizeň zrna s mezisklady

dimenzován na skutečný výkon sklízecí mlátičky. Obdobně platí pro čističku, kde klademe podmínku vyčistit denní příjem za 24 hod., nebo pro sušárnu, kterou dimenzujeme na usušení sklizeného obilí za 35 dnů.

Při procesu s mezisklady se v případě přerušení provozu kteréhokoli stroje ruší vzájemné působení, takže výkon linky je určen pouze provozem klíčového stroje. (V našem případě opět např. prvním strojem — sklízecí mlátičkou. Nemusí to být pravidlem; při dvoufázové sklizni je klíčovou druhá operace a mezisklad tvoří vlastně pole s řádky obilí.)

Pro výkon linky platí

$$Q = q_1 \tau_1 T_1 \quad (14)$$

Vzhledem k tomu, že toto množství musí nezávisle zpracovat všechny stroje (agregáty) linky, platí také

$$Q = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \leq Q_4 \quad (15)$$

a průchodnosti jednotlivých strojů linky pak mohou být různé:

$$q_2 = \frac{Q}{\tau_2 T_2}, q_3 = \frac{Q}{\tau_3 T_3}, q_4 = \frac{Q}{\tau_4 T_4} \quad (16)$$

Můžeme tedy porovnat rozdíly při procesu s tuhou a volnou vazbou:

Proces s tuhou vazbou (proudový bez meziskladů)	Proces s volnou vazbou (proudový s mezisklady)
$q_1 \leq q_2 \leq q_3 \leq \dots \leq q_n \quad (12)$	$Q = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \leq \dots \leq Q_n \quad (15)$
$Q = q_1 \tau_1 \tau_2 \tau_3 \dots \tau_n \quad (13)$	$Q = q_1 \tau_1 T_1 \quad (14)$
	$q_i = \frac{Q}{\tau_i T_i} \quad (16)$

Začátek linky pro sklizňový proces je mobilní agregát, jehož nasazení bývá omezeno povětrnostními podmínkami a stavem dozrávání. Součinitel využití času bývá obvykle nízký. Budeme-li se snažit spojit tuto klíčovou operaci s následujícími operacemi tuhou vazbou, snížíme využití strojů, dopravních prostředků i pracovních sil a tudíž zhoršíme ekonomické a provozní ukazatele linky. Při proudovém procesu s mezisklady (volná vazba mezi jednotlivými operacemi) omezujeme vzájemné působení strojů jednotlivých agregátů a účelně zvolené mezisklady umožní lepší využití strojů.

DYNAMICKÝ MODEL PRÁCE SKLÍZECÍCH MLÁTIČEK A ODVOZU ZRNA

Při vyčíslování vztahů mezi agregáty a dopravou v mechanizovaném procesu sklizně nemůžeme vystačit s průměrnými veličinami (průměrný výkon stroje, průměrné dopravované množství apod.) a s jednoduchými lineárními vztahy, protože jde — jak jsme již viděli v předchozích odstavcích — o stochastické procesy.

Doba naplnění zásobníku zrna na poli je náhodná veličina, jejíž zákon rozdělení můžeme zjistit z řady časových snímků. Čas vyprazdňování zásobníku a návratu traktoru s přívěsem, který odváží zrna do meziskladu (na polní mlat), jsou rovněž náhodné veličiny.

Jestliže na poli pracuje více sklízecích mlátiček a odvoz provádí více traktorů s přívěsy, nejsme již schopni jednoduchým matematickým způsobem vyjádřit vzájemné vztahy v tomto procesu, protože jde o několik stochastických procesů. Zajímají nás ukazatele (např. využití dopravy, špičkové množství zrna dodaného na mlat apod.), které mají také stochastický charakter, přičemž zákon rozdělení hodnot ukazatelů je více či méně složitou funkcí řady nám známých nahodilých veličin.

Abychom si mohli ujasnit vztah mezi dopravou a sklizní, vytvoříme si model časového průběhu plnění zásobníků (provozu sklízecích mlátiček) a odvozu zrna.

Čas potřebný k naplnění zásobníku sklízecí mlátičky je náhodná veličina. Zákon rozdělení této veličiny neznáme přesně. Známe pouze poměrné četnosti středních hodnot dob naplnění zásobníku, zjištěné jako průměrné hodnoty z určitého omezeného počtu měření (např. celkem 600 hodnot — viz tab. I). Z poměrných četností vytvoříme postupně součty.

Nyní vezmeme k ruce tabulku náhodných čísel [Ja n k o — 3] a zvolíme v tabulkách posloupnost N trojiciferných čísel, která upravíme na desetinné zlomky; čísla 0,000—0,015 budeme považovat za dobu naplnění zásobníku kratší než 12,5 min; 0,016—0,115 za dobu naplnění zásobníku za 12,5—17,5 min atd. až k číslům 0,996—1,000 pro hodnoty větší než 110 min. K náhodným číslům přiřadíme střední hodnoty (tab. I. první sloupec) a dostaneme simulovanou posloupnost časů naplnění zásobníků (viz tab. IV.)

Obdobně z tabulky II vytvoříme simulovanou posloupnost časů, potřebných k vyprázdnění zásobníků (v 27 % případů je zásobník vyprazdňován za jízdy) a konečně z tabulky III simulovanou posloupnost časů, potřebných pro návrat traktoru s vlečným vozem zpět na pole.

I. Četnosti časů naplnění zásobníků

Střední hodnota doby naplnění zásobníku min	Četnost výskytu hodnot	Poměrná četnost výskytu hodnot (P_i)	Postupné součty poměrných četností
10	9	0,015	0,015
15	60	100	115
20	135	225	340
25	165	275	615
30	126	210	825
40	69	115	940
60	24	040	980
80	6	010	990
100	3	005	995
120	3	005	1,000
Součet	600	1,000	

II. Četnosti časů potřebných k vyprazdňování zásobníku

Čas potřebný k vyprázdnění střed. intervalu v min	Interval v min	Poměrná četnost (P_i)	Postupný součet poměrných četností
0	(Vyprazdňování za jízdy)	0,270	0,270
3	0—4	100	370
5	4—6	430	800
8	6—10	170	970
12	10—16	027	997
20	16—	003	1,000
		1,000	

III. Četnosti časů potřebných k návratu traktoru s vlečným vozem (doba jízdy + vykládka)

Doba návratu traktoru na pole, střed. intervalu v min	Interval min	Poměrná četnost (P_i)	Postupný součet poměrných četností
40	—42,5	0,02	0,020
45	42,5—47,5	08	100
50	47,5—52,5	22	320
55	52,5—57,5	40	720
60	57,5—62,5	18	900
65	62,5—67,5	07	970
70	67,5—72,5	02	980
75	72,5—	01	1,000
		1,00	

Zbývá ještě stanovit způsob přiřazování náhodných čísel:

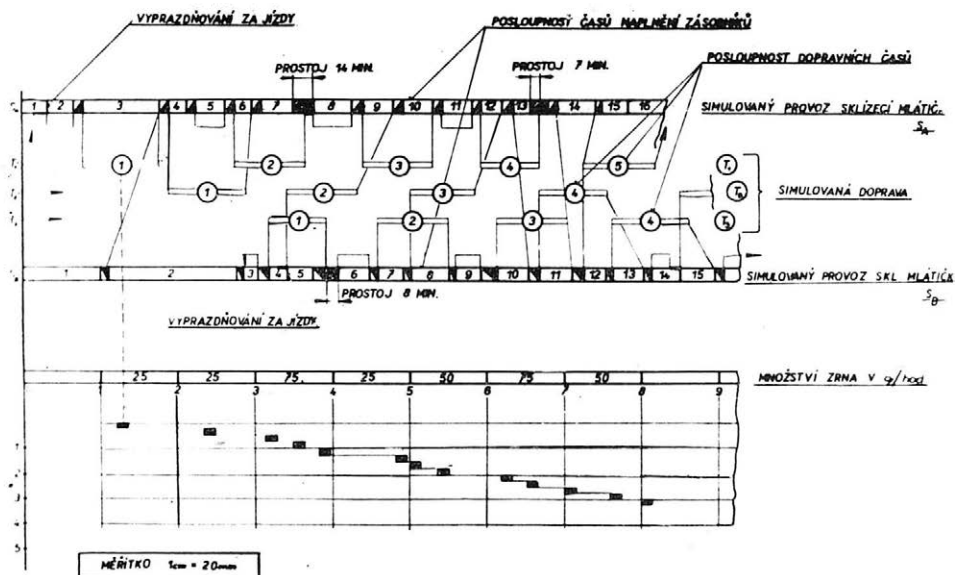
1. číslo přiřadíme době naplnění zásobníku sklízecí mlátičky, označené S_A
2. číslo přiřadíme době naplnění zásobníku sklízecí mlátičky, označené S_B
3. číslo k času vyprazdňování sklízecí mlátičky S_A
4. číslo k času vyprazdňování sklízecí mlátičky S_B
5. číslo k době návratu traktoru s vlečným vozem T_1
6. číslo k době návratu traktoru s vlečným vozem T_2
7. číslo k době návratu traktoru s vlečným vozem T_3

V tabulce IV je uvedeno 15 posloupných hodnot všech druhů časů, které simulujeme. Údaje z této tabulky vyjádříme graficky (obr. 4), přičemž dodržujeme tato pravidla:

IV. Simulování posloupnosti provozních časů

Pořadové číslo	Časy naplnění zásobníku sklízecí mlátičky				Časy vyprazdňování zásobníku sklízecí mlátičky				Časy návratu traktoru na pole										
	S _A		S _B		náhodné číslo	S _A		náhodné číslo	S _B		náhodné číslo	T ₁		náhodné číslo	T ₂		náhodné číslo	T ₃	
	náhodné číslo	X*)	náhodné číslo	X		náhodné číslo	X		náhodné číslo	X		náhodné číslo	X						
															X	X			
1	0,221	20	0,671	60	0,017	∅	0,752	5	0,736	60	0,798	60	0,034	45					
2	474	25	995	100	395	5	594	5	667	55	427	55	531	55					
3	978	60	019	10	477	5	836	8	419	55	122	50	253	50					
4	253	15	065	15	505	5	083	∅	186	45	456	55	791	60					
5	478	25	330	20	559	5	818	8	689	55	931	65	845	60					
6	078	15	395	25	582	5	459	5	383	55	564	55	981	75					
7	415	25	130	20	406	5	539	5	016	40	800	60	170	50					
8	758	30	809	30	810	8	328	3	879	60	663	55	127	50					
9	410	25	125	20	428	5	984	12	442	55	710	55	372	55					
10	610	25	390	25	777	5	740	8	216	50	459	55	397	55					
11	411	25	491	25	787	5	956	8	196	50	655	55	008	40					
12	286	15	325	20	935	8	308	3	502	55	962	65	029	45					
13	102	15	542	25	989	12	412	5	556	55	881	60	030	45					
14	680	30	592	25	528	5	075	∅	157	50	255	50	160	50					
15	227	20	357	25	166	∅	464	5	787	60	579	55	193	50					

*) Přirazený čas - min



4. Grafická simulace provozu sklízecích mlátiček a dopravy zrna

1. Traktor odebírá vždy dva zásobníky.
2. Traktor, který už odebral jeden zásobník, má přednost před jiným traktorem při odebírání zrna.
3. Navráťivší se traktor jede k první sklízecí mlátičce, která bude vyprazdňovat.

Z grafického vyjádření můžeme vyčíslit (při dostatečném počtu členů posloupnosti):

1. Zákon rozdělení prostojů, popř. pravděpodobnost prostojů způsobených dopravou (její hodnotu obvykle limitujeme — např. připustíme maximálně 5% pravděpodobnost prostoje).
2. Skutečné množství zrna, které v daném intervalu přijde na mlat (zákon rozdělení hodinového množství zrna).
3. Využití dopravní kapacity.

Metoda simulování náhodných veličin vznikla před několika lety. Nazývá se metodou Monte Carlo (4, 5) a našla velké uplatnění při řešení nejrůznějších úloh, především v operačním výzkumu, protože je velmi vhodná pro rychlé číslicové počítače. (Podstatou je modelování statistického experimentu pomocí počítače a registrace číselných charakteristik, získaných z modelovaného experimentu — řešení číselných úloh se vlastně přibližuje experimentu.)

Je pro ni totiž typické, že dospívá k řešení velmi jednoduchými operacemi, avšak musíme jich provést velký počet, abychom získali požadovanou přesnost výsledku. Jediná nesnáze, která se zde vyskytovala, totiž zařazování náhodných čísel do výpočtu, byla vyřešena velmi jednoduchým způsobem: ukázalo se, že náhodná čísla lze vytvářet aritmetickými operacemi — říkáme jim čísla pseudonáhodná — a jejich posloupnost si může vyčíslovat počítač sám.

Z A V Ě R

Koeficient využití času u zemědělského stroje má pravděpodobnostní charakter. U soustavy vzájemně na sebe navazujících strojů musíme při vyčíslování využití linky strojů tuto skutečnost respektovat.

Byla vypracována grafická metoda výpočtu některých charakteristik provozu linky, a to na základě simulování provozu strojů, pomocí náhodných čísel metodou Monte Carlo. Metoda je vhodná též pro číslicové počítače.

Může sloužit jako východisko pro další práce ve směru matematicko-statistické interpretace využití strojního a traktorového parku (provoz sklizňových linek na řepu, brambory aj., simulace příchodu strojů do opravy, příjezdu dopravních prostředků do opravy, příjezdu dopravních prostředků do výkupních center apod.).

Došlo dne 7. 7. 1964

L i t e r a t u r a

1. Svirščevskij B. S.: Exploatacija mašinnotraktornogo parka. Moskva, 1950.
- 2. McKibben E. G., Dressel P. L.: Overall Performance of Series Combinations of Machines as Affected by the Reliability of Individual Units. 1943, Agricultural Engineering, 24, 4, 4, str. 121-122.
- 3. Janko J.: Statistické tabulky. Praha, 1958.
- 4. Buslenko N. P. aj.: Metod statističeskich ispytanij (Metod Monte-Karlo). Moskva, 1962.
- 5. Metropolis N., Ullam S.: The Monte Carlo Method. 1949, J. Amer. Statistical Assoc., 44, č. 247, str. 335-341.

Динамическая модель уборки зерновых

Коэффициент использования времени у сельскохозяйственных машин носит вероятный характер. У системы взаимно следующих друг за другом машин при вычислении использования линии машин мы должны учитывать эту действительность.

Был разработан графический метод вычисления некоторых характеристик работы линии, а именно на основе симулирования работы машин при помощи случайных чисел методом Монте Карло. Этот метод также пригоден для числовых счетных машин.

Он может послужить в качестве исходного пункта для дальнейшей работы в смысле математическо-статистической интерпретации использования машинного и тракторного парка (работа уборочных линий свеклы, картофеля и др. симуляция поступления машин на ремонт, переезда транспортных средств в закупочные центры и т. п.).

A Dynamic Model of the Cereals Harvesting

The coefficient of the time utilization with an agricultural machine is of a probability nature. This fact should be respected with a set of mutually chained machines when evaluating the whole line of machines utilization.

A graphic method for the calculation of some characteristics in the operation of the line of machines was devised, using the random figures with the Monte Carlo method. The method can be suitably applied with the digital computers.

It can serve as a base for further operations in the mathematico-statistical interpretation of the machines and tractors utilization, (the operation of the sets of machines for the sugarbeets and potatoes harvest, anticipation of the machine repairs, arrival of the vehicles in the purchase centres, etc.).

Dynamisches Modell der Getreideernte

Der Zeitnutzungsbeiwert bei der Landmaschine hat ein Wahrscheinlichkeitscharakter. Im System der Maschinen mit gegenseitiger Aufeinanderfolge muß bei der zahlenmäßigen Festlegung der Maschinenkette diese Tatsache berücksichtigt werden.

Es wurde ein graphisches Verfahren für die Errechnung einiger Charakteristiken des Betriebes der Arbeitskette erarbeitet, wobei die Nachbildung des Betriebes von Maschinen mittels der zufälligen Zahlen mit dem Monte-Carlo-Verfahren zugrunde gelegt wurde. Dieses Verfahren ist auch für Ziffernrechenmaschine geeignet.

Es kann auch als Ausgangspunkt für weitere Arbeiten in der Richtung der mathematisch-statistischen Darstellung über die Auslastung des Maschinen- und Schlepperbestandes (Betrieb der Arbeitskette bei der Rüben- und Kartoffelernte u. ä., Nachbildung des Einganges der Maschinen und Geräte in die Reparaturwerkstatt, Ankunft der Transportmittel in Aufkaufzentralstellen u. dgl.) dienen.

Doc. Karel Koskuba, CSc.

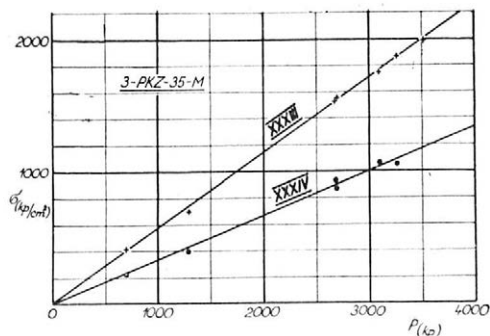
Vysoká škola zemědělská, provozně
ekonomická fakulta České Budějovice

PODKLADY PRO VÝPOČET RÁMŮ

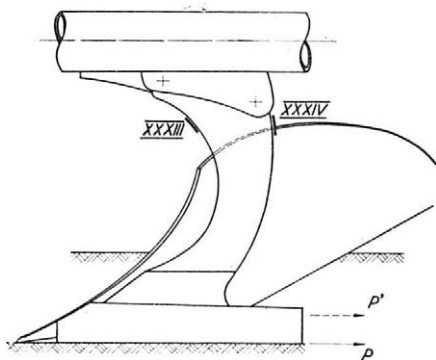
POSUZOVÁNÍ MOŽNOSTI TRVALÝCH DEFORMACÍ

Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Chodově jsou již řadu let shromažďovány experimentálně zjištěné podklady pro pevnostní výpočty. V předkládané práci jsou shrnuty výsledky výzkumu silových poměrů radličných pluhů. Z experimentálních podkladů vyplývají některé velmi závažné závěry pro způsob pevnostních výpočtů této nejdůležitější skupiny strojů na zpracování půdy.

Uváděné výsledky měření byly vesměs získány měřicími prvky, jejichž základní částí byly odporové tenzometry. Tenzometrická tělíska byla většinou lepena přímo na součásti pluhů v původní úpravě. Jen v některých případech bylo použito dynamometrů s odporovými tenzometry (k měření celkového tahového odporu závěsných pluhů a k měření sil v táhlech zvedacích zařízení nesených pluhů), které však byly velmi tuhé (i při měření největších sil činily deformace nejvýše desetiny milimetrů). Tenzometrická tělíska nalepená přímo na konstrukci nebo na měřicí části dynamometrů byla připojována k tenzometrickým zesilovačům s nosnou frekvencí 5000 Hz. Průběh měřených veličin byl registrován smyčkovými oscilografy se smyčkami s vlastní frekvencí vyšší než 2500 Hz. Tedy jak nosná frekvence zesilovačů, tak vlastní frekvence smyček umožňovaly sledovat i velmi rychlé změny napětí nebo síly bez znatelných amplitudových nebo fázových chyb.



1. Závislost napětí (σ) na dvou místech slupice pluhu 3 PKZ 35 M na cejchovní síle P



2. Umístění tenzometrů na slupici pluhu 3 PKZ 35 M a způsob zatěžování silou P při cejchování

Dále uvedené výsledky vycházejí z měření na deseti typech různých konstrukcí za nejrozmanitějších podmínek. Zvlášť podrobně byl proveden výzkum charakteru napětí na unifikované řadě pluhů. Vyšlo se ze sil, působících na radlice. Tyto síly byly měřeny tak, že na slupice prvních radlic pluhů se nalepila tenzometrická tělíska pro kontrolu obvykle na dvě různá místa. Přímým zatěžováním přes pružinový dynamometr silou v rovině, procházející břitem čepele rovnoběžně se směrem jízdy, byla zjištěna závislost velikosti namáhání slupice na zátěžné síle, popř. výstupního proudu zesilovače na této síle. Příklad takové závislosti uvádí obrázek 1 pro dvě různá místa na slupici XXXIII a XXXIV.

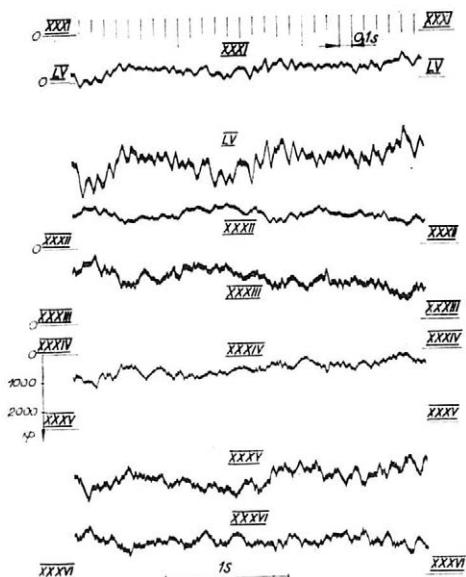
Na obrázku 2 je znázorněno umístění tenzometrů a způsob zatěžování silou P při cejchování.

Jak vyplývá z této metody měření silových účinků na radlice, jde zde spíše o měření momentu než o měření síly. Pro názorné vyjádření výsledků měření však zavádíme tuto se směrem jízdy rovnoběžnou sílu, ležící ve vodorovné rovině odpovídající dnu brázdy. Moment, který vyvolá skutečná a tato náhradní síla v místě nalepení tenzometrů, je stejný. Na obrázku 2 je skutečná síla označena P' a náhradní P . Skutečná síla navíc částečně mění svůj směr. Zavedení takovéto náhradní síly umožňuje zanedbat vliv různého ramene při změně hloubky orby i přirozené kolísání velikosti tohoto ramene během orby (při nezměněné hloubce). Tento jednoznačný a dostatečně přesný předpoklad o poloze síly zjednodušuje pevnostní výpočet plužního rámu. Je zřejmé, že skutečná síla je obvykle větší než náhradní, neboť působí na menším rameni. Nelze tedy takto získané hodnoty uvažovat např. pro energetické úvahy. Moment náhradní síly vůči ose rámu, který je pro nás rozhodující, je však prakticky stejný jako moment skutečné síly (je nepatrně menší). Rozdíl však leží zcela bezpečně v mezích přirozeného rozptylu půdních vlastností a chyb měření a vyhodnocení. Rozdíly skutečné a náhradní síly klesají s klesající hloubkou orby a zcela mizí při nárazech na větší kameny, za které většinou zachytí buď špička nebo břit orebního tělesa. Dále uvedených výsledků lze použít při výpočtech i při jiných výškách, slupic, než těch, jichž bylo použito při měření. Výhodou těchto výsledků je především to, že zvolená měřicí metoda prakticky vyloučila dynamické chyby, které vesměs naprosto zkreslují výsledky uváděné v literatuře. Toho bylo dosaženo jednak využitím vlastností elektrických odporových tenzometrů a pak tím, že plužní slupice a plužní rám zůstaly při měření v původním stavu bez jakýchkoliv úprav, které by změnily dynamické vlastnosti konstrukce, tj. tuhost a hmotu jejich částí.

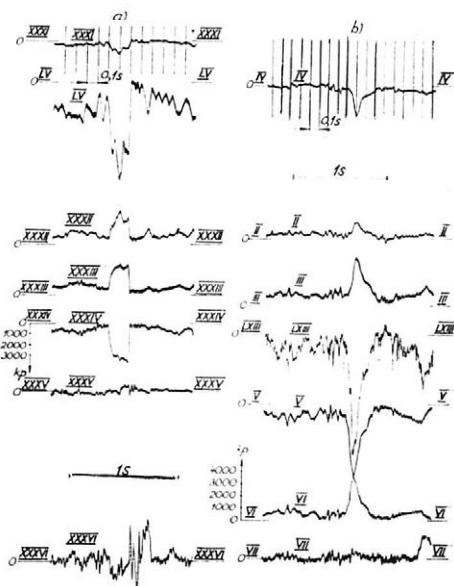
Na dalších obrázcích jsou oscilografické záznamy průběhu velikosti síly na jednu radlici spolu s průběhem namáhání různých typů plužních rámu. Všechna místa na záznamech byla registrována současně. Z těchto záznamů je možno posoudit charakter namáhání pluhů. Každá křivka na diagramech značí průběh namáhání nebo síly jiného místa konstrukce. Čas jde zleva doprava.

Na obrázku 3 je obvyklý průběh sil a napětí při normální velmi těžké orbě tříradličným závěsným pluhem. Zjednodušíme-li průběh napětí a zanedbáme velmi drobné kmity, tj. desetinu až osminu rozsahu největších kmitů, a počítáme-li schematizované poloviny cyklů, pak zjistíme frekvenci v průměru asi tři až sedm cyklů za vteřinu. Časová základna je uvedena a s značí vteřinu.

Pro jednoduchost je uvedeno měřítko pouze u průběhu síly na první radlici, tj. pro místo XXXIV. Nulové hladiny napětí jsou označeny na okrajích. Je zřejmé, že průběh namáhání některých míst dobře souvisí (např. místa XXXIII



3. Průběh sil a napětí na rámu při těžké orbě tříradličným závěsným pluhem 3 PZK 35 M

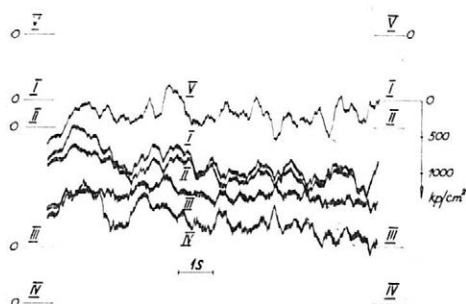


4. Průběh sil a napětí na rámu pluhu při orbě kamenitého pozemku pro
a) tříradličný závěsný pluh 3 PZK 35 M
b) dvouradličný nesený pluh 2 PN 30 M

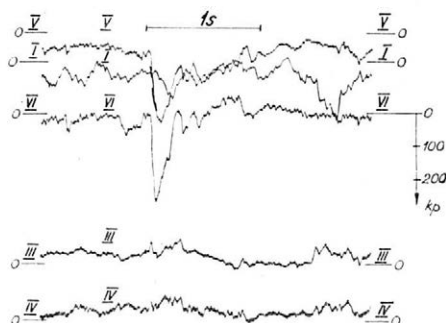
a XXXIV), což vyplývá z toho, že vznikají silovým účinkem téže radlice. V celkovém tažném odporu pluhu, znázorněném křivkou LV, se vliv jedné radlice projevuje jen málo a je zřetelný pouze při větších nárazech. Charakter průběhu se značně změní při orbě kamenitého pozemku, jak plyne z obrázku 4a, kde jsou registrovány tytéž veličiny jako na obrázku předcházejícím, ale přibližně při pětikrát hrubším rozsahu zesilovačů, aby i neočekávaně vysoké nárazy bylo možno zaznamenat. Pozemek obsahoval četné balvany s rozměrem 30 až 50 cm. Na obrázku je ukázka jednoho z nárazů. Na obrázku 4b je příklad obdobného nárazu dvouradličným neseným pluhem na téměř pozemku. Síle na první radlici odpovídá křivka VI. Doba stoupnutí namáhání z průměrné hladiny na maximum činí podle charakteru překážky 0,05 až 0,1 vteřiny.

Obdobně byl zkoumán těžký závěsný pluh s patrovým rámem 3 PZ 35. Na obrázku 5 je záznam namáhání různých míst rámu při normální orbě. Je uvedeno měřítko napětí místa I, které je namáháno silou pouze poslední radlice. Frekvence činí cca dva až tři cykly za vteřinu. Obdobně na obrázku 6 je záznam z orby kamenitého pozemku. Je uvedeno měřítko napětí místa VI, které představuje namáhání slupice první radlice. Délka trvání nárazů zde činila cca 0,07 vteřin.

Na obrázku 7 je záznam namáhání součástí rámu velmi měkké a vylehčené konstrukce pluhu 3 PN 35 A za běžných podmínek (a) a na šterkovitém pozemku (b). Oba záznamy jsou pořízeny při stejném posuvu papíru. Drobný šterk působí namáhání o značně vyšší frekvenci cca sedm cyklů za vteřinu na rozdíl od běžných podmínek, kdy namáhání kmitalo s frekvencí dva až tři cykly za vteřinu.



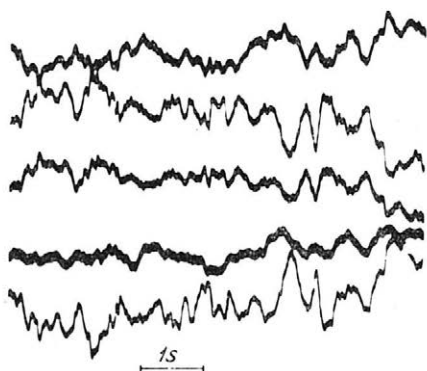
5. Průběh napětí různých míst rámu pluhu 3 PZ 35 (s patrovým rámem) při běžné orbě



6. Oscillografický záznam napětí rámu pluhu 3 PZ 35 (s patrovým rámem) při orbě kamenitého pozemku

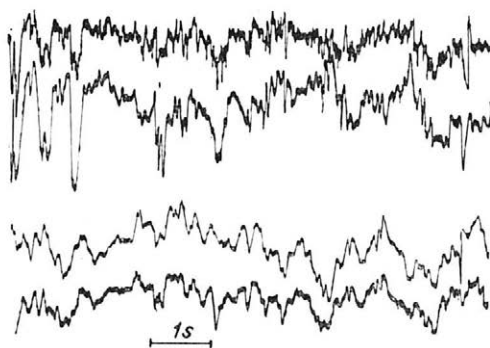
Tento letmý pohled na výsledky měření namáhání různých konstrukcí pluhů ukazuje, že charakter jejich namáhání je velmi podobný. Typické je to, že namáhání v naprosté většině případů vykazuje určitou střední hodnotu, která se s přirozeným kolísáním půdních podmínek mění. Tato střední hodnota přibližně odpovídá zatížení, které plyne z obvykle udávaného měrného odporu půdy. O tomto měrném odporu, vztáženém na jednotku oraného průřezu, určeného hloubkou orby a záběrem, můžeme předpokládat, že stoupne nejvýše na krajní hodnotu, pro kterou je daný pluh určen. Toto zatížení však jako podklad pro pevnostní výpočet součástí pluhu nestačí. Je třeba vycházet ze skutečných podmínek, jak je vyjadřují např. ukázky oscillografických záznamů. To umožní solidní výpočty, v nejbližší budoucnosti i za pomoci prostředků moderní výpočetní techniky. Tento postup se vyplatí, uvážíme-li, jak ohromná množství materiálu jsou na pluchy spotřebována.

Výsledky měření náhradní síly, působící na jednu radlici některých typů unifikované řady pluhů, jsou uvedeny v tabulce I. Pro různé podmínky byly zjištěny maximální, střední a minimální hodnoty sil na jednu radlici P_{1r} a pro



7. Průběh napětí na rámu pluhu 3 PN 35 A při orbě

a) v běžných podmínkách,



b) na štěrkovitém pozemku

I. Výsledky měření síly na první radlici (P_{1r}) a celkového tažného odporu pluhu (P_c) při různých pracovních podmínkách

Pluh	Podmínky	Čís. měř.	Záběr (cm) Hloubka (cm) Rychlost (km/h)	P_{1r} (kp)		P_c (kp)	
				max. stř. min	max. stř.	max. stř. min	max. stř.
1	2	3	4	5	6	7	8
3 PN 35 M	Strniště po jeteli (ulehlý úsek)	25	106 19 3,7	1230 550 250	2,2	3150 2150 850	1,5
	Strniště po jeteli (kyprý úsek)	26	106 23 4,6	1100 450 107	2,5	3270 2150 950	1,5
	Strniště po jeteli, nastaven velký záběr na 1. radlici, zátěž 250 kg	28	132 1. radl. 23 3,6	1530 745 230	2,1	3040 2310 610	1,3
	Strniště po jeteli, nastaven velký záběr a hloubka 1. radlice, zátěž 350 kg	29	139 1. radl. 34 3,5	2850 1210 660	2,4	4160 3000 1920	1,4
	Kamenitý úhor, přerušované měření, traktor prokluzoval	80	— — —	1810 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, kolísala hloubka, zátěž 200 kg	81	— 5—10 4,3	1960 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, zátěž 200 kg	84	— cca 5 cm —	2640 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, kolísala hloubka, zátěž 200 kg	85	— — 2,9	1760 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, kolísala hloubka, zátěž 200 kg	87	— 10—15 3,4	2220 — —	—	—	—
2 PN 30 M	Strniště po jeteli, zátěž 150 kg (1. radlice má větší hloubku)	38	46 22 4,7	1240 600 120	2,1	1570 1120 235	1,4
	Strniště po jeteli (1. radlice má větší hloubku)	39	58 20 4,8	1320 595 75	2,2	2350 1100 30	2,1
	Strniště po jeteli, vyjetí se zaoraným pluhem vlevo a návrat zpět, zátěž 150 kg	40	cca 20 cm	2015 — —	—	2090 — —	—

1	2	3	4	5	6	7	8
	Strniště po jeteli, orba napříč staré kamenité cesty, utržena příčná trubka rámu	42	1. radl. 50 cm 1. radl. 24 cm —	3070 — —	—	3830 — —	—
	Kamenitý úhor, zátěž 200 kg	92	— — 3,1	2500 — —	—	—	—
2 PN 30 M	Kamenitý úhor, zátěž 200 kg	93	— — 3,2	1910 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, zátěž 150 kg, velkým nárazem zlomena špička radlice	94	— 17 —	4540 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, zátěž 150 kg	95	— 15 4,0	2170 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, zátěž 150 kg	97	— 14 3,3	2000 — —	—	—	—
	Kamenitý úhor, úmyslný nájezd na skupinu kamenů II. rychlostí	98	— — asi 6	5800 — —	—	—	—
	Prudké trhnutí za první těleso připojené řetězem ke stromu (natržen držák slupice)	100	— — —	4150 — —	—	—	—
3 PZK 35 M	Strniště po jeteli, normální seřízení	48	104 25 3,5	1410 745 90	1,9	4200 3160 2000	1,3
	Strniště po jeteli, zvětšený záběr	45	118 20 3,0	2245 850 100	2,6	3760 2680 15	1,4
	Strniště po jeteli, zmenšený záběr	46 b	95 26 3,6	1435 720 305	2,0	3810 3235 1950	1,2
	Strniště po jeteli, pluh po značném zahloubení se vyprošťoval náhlým záběrem	47	102 31 3,3	1720 — —	—	2770 — —	—
	Kamenitý úhor (všechna měření na kamenitém úhoru bez podrýváků), zátěž 150 kg	113	— — 4,0	2250 — —	—	3360 — —	—

1	2	3	4	5	6	7	8
	Kamenitý úhor, velmi mělká orba	115	— — 3,9	2900 — —	—	4560 — —	—
	Kamenitý úhor, zátěž 70 kg	116	— — 3,8	2480 — —	—	5450 — —	—
	Kamenitý úhor, úmyslný nájezd na skupinu kamenů, uražena špička radlice	117	— —	3660 —	—	4790 —	—

Poznámka:

Maximum celkového odporu pluhů se vztahuje na okamžik nárazu na měřenou radlici, minimum a střední hodnota odpovídá celému diagramu

Pluhy (s radlicemi typu P):

3 PN 35 M, nesený tříradlicový pluh, záběr 1 radlice 35 cm

2 PN 30 M, nesený dvouradlicový pluh, záběr 1 radlice 30 cm

3 PZK 35 M, závesný tříradlicový pluh, záběr 1 radlice 35 cm, podrývák nastaveny do hloubky 14 cm pod rovinou ostří

Pozemky: strniště po jeteli s měrným odporem prům. 100 kp/dm² a vlhkostí 7,3 %, hlinitá půda, kamenitý úhor s měrným odporem 85 kp/dm² a vlhkostí 10,2 %, písčitohlinitá půda

celý pluh (celkový tažný odpor P_c). Současně byl vypočten poměr maximálních a středních hodnot, který budeme v dalším nazývat dynamickým součinitelem. Dynamický součinitel tedy udává, kolikrát za daných podmínek stoupá v krajním případě střední hodnota zatížení. V extrémních případech zatížení jsou uvedeny pouze maximální síly, neboť ostatní hodnoty ztrácejí smysl.

Na první pohled udiví vysoké hodnoty zjištěných sil. Tyto hodnoty však musíme respektovat, má-li být pluh v praxi použitelný. Je zřejmé, že u traktorového pluhu je vždy možno vyvodit takové síly, které způsobí jeho deformaci. Tažné schopnosti traktoru se na vyvození největších sil, uvedených v tabulce I, podílí jen částečně. Rozhodující je dynamický účinek hmoty traktoru (popř. též pluhu).

O tom svědčí to, že maximální hodnoty celkového tažného odporu a dokonce síly působící na jedno orební těleso převyšují maximální tažnou sílu použitých traktorů. Souhrnně můžeme říci, že maximální síla na jedno orební těleso při zachycení za překážku závisí na hmotě traktoru a pluhu, tuhosti pružných spojení (závesu a plužního tělesa), tuhosti překážky, pojízdné rychlosti, tlumicích vlastnostech půdy a maximální tažné síle traktoru v poměru k celkovému střednímu odporu pluhu. Dynamický účinek i po sešlápnutí spojky traktoru spočívá v tom, že kinetická energie hmotných částí, pohybujících se ve směru jízdy, včetně částí rotujících, se přemění v deformační práci. Část kinetické energie se zmaří třením a odporem při valení na dráze, během které dojde k deformaci. Dochází k pružné a plastické deformaci překážky, radlice, slupice, plužního rámu a závesu.

Pro názornější představu si spočítejme sílu, které je třeba k zastavení traktoru redukované váhy $G_{red} = 4000$ kg při jízdě rychlostí $v = 1,5$ m/s tj. 5,4 km/h při odporu valení traktoru $P_f = 250$ kp, celkové tuhosti $k = 1 \cdot 10^5$ kp/m, což prakticky značí, že na sílu 1000 kp vzniká pružná deformace 1 cm.

Velikost maximální síly počítejme z rovnosti kinetické energie, deformační práce a práce odporu valení na dráze s . Předpokládáme pouze pružnou deformaci, která dosáhne maximální hodnoty Δ . Pak dynamickou sílu vypočteme ze vztahu

$$P_d = k \cdot \Delta$$

Rovnost energií je vyjádřena dalším vztahem

$$\frac{1}{2} \frac{G_{red}}{d} \cdot v^2 = \int_0^{\Delta} (k \cdot s + P_f) \cdot ds$$

$$\frac{1}{2} \frac{G_{red}}{g} \cdot v^2 = \frac{1}{2} k \cdot \Delta^2 + P_f \cdot \Delta$$

dosazením za

$$\Delta = \frac{P_d}{k}$$

a úpravou

$$P_d = \sqrt{\frac{G_{red}}{g} \cdot k \cdot v^2 + P_f^2} - P_f \quad (1)$$

Tato rovnice je sama o sobě velmi zajímavá a říká, že s ohledem na co nejmenší dynamické síly je třeba snižovat tuhost a váhu. Rychlostí se síla možných nárazů pochopitelně zvětšuje. Dosazením do rovnice (1) dostaneme dynamickou sílu 9300 kp.

Je prakticky vyloučeno dimenzovat pluhů na takovéto podmínky. V našich poměrech je u pluhů vždy třeba počítat s nárazy radlic na překážky, proto je nutno všechny nové typy pluhů vybavovat pojistným zařízením, zvláště v dnešní době, kdy se zvyšují pojízdné rychlosti pluhů. Je to základní podmínkou hospodárného dimenzování těchto konstrukcí. Má-li takovéto zařízení dovolit orbu za všech běžných těžkých podmínek, je třeba pojišťovat každé orební těleso zvláště. Pojistné zařízení reagující na celkový tažný odpor je u víceradličných pluhů nevhodné, neboť náraz na překážku obvykle způsobí několikanásobné zvýšení síly na jednu radlici. Celkový odpor v takovémto případě přitom stoupne poměrně málo. Stejně stoupnutí způsobí např. i náhodné zvýšení měrného odporu půdy všech radlic, kdy ovšem vypnutí pojistného zařízení nepožadujeme.

Na základě těchto úvah a experimentálních výsledků výzkumu charakteru napětí je možno pro pevnostní výpočet pluhů navrhnout nový způsob volby zatížení, vycházející ze silových účinků na jednotlivá orební tělesa. Základem jsou hodnoty dynamických součinitelů zjištěných experimentálně. Výchozí hodnotou jsou dynamičtí součinitelé, zjištění z výsledků měření namáhání těch částí pluhu, kde působí síly pouze z jedné radlice, tedy z poměru $P_{1 \text{ rmax}}/P_{1 \text{ rstř}}$. Další výchozí hodnotou je maximální dovolený měrný odpor.

Střední hodnota dynamického součinitele jedné radlice byla zjištěna 2,22, což je aritmetický průměr z 19 hodnot, zjištěných z měření na čtyřech typech nesených a závěsných dvouradličných až šestiradličných pluhů s kolovými i pásovými traktory při rychlostech cca 1 m/s při různé hloubce. Pravděpodobná chyba aritmetického středu tohoto výsledku je 1,4 %. Nebyl zjištěn výrazný vliv počtu radlic, hloubky, druhu pluhu nebo záběru radlice. Na jiné písčito-

hlinité půdě s měrným odporem 85 kp/dm² byl z několika výsledků zjištěn pro jednu radlici součinitel $d_1 = 2$. Obdobně byl u pluhu 3 PZ 35 (s patrovým rámem, za poměrně příznivých podmínek) zjištěn součinitel $d_1 = 1,8$ a u nese-
ného pluhu trubkové konstrukce 3 PN 35 A součinitel $d_1 = 2,1$.

Shrme-li tyto výsledky, pak lze doporučit krajní hodnotu dynamického součinitele 2,5. Pro pevnostní výpočet je účelné uvažovat sílu, působící na orební těleso rovnoběžně se směrem jízdy a ležící ve vodorovné rovině odpovídající dnu brázdy (i když jsme si vědomi, že skutečná síla nepůsobí na dně brázdy, ale o něco výše — výsledná maximální síla, plynoucí z tohoto zjednodušeného výpočtu, však odpovídá skutečnosti), ve vzdálenosti jedné třetiny šířky záběru od stěny brázdy. Toto vyosení udává pro slupici požadovanou odolnost v krutu a pro rám odolnost proti momentům ve vodorovné rovině. Při výpočtu velikosti této síly (P_{1rdov}) je třeba vycházet z maximální hloubky (a_{max}), plného záběru radlic (b) a maximálního měrného odporu k_{dov} ($P_{1rdov} = k_{dov} \cdot a_{max} \cdot b$). Tuto hodnotu násobenou 2,5 ($P_{1rmax} = 2,5 P_{1rdov}$) je pak třeba uvažovat pro pevnostní výpočet. Bezpečnost vůči mezi průtažnosti při takovéto síle by měla činit 1,5. Tedy k první trvalé deformaci by mělo dojít při síle $3,75 \cdot P_{1rdov}$. Pojišťovací zařízení je třeba počítat na hodnotu $2,75 P_{1rdov}$. Použitý princip pojišťovacího zařízení byl měl zaručit vypínání v rozmezí 2,5 až $3 P_{1rdov}$.

II. Síly na jednu radlici (kp)

Pluh	b (cm)	a (cm)	k_{dov} (kp/cm ²)	$P_{1rdov} = k_{dov} \cdot a \cdot b$	$P_{1rmax} = 2,5 \cdot P_{1rdov}$	Pojištění		První deformace $P_{1rdef} =$	
						$2,75 \cdot P_{1rdov}$	$3 \cdot P_{1rdov}$	$3,75 \cdot P_{1rdov}$	Gusjanský
2 PN 30 M	30	23,5	0,9	635	1585	1745	1900	2380	1900
3 PN 35 M	35	27,5	0,9	865	2160	2380	2600	3240	3200
4 PZ 35 M	35	27,5	1,3	1250	3120	3440	3750	4680	5250
6 PZ 25 M	25	19,5	1,3	635	1585	1745	1900	2380	1400*)
5 PN 25 M	25	19,5	0,9	440	1100	1210	1320	1650	1540

*) uvažováno $K = 1,2$

V tabulce II jsou pro příklad uvedeny síly pro výpočet pluhů unifikované řady. Pro porovnání je uveden též způsob výpočtu podle Gusjanského [2]. Gusjanský doporučuje:

$$P_{1rdej} = K \cdot n \cdot P_{1rdov} - P_{1rdov} (n - 1)$$

Přitom K závisí na počtu radlic ($K_2 \text{ radl} \leq 2$, $K_3 \text{ radl} \leq 1,9$, $K_4 \text{ radl} \leq 1,8$, $K_5 \text{ radl} \leq 1,5$).

I když některé hodnoty podle Gusjanského jsou odlišné od našich hodnot

(někde jsou příliš nízké, někde příliš vysoké), přece zhruba vystihují skutečné poměry. Naproti tomu Š c u č k i n odmítá hodnoty Gusjanského a doporučuje uvažovat pro výpočet P_{1rdef} pouze hodnoty měrného odporu 1,25 až 1,43krát vyšší než maximální dovolené, což je vyloženě chybné.

Pevnostního výpočtu na základě uvedeného principu je možno použít pro pluhu, určené pro dnes běžné rychlosti orby i pro mírně zvýšené rychlosti. Pro případ vyložené rychlostní orby by byl vhodný další výzkum, z něhož by měla vyplynout závislost dynamického součinitele na rychlosti. Obdobným způsobem jako výše by pak bylo možno stanovit velikost síly P_{1rdef} a sílu pro výpočet pojišťovacího zařízení.

Tento postup tvoří dobrý podklad např. pro výpočet slupice, pojišťovacího zařízení, spojení mezi slupicí a rámem, jakož i těch dílů rámu, které jsou zatěžovány silovými účinky pouze jedné radlice. Je však zřejmé, že ty součásti, které přenášejí síly z několika orebních těles, není účelné dimenzovat na současné působení krajních hodnot zatížení (tj. P_{1rmax}) na všech radlicích. Takový způsob by vedl ke značnému předimenzování konstrukce. Síla P_{1rmax} představuje zcela mimořádnou hodnotu, o které lze předpokládat, že v oblastech s příznivými půdními podmínkami se vyskytne pouze několikrát za životnost pluhu. Je tedy prakticky vyloučeno, aby k přesně současnému nárazu došlo na dvě nebo dokonce více radlic.

Dokonalý pevnostní výpočet celého rámu víceradličného pluhu by vycházel z tolika alternativ zatížení, kolik je radlic. Postupně by se uvažovalo zatížení P_{1rmax} na všech radlicích, zatímco na ostatní radlice by působila síla P_{1rdov} . Další základní alternativou je případ s rovnoměrným zatížením všech radlic. Z pochopitelných důvodů je složitý výpočet v tolika alternativách prakticky dosti obtížný. Zcela reálné je však statické zatěžování pluhů konstrukce tímto způsobem při současném měření namáhání. Bylo by účelné používat tohoto způsobu. Ve většině případů však, ať z časových důvodů nebo pro nedostatečné vybavení pracovišť, nelze aplikovat doporučený úplný postup. Většinou jsou prováděny pevnostní výpočty pouze částí rámu, a to buď přesně nebo za přepočtu určitého zjednodušení. Přitom se vychází od radlic a od závěsu pluhu. I tento postup může být velmi účinný, pokud jsou správně volena vnější zatížení. U částí sousedících s radlicemi je postup jasný z uvedených úvah. Vycházíme z maximálního zatížení radlic (P_{1rmax}), daného jednak nominálním zatížením P_{1rdov} a dynamickým součinitelem, který byl doporučen 2,5 na základě výsledků měření.

K jinému případu dochází u částí sousedících se závěsem pluhu v případě nárazu na jednu radlici. Pro dokreslení uvažujeme jednodušší případ prostého sčítání silových účinků všech radlic bez ohledu na jejich různou polohu. Přitom předpokládáme, že stejná síla v místě kterékoliv radlice způsobí stejný silový účinek v uvažované přední části pluhu. Např. pro tříradličný pluh je dynamický součinitel pro přední část rámu:

$$d_3 = \frac{2 \cdot P_{1rdov} + 2,5 \cdot P_{1rdov}}{3 \cdot P_{1rdov}} = 1,5$$

Obecně platí pro rázový součinitel d_n pluhu s počtem radlic n_r a rázový součinitel pro jednu radlici $d_1 = 2,5$

$$d_n = \frac{n_r + d_1 - 1}{n_r} = \frac{n_r + 1,5}{n_r} = 1 + \frac{1,5}{n_r} \quad (2)$$

Dynamický součinitel podle vztahu (2) zřejmě klesá s počtem radlic. Pro kontrolu, zda k takovému poklesu skutečně dochází, byl vypočten poměr maximálních a středních hodnot namáhání předních částí rámu a celkového tažného odporu pluhů unifikované řady. Porovnání výsledků je uvedeno v tabulce III. Jsou zde pro různý počet radlic uvedeny hodnoty dynamických součinitelů podle rovnice (2) a podle výsledků měření.

III. Hodnoty dynamických součinitelů pro přední části pluhových rámu

Počet radlic	d_n podle rovnice (1)	Pluh	Dynamický součinitel z měření	Průměr z počtu měření	Doporučené hodnoty	
					d_n	souč. bezp.
1	2,5	—	—	—	2,5	3,75
2	1,75	2 PN 30 M	1,78	29	2,1	3,15
3	1,50	3 PN 35 M 3 PKZ 35 M	1,68 1,45	18 6	1,8	2,7
4	1,37	4 PZ 35 M	1,38	7	1,65	2,5
5	1,30	—	—	—	1,65	2,5
6	1,25	6 PZ 25 M	1,48	9	1,65	2,5

Shoda dynamických součinitelů u předních částí pluhových rámu, vypočtených a zjištěných pokusně, je poměrně dobrá a zřejmě není náhodná. Je však třeba uvažovat, že u uvedených výsledků měření jde o aritmetické průměry. Jednotlivé hodnoty mají určitý rozptyl. Např. pro dvouradlicový pluh 2 PN 30 M byly pro různá měřená místa na přední části rámu, pro síly v táhle hydrauliky a pro celkový tažný odpor za různých pracovních podmínek zjištěny hodnoty: 1,6; 1,7; 1,7; 1,8; 1,8; 2,2; 2,0; 1,8; 1,5; 1,7; 1,8; 1,7; 1,5; 2,2; 1,4; 1,6; 2,0; 1,8; 2,0; 1,9; 1,9; 1,7; 2,0; 1,8; 1,6; 1,7; 1,8; 1,4; 2,1. Abychom při výpočtu o něco zvýšili bezpečnost předních částí rámu a vyloučili jejich poruchu vlivem náhodné souhry nárazů, jsou v tabulce IV doporučené hodnoty o 20 % vyšší než vypočtené. Nemíjí vhodné užívat nižších hodnot než 1,65.

Po zjištění těchto vztahů se nabízí další jednoduchý postup výpočtu pluhového rámu. Rám je možno počítat na nominální zatížení stejné pro všechny radlice (P_{1radic}) a podle toho, jde-li o součásti zatěžované jednou, dvěma, třemi, čtyřmi či více radlicemi, uvažovat (odhadem) bezpečnost vůči mezi průtažnosti: $2,5 \cdot 1,5 = 3,75$; $2,1 \cdot 1,5 = 3,15$; $1,8 \cdot 1,5 = 2,7$; $1,65 \cdot 1,5 = 2,5$ (tyto hodnoty jsou také uvedeny v tab. III).

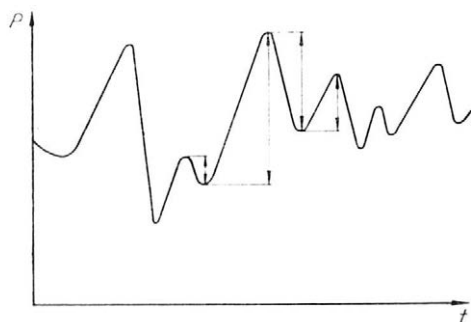
Tento postup, obdobně jako celá teorie o rázcových součinitelích pro různé části rámu, i když znamená zlepšení proti všem současným metodám, neplatí pro ty součásti rámu, které jsou zatěžovány rozdílem dvou nezávislých silových účinků (např. přední příčný nosník závěsných pluhů). V takovém případě může být střední hodnota namáhání velmi nízká, zatímco velikost maximálního napětí plyne z náhodných hodnot jednoho a druhého silového účinku (např. dvou různých radlic). Tak např. u pluhu 4 PZ 35 M bylo zjištěno na předním příčném nosníku, že dynamický součinitel dosahoval v různých podmínkách těchto

hodnot: 2,7; 2,0; 3,5; 2,1 (průměr 2,5), zatímco u ostatních součástí předních částí rámu a u celkového tahového odporu byla zjištěna průměrná hodnota 1,49. K takovým případům lze přihlížet buď postupným zaváděním každého primárního účinku (síly na jednotlivé radlice zvlášť) a kontrolou bezpečnosti i pro tyto způsoby zatížení, nebo prostě volbou vyšších hodnot bezpečnosti u těch součástí, kde by podle názoru mohly takového celkem výjimečné případy nastat (při jinak normálním způsobu výpočtu).

Doporučený způsob volby vnějších zatížení pro pevnostní výpočty pluhů, který v podstatě vychází z maximálního měrného odporu, maximální hloubky při plném záběru a z experimentálně zjištěných rázových součinitelů (různé velikých v různých částech rámu) umožňuje stanovit bezpečnost vůči mezi plastických deformací. Požadujeme nejmenší bezpečnost vůči mezi průtažnosti 1,5. Přitom je třeba respektovat vždy zvýšení meze plastických deformací při ohybu a krutu tím, že meze kluzu z materiálových tabulek vynásobíme tzv. součinitelem smluvní meze plastických deformací (součinitelem plasticity), jehož hodnoty jsou uvedeny v literatuře [6].

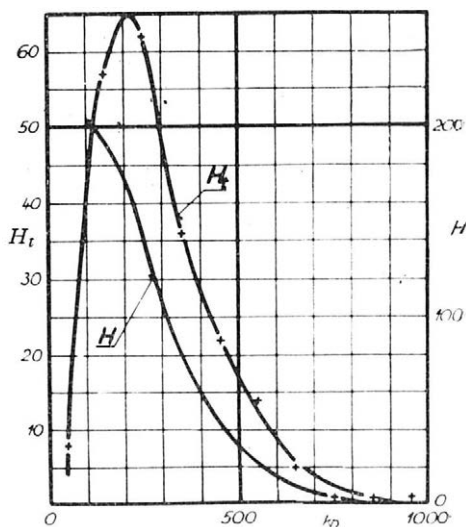
DLOUHODOBÁ ŽIVOTNOST PLUŽNÍCH RÁMŮ

Z hlediska výpočtu životnosti součástí pluhů je důležitá velikost a počet cyklů kmitavých složek sil, které se při orbě na určité délce trati vyskytnou. Výsledkem statistického rozboru výsledků měření je tzv. spektrum provozních zatížení, vyjadřující závislost velikosti kmitavých složek a jejich četnost (trídí četnost). Nejvhodnější je vyjadřovat výsledky měření ve tvaru tzv. součtové křivky (kumulativní četnost). Bod součtové křivky značí, kolik cyklů kmitavých složek dané velikosti a vyšších se ve zvolených podmínkách za určitý časový úsek, popř. za celou dobu životnosti nebo na zvolené měřicí trati vyskytne. Provozní spektra pro radlice unifikované řady pluhů a způsob vyhodnocení jsou uvedeny na následujících obrázcích. Na obrázku 8 je schematicky znázorněn



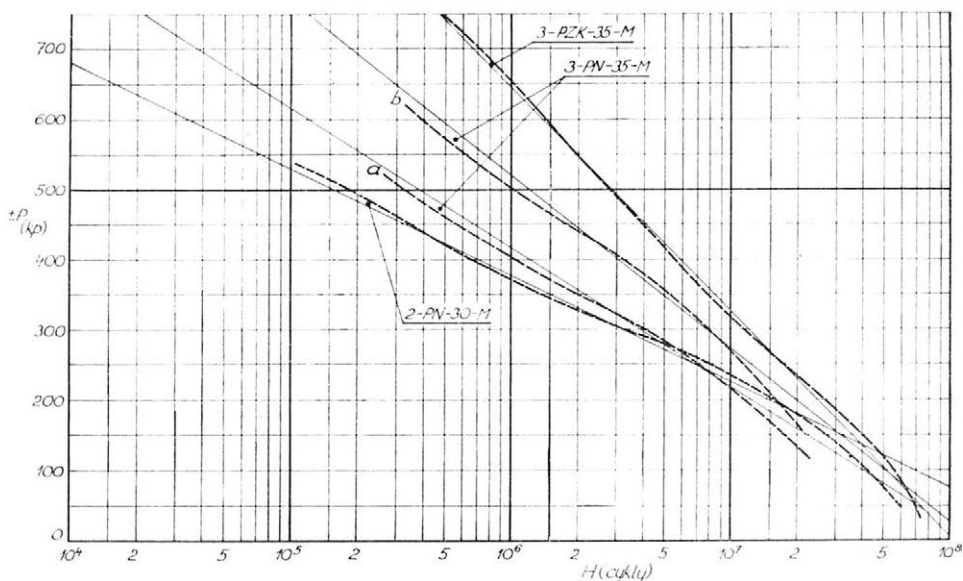
8. Způsob hodnocení průběhu síly z oscilografického záznamu. Uvažují se rozkmity, tedy dvojnásobky kmitavých složek a poloviny cyklů

9. Příklad průběhu četností kmitavých složek síly, působící na radlici pluhu 2 PN 30 M (hloubka orby 22 cm, rychlost $v = 4,7$ km/h)
 H_t značí trídí četnost a H kumulativní četnost. Jsou uvedeny rozkmity a poloviny cyklů z dráhy 20 m.



způsob hodnocení průběhu síly z oscilografického záznamu. Uvažují se schematizované poloviny cyklů. Odměřují se rozkmity, tedy dvojnásobky kmitavých složek. Bylo použito tzv. dvouparametrického způsobu hodnocení, který je výhodný mění-li se střední hodnota zatížení. Pochopitelně hodnoty kótované v obrázku 8 nejsou přesně odměřovány, ale obvyklým způsobem zařazovány v určitém rozmezí do tříd, které umožní stanovit četnosti různých hladin kmitů. Celý rozsah vyskytujících se kmitů byl rozdělen do osmi až deseti, někdy i většího počtu tříd. Na obrázku 9 je uveden typický příklad průběhu kmitavých složek. H_i značí třídni četnost a H kumulativní četnost. Zřejmě neplatí normální rozložení četností.

Byla vyhodnocena celá řada měření za stejných podmínek na tratích 20 až 75 m. Každé měření bylo vyhodnoceno nezávisle ze dvou průběhů síly (měřené na přední a zadní části slupice). Pro další zpracování byly pak uvažovány průměrné četnosti z obou výsledků. Tyto výsledky představují velmi cenný materiál o charakteru zatížení na pluzích. Jak názorně vyplývá z obrázku 10, v kterém na rozdíl od předešlého jsou cykly znázorněny na vodorovné a zatížení na svislé ose, je možno součtové křivky, vynesené v semilogaritmických souřadnicích, s dostatečnou přesností nahradit přímkami. Přímkový průběh umožní poměrně snadno rozšířit provozní spektrum (za předpokladu, že jeho charakter se nemění) i do oblasti vyšších hodnot sil s menší četností, které se na měřící trati nevyskytnou, i když se v provozu dají očekávat. O tom svědčí výsledky jiných měření. K větším odchylkám dochází v oblasti malých hodnot sil, kde podle výsledků vyhodnocení (viz např. předešlý obr. 9) součtová křivka již téměř nestoupá a tedy křivka třídni četnosti se blíží nule. To však vyplývá spíše ze způsobů ručního vyhodnocení, při kterém byly vědomě vynechány cykly v roz-



10. Součtové křivky podle výsledků měření sil na radlice P na pluhu 2 PN 30 M ($h = 22$ cm, $v = 4,7$ km/h), 3 PN 35 M ($h_a = 19$ cm, $h_b = 24$ cm, $v = 3,7$ km/h) a 3 PZK 35 M ($h = 24$ cm, $v = 3,5$ km/h) při orbě strniště po jeteli pro životnost 10 let

(čárkovaně – podle výsledků vyhodnocení, plně – podle exponenciálního rozložení)

sahu jedné třídy, tj. přibližně do 10 % z maximálního rozsahu, což značně zjednodušilo práci, aniž podstatně ovlivnilo výsledek.

Přímkový průběh součtové křivky v semilogaritmických souřadnicích odpovídá tzv. exponenciálnímu rozložení četnosti, při kterém pro třídní četnosti H_i pozorované veličiny σ platí

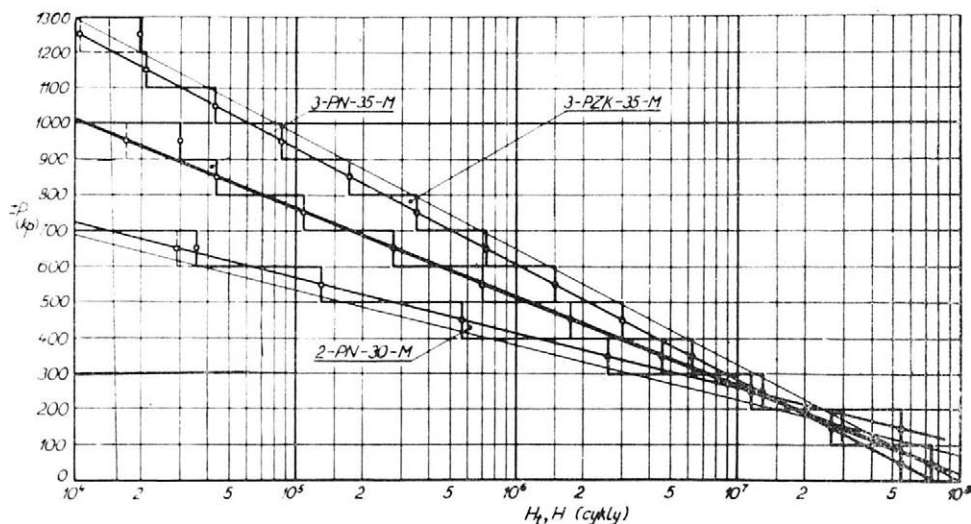
$$H_i = H_m \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)} \quad (3)$$

kde: H_m = nejvyšší třídní četnost odpovídající pozorované veličině $\sigma = \sigma_m$.

Rovnice součtové křivky je dána integrálem rovnice (3)

$$H = \int_{\sigma}^{\infty} H_m \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)} d\sigma = \frac{H_m}{h} \cdot e^{-h(\sigma - \sigma_m)} \quad (4)$$

Rovnice (3) a (4) se liší pouze konstantou; tedy vynesemím obou výrazů jak pro kumulativní, tak třídní četnost dostáváme přímky stejného sklonu, který je určen konstantou h plynoucí z charakteru děje, jak ukazuje obrázek 11. Je celkem logické předpokládat, že u zemědělských strojů dochází k nejvyšší četnosti u nejmenších kmitavých složek a tedy bez ohledu na výsledky ručního vyhodnocení lze prodloužit přímky až k čáře $P = 0$, čímž vyjádříme, že těchto kmitavých složek je velký počet. Přesný počet nelze prakticky ani zjistit, což není podstatnou závadou, neboť podle některých pramenů lze složky do 5 % nejvyšší hodnoty, podle jiných pak dokonce do 10 %, pro výpočet životnosti vůbec zanedbat. Podle dalších jiných mají tyto složky určitý význam, i když jsou hluboko pod mezí únavy, a proto jsou i v našem případě alespoň řádově uvažovány.



11. Součtové křivky H (slabě) a křivky třídní četnosti H_i (silně) podle výsledků měření sil P na radlice pluhu 2 PN 30 M ($h = 22$ cm, $v = 4,7$ km/h), 3 PN 35 M ($h = 24$ cm, $v = 3,7$ km/h) a 3 PZK 35 M s podrývákem ($h = 24$ cm, $v = 3,5$ km/h) při orbě strniště po jeteli pro životnost 10 let

Výsledky určené pro praktické použití po celou životnost pluhů jsou shrnuty na obrázku 11. Součtové křivky mají obecný význam a jsou podkladem pro hodnocení pluhů s neobvyklejším typem radlic (pološroubového tvaru) se záběrem 30 cm (2 PN 30 M), 35 cm (3 PN 35 M) a 35 cm s podrývkem za velmi těžkých pracovních podmínek (měrný odpor 90 až 110 kp/dm²) při běžných i mírně zvýšených rychlostech. Ze součtových křivek je možno odvodit třídní četnost pro libovolný počet zvolených tříd, popř. různou šířku pásma. Obvykle se volí 6–10 stejně širokých pásem na celý rozsah vyskytujících se amplitud. Pro příklad je na obrázku 11 názorně vyznačena četnost hladin, odstupňovaných po 100 kp. Počty cyklů jsou v diagramech uvedeny pro hodnoty vyšší než 10⁴, neboť teprve nad touto hranicí se již uplatňuje únava materiálu. Třída s nejnižší četností zahrnuje kromě počtu hodnot svého rozmezí též všechny hodnoty vyšší.

Počet cyklů během životnosti 10 let byl stanoven z podmínky, že na 1 cm záběru radlice má být zoráno 10 ha, tj. ujeta dráha 10⁷ m.

Jak jsme ukázali, má namáhání pluzních rámu kmitavý charakter. U součástí strojů s takovým způsobem zatížení je třeba počítat s únavou materiálu. Avšak s ohledem na možnost ojedinělých značných přetížení dochází u obvyklých konstrukcí (bez velkých vrubových účinků) k jejich vyjádření spíše překročením meze plastických deformací. Zabráníme-li těmto haváriím vhodným pojistným zařízením, pak nás zajímá, při jak velkém vrubovém účinku dosáhne bezpečnost vůči mezi únavy nejnižší dovolené hodnoty, tj. 1,2 u konstrukce dimenzované dříve uvedeným způsobem, tedy takové, která při rázovém součiniteli 2,5 má hodnotu bezpečnosti vůči mezi pružnosti 1,5 (vůči hodnotě P_{1rdov} 3,75).

Vyjdeme z konkrétního případu. Budeme uvažovat radlici pluhu 2 PN 30 M, pro kterou bylo sestrojeno a vyhodnoceno spektrum provozních zatížení. Matematickým zpracováním tohoto spektra bylo stanoveno hrubě přibližné ekvivalentní zatížení na jedné hladině. Bylo použito výrazu, který uvádí S e r e n s e n [14] a jenž plyne ze zákona lineární teorie kumulace dílčích poškození:

$$P_{red} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} \sqrt[m]{\frac{1}{N_o} \sum n_i P_i^m} \quad (5)$$

kde: m = kotangens úhlu sklonu větve Wöhlerovy křivky nahrazené přímkou, vynesené v logaritmických souřadnicích (při výpočtu bylo dosaženo $m = 10$),

a = součinitel, který je možno přibližně uvažovat rovný 1,

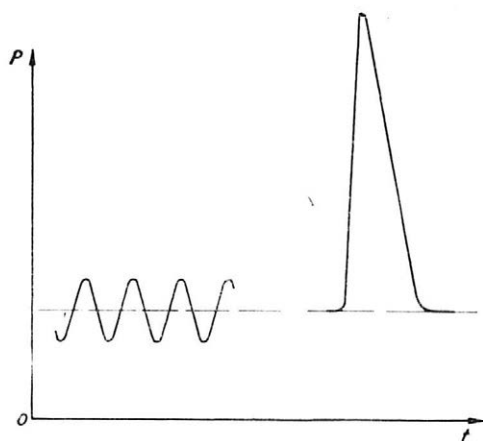
N_o = počet cyklů zvolených za základ (např. počet odpovídající zlomu na Wöhlerově křivce),

n_i = počet výkmitů zatížení P_i (nad mezí únavy),

P_i = velikost zatížení odpovídající počtu cyklů n_i

Za základ byl zvolen počet cyklů $N_o = 2 \cdot 10^6$, což dobře vyhovuje pro praktické použití. Pro výpočet hodnoty zatížení byly uvažovány nejnižší hodnoty P_i – 250 kp. Nižší hodnoty se při výpočtu součinu $n_i \cdot P_i^m$ již neuplatňují. Přitom hodnoty odpovídající 250 kp a dokonce i 350 kp výsledek málo ovlivňují.

Při výpočtu nebyla respektována hranice pro P_i (mez únavy), neboť i zatížení pod mezí únavy při náhodně vystřídáních výkmitů mají vliv na životnost. Totoho způsobu je v podstatě využito též při výpočtu životnosti podle americké hypotézy C o r t e n D o l a n o v y [10]. Výpočtem byla zjištěna hodnota kmitavé složky přibližně ± 400 kp. Tato hodnota činí 62 % z velikosti



12. Schematické znázornění dvojího způsobu namáhání plužních rámů (amplitudy jsou v měřítku)

- a) kmitavé zatížení
- b) maximum, při kterém již může dojít k plastické deformaci

Dále platí

$$\sigma_{cs} = \sigma_c \frac{\eta_p \cdot v_a \cdot x}{\beta}$$

kde σ_c značí mez únavy hladkého vzorku, kterou budeme uvažovat rovnou 2/3 meze pružnosti. Součinitel povrchu η_p volíme 0,8, součinitel základního vlivu velikosti v_a uvažujeme 1 a rovněž součinitel x vyjadřující vliv proměnnosti namáhání bereme rovný 1, neboť byl uvažován výpočtem kmitavé složky podle Serensenova vzorce. Bereme-li součinitel plasticity 1,3 a k první plastické deformaci dojde při 3,75násobku dříve zavedené síly P_{1rdov} , která odpovídá napětí σ_{1rdov} , pak platí vztah

$$\sigma_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{3,75 \cdot \sigma_{1rdov}}{1,3}$$

$$s_{ii} = 1,2 = \frac{2 \cdot 3,75 \cdot \sigma_{1rdov} \cdot 0,80}{3 \cdot 1,3 \beta \cdot \sigma_a}$$

Pro

$$\sigma_a = 0,62 \cdot \sigma_{1rdov}$$

vypočteme

$$\beta = 2,1$$

což je již dosti vysoká hodnota. Z tohoto velmi přibližného výpočtu vyplývá, že u většiny součástí a nosníků, u kterých je kontrolována bezpečnost vůči mezi plastických deformací na základě dříve doporučené velikosti zatížení, nebude docházet ani k únavovým lomům, což je pro konstruktéra velmi důležité a výhod-

předpětí, které odpovídá síle plynoucí z nejvyšší hodnoty dovoleného měrného odporu. Tento poměr byl potvrzen i z jiných výsledků. Na obrázku 12 je schematicky znázorněn dvojí typ namáhání plužních rámů. Amplitudy jsou vyneseny v měřítku pro probíraný konkrétní případ.

Pro výpočet použijeme v ČSSR všeobecně používané metody prof. Němce [6]. Jestliže zanedbáme vliv předpětí na bezpečnost vůči mezi únavy, což si u hrubě orientačního výpočtu můžeme dovolit, je bezpečnost vůči mezi únavy

$$s_{ii} = \frac{\sigma_{ci}}{\sigma_a}$$

kde:

σ_{cs} = mez únavy skutečné části

σ_a = kmitavá složka zatížení

né. Platí to ovšem jen tehdy, vyhne-li se konstruktér větším konstrukčním i technologickým vrubům.

Můžeme tedy říci, že návrh pluhní konstrukce má vycházet z bezpečností vůči mezi plastických deformací. U těch částí, kde není možno vyhnout se větším vrubovým účinkům, je navíc třeba též kontrolovat bezpečnost vůči mezi únavy. Je často účinnější podrobit hotovou konstrukci únavovým laboratorním zkouškám, které by vycházely ze spektra provozních zatížení. V úvahu přicházejí buď programové únavové zkoušky s náhodným vystřídáním zatěžovacích cyklů podle Freudentahla, které jsou nejsložitější, avšak dobře napodobují nestacionární namáhání, nebo únavové zkoušky s konstantní velikostí kmitavé složky, které jsou nejjednodušší. Redukce na konstantní hladinu, např. podle teorie lineární kumulace dílčích poškození (rovnice 5), však může vykazovat určité odchylky od skutečnosti. V tomto směru by bylo třeba ještě dalších výzkumných prací, respektujících poměry zemědělských strojů vůbec.

Do doby než budou takové velmi složité a rozsáhlé práce vykonány, je možno alespoň pro první přiblížení provádět únavové zkoušky při konstantní hladině zatížení (vypočtené z rovnice 5 na základě spektra provozních zatížení). Takové zkoušky mohou velmi dobře posloužit při porovnávání dvou různých alternativ provedení.

Jako příklad možno uvést postup použitý ve VÚZS v r. 1962. U unifikované řady pluhů bylo třeba ověřit, zda může docházet k únavovým lomům, a porovnat únavovou pevnost rámu vyráběných dvěma odlišnými technologickými postupy. Otázka byla správně postavena, neboť sváry trubkových nosníků jsou umístěny právě v nejvíce namáhaných místech. Přitom představují konstrukční i technologické vruby, jejichž váhu s ohledem na složitý tvar spojů a kombinovaný způsob namáhání nelze početně spolehlivě zjistit. Nebylo proto možno jen na základě výsledků tenzometrického měření, které bylo dostatečným podkladem pro posouzení bezpečnosti vůči mezi plastických deformací, posoudit též únavovou pevnost rámu.

Únavové zkoušky byly provedeny na rámu pluhu 2 PN 30 M, který je nejvíce namáhaným typem. Na základě spektra provozních zatížení (obr. 11) byla po dosažení do rovnice (5) vypočtena ekvivalentní kmitavá složka zatížení jedné radlice ± 400 kp, jak je uvedeno výše. Střední hodnota zatížení (předpětí) činila 650 kp (odpovídá měrnému odporu 90 kp/dm^2 a ploše plástu $7,2 \text{ dm}^2$). Zatížení bylo podrobeno první orební těleso (v rovině břitu čepele), v jehož okolí jsou nejvíce namáhaná místa. Touto metodou byla zjištěna řada velmi závažných výsledků. Metody bylo v oboru zemědělských strojů v ČSSR použito poprvé. Uvedeme proto způsob, jak se vyvozovalo kmitavé zatížení.

K vyvození kmitavého zatížení bylo použito mechanického vibrátoru, pracujícího na principu odstředivých sil. Na dvou rovnoběžných hřídelích, spojených řetězem tak, aby jejich otáčky byly stejné a smysl otáčení opačný, jsou naklínována ramínka se závažími (0,4 kg). Ramínka i závaží jsou uspořádána přesně souměrně vůči rovině souměrnosti obou hřídelů, takže při otáčení vzniká v této rovině souměrnosti (složky kolmé na rovinu souměrnosti se ruší) kmitající síla. Skříň vibrátoru byla postavena na upravenou slupici prvního orebního tělesa pluhu 2 PN 30 M tak, že kmitavá složka i konstantní předpětí působily rovnoběžně se směrem jízdy pluhu při orbě v jedné třetině šířky záběru (měřeno od brázdového obrysu). Tím byl kromě ohybového zaveden též krouticí moment, jak tomu je i při skutečné orbě. Jeden z hřídelů vibrátoru byl připojen ohebným hřídelem k variátoru, s jehož pomocí byla nastavena zvolená kmitavá složka

± 400 kp (výběrem odpovídajících otáček). Přitom vlivem dynamických jevů (váha vibrátoru bez závaží byla 30,5 kg) síla popsaným zařízením skutečně vyvozená neodpovídala pouze velikosti odstředivých sil, jak by tomu bylo v případě dokonale tuhé konstrukce. Náhorně to vyplývá z poměru dynamické a statické síly, který lze vyvodit z teorie vynuceného kmitání případu s jedním stupněm volnosti. Budící účinek závisí na druhé mocnině otáček [13] ($P = F_o \cdot \sin \omega t = m e \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$). Pro výchylku kmitající hmoty, jež odpovídá deformaci pružných částí a tedy je úměrná síle F , platí:

$$X = \frac{\frac{m}{M} \cdot e \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2 \xi \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2}} \quad (6)$$

Úpravou dostaneme výraz (dosazením $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$, $F = k \cdot X$)

$$\frac{F}{F_o} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2 \xi \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2}} \quad (7)$$

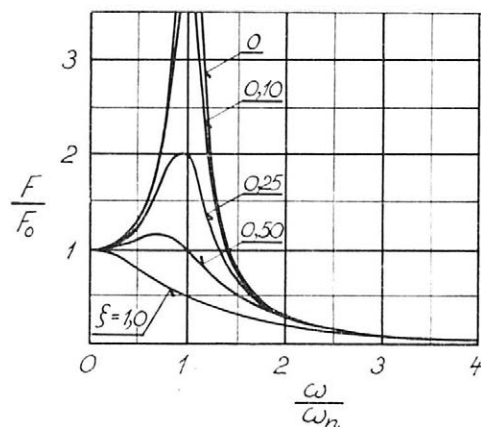
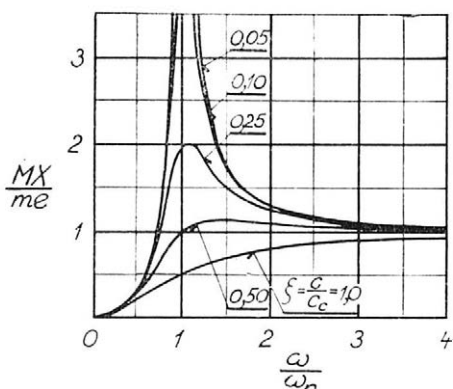
kde:

- k = tuhost pružných částí
- F = skutečná síla (pouze síla přenášená pružinou)
- F_o = síla odpovídající dokonale tuhému systému
- ω = úhlová rychlost hřídelů vibrátoru (odpovídá budící frekvenci)
- ω_n = vlastní frekvence systému
- ξ = součinitel poměrného útlumu
- X = výchylka kmitající hmoty M
- m = nevyvážená redukovaná hmota (součet všech závaží a ramínek)
- e = excentrita nevyvážené hmoty
- M = celková kmitající hmota (včetně m)

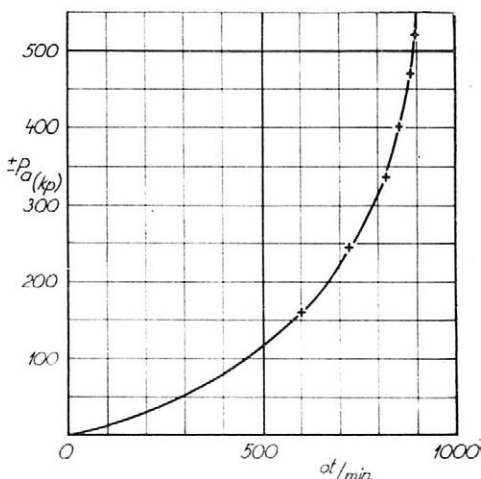
Výrazy F/F_o a $MX/m \cdot e$ jsou vyneseny na obrázku 13.

Skutečně vyvozená síla byla měřena pomocí dvou elektrických odporových tenzometrů, nalepených na upravenou slupici a zapojených tak, že reagovaly pouze na ohybový moment, působící v rovině rovnoběžné se směrem budící síly. Vycením těžiště vibrátoru z roviny souměrnosti slupice vznikaly kromě kroutičního momentu těž stranové složky, odpovídající ohybovým momentům v rovině kolmé na budící sílu. Velikost této stranové síly byla měřena další dvojicí odporových tenzometrů (stranová složka činila průměrně 15 % podélné složky, což odpovídá poměrům při orbě). Takto vzniklý dynamometr k měření dvou složek sil byl ocejšhován s tenzometrickým zesilovačem. Výstup zesilovače byl připojen ke smyčkovému oscilografu. Byla zjištěna závislost kmitavé složky na otáčkách (obr. 14) a otáčky pak byly pravidelně sledovány na otáčkoměru trvale spojeném s jedním z hřídelů vibrátoru.

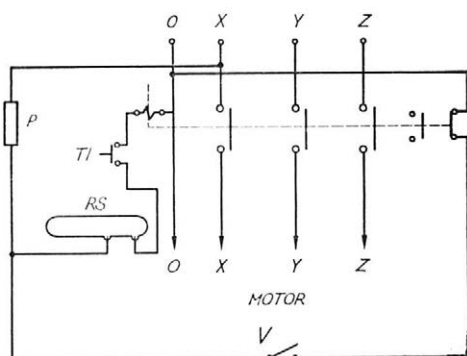
Stálé předpětí se vyvozovalo tahem přes pružinu. Pružina byla ocejšhována, takže velikost statické složky bylo možno kontrolovat z délky pružiny (měřena dlouhým posuvným měřítkem).



13. Průběh výchylky X kmitající hmoty, charakterizované MX/me , a poměru skutečné síly a odstředivé síly F/F_0 v závislosti na poměru budící a vlastní frekvence ω/ω_n pro různé hodnoty součinitele poměrného útlumu ξ (součinitel tlumení $c = c_{kr} = 1,0$ pro kritické tlumení)



14. Závislost kmitavé složky (P_a), vyvozené mechanickým vibrátorem umístěným na slupici pluhu 2 PN 30 M, na otáčkách. Na každém hřídeli byla dvě ramínka, na kterých bylo namontováno celkem 8 závaží (po 0,4 kg)



15. Poruchový obvod zapojený do okruhu stykače mechanického vibrátoru

(P – pojistka 0,25 A, RS – rtuťový spínač typu 1591, V – vypínač jednopólový, TI – zapínací a vypínací tlačítko)

Do okruhu stykače elektromotoru variátoru byl zapojen poruchový obvod (obr. 15). V případě vzniku únavové trhliny došlo k zesílení vibrací skříně vibrátoru a nárazky na této skříně pootočily rtuťovým spínačem, čímž došlo k vypnutí motoru. Další pomocný obvod zaručil, že stykač nebylo možno znovu zapojit zpětným pootočením (např. dalším nárazem uvolněné části konstrukce). Poruchový obvod zajišťoval zkušební zařízení též před havárií, způsobenou např. uvolněním nebo poškozením některé části vibrátoru, což vlivem narušení přesného vyvážení celého zařízení by zvýšilo vibrace.

Počet zatěžovacích cyklů byl sledován mechanickým počítacem otáček, které bylo přes převod 1 : 50 spojeno pružným hřídelem s jedním z hřídelů vibrátoru.

Provedené práce, které osvětlily některé otázky o dlouhodobé životnosti unifikované řady pluhů, mají význam též proto, že únavové zkoušky byly v ČSSR provedeny na zemědělských strojích poprvé, a tak byl zaveden zcela nový prvek do procesu jejich výzkumu a vývoje. Při účelném použití vypracované metody je možno vyvíjené stroje podstatně zkvalitnit a zkrátit dobu pro jejich zavedení do výroby. Přitom je však třeba si uvědomit, že únavové zkoušky nemohou a ani nechtějí nahradit obvyklé praktické provozní zkoušky, které z hlediska praxe budou ještě dlouho jediným jednoznačným konečným ověřením strojů. Jde však o to, aby do takovýchto nákladných a dlouhotrvajících provozních zkoušek předával konstruktér stroj, u kterého by byl vyloučen výskyt zásadních pevnostních nedostatků. Tomuto cíli, kromě pevnostního výpočtu při návrhu konstrukce (na základě měření dříve zjištěných podkladů na obdobných strojích), kromě tenzometrického měření na hotovém stroji za nejtěžších provozních podmínek a kromě pevnostního výpočtu na základě tohoto měření, mají sloužit také únavové zkoušky, vycházející ze statistického zpracování hodnot z tenzometrického měření. Tyto etapy pevnostního řešení stroje musí v každém případě proběhnout v oblasti úzce specializovaných výzkumných a vývojových složek, aby byla zaručena dostatečná hloubka řešení při jeho krátké době (podpořená zájmem o dobrý výsledek), a to v období, kdy je ještě možno provádět na konstrukci podstatné změny. Potom následuje hlavní práce zkušební složky, kterou podle našeho názoru je komplexní ověření hotového stroje v praktických podmínkách.

Únavové laboratorní zkoušky kromě své rychlosti a jednoznačného teoretického základu mají též výhodu v tom, že dovolují porovnávat např. dvě provedení určitého detailu za přesně stejných podmínek, což naopak při provozní zkoušce je dosti obtížné. Prakticky budou únavovým zkouškám podrobeny většinou jen některé uzly strojů a pouze výjimečně celé konstrukce zvláště proto, že zkoušky uzlů je možno zatěžovat poměrně vysokou frekvencí.

U celých konstrukcí, zvláště s nižší tuhostí, je však třeba užívat frekvencí srovnatelných s provozními, aby vlivem dynamických jevů nedocházelo ke zkreslování průběhu napětí dynamickými silami. Tato zjištění rovněž potvrzují, že takové metody jsou nejvhodnější právě pro oblast výzkumu a vývoje, což dosvědčují jednak zkušenosti z jiných strojírenských oborů, jednak i zkušenosti ze zemědělského strojírenství v zahraničí.

SILOVÉ POMĚRY V HYDRAULICKÉM ZVEDACÍM MECHANISMU NESENÝCH PLUHŮ

Třibodový závěs traktoru tvoří poměrně složitý prostorový mechanismus. Rozbory silových poměrů tohoto mechanismu se často vyskytují v literatuře. Většina prací se však zabývá pouze silami ve svislé rovině a vychází z průměrných, nikoliv maximálních sil. Takovýto způsob řešení má značný význam pro správnou funkci (stanoví např. podmínky stabilní práce a rychlého zahlubování) a pro hospodárný provoz nesených strojů (určuje podmínky zvýšení adhezni váhy traktoru a snížení tlaku na opěrné kolo a plazy nesených pluhů); není však dostatečným podkladem pro pevnostní výpočty samotného zvedacího mechanismu a těch součástí traktoru a pluhu, které na přípojné klouby na traktoru a závěsné klouby na pluhu navazují. Takovýmto podkladem mohou být pouze experimentální výsledky měření za skutečných podmínek. V tabulce IV

IV. Výsledky měření sil v hydraulickém zvedacím mechanismu traktoru

Pluh	Podmínky	<i>b</i> (cm)	Maximální hodnota Střední hodnota (kp) Minimální hodnota				
		<i>h</i> (cm)	<i>H</i> (tlak)	<i>P</i> (tah)	<i>L</i> (tah)	<i>ZP</i> (tah)	<i>ZL</i> (tlak)
		<i>v</i> (km/h)					
2 PN 30 M	Strniště po jeteli, pluh postaven mírně na patku	61,8	1450	1520	1140	420	400
		17	850	1000	780	150	180
		3,3	280	— 495	— 10	— 10	20
	Strniště po jeteli, pluh postaven mírně na patku	61	1740	2180	1890	420	460
		19	1020	1190	860	140	160
		4,8	160	— 240	160	— 20	10
	Strniště po jeteli, patka odmontována	61,4	1380	1930	1410	400	420
		17,6	770	1080	990	160	180
		4,0	330	— 460	370	— 15	15
	Strniště po jeteli	58	1380	—	—	—	—
		20	670	—	—	—	—
		4,8	250	—	—	—	—
	Strniště po jeteli, orba napříč kamenitě cesty, utržena příčná trubka rámu při max. odporu 3900 kp	1. r. ~50 cm	1560	asi 5300 (max) kp	—	—	—
		1. r. 24 cm	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
	Kamenitý úhor, zátěž 150 kg, velký náraz na 1. radlici, zlomena špička čepele	—	2620	—	—	—	—
		17	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
	Kamenitý úhor, úmyslný nájezd na skupinu kamenů II. rychlostí	—	3200	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
		asi 6	—	—	—	—	—
	Kamenitý úhor, úmyslný nájezd na skupinu kamenů II. rychlostí	—	2910	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
		asi 6	—	—	—	—	—
	Prudké trhnutí za 1. těleso, řetězem připojené ke stromu (natržen držák slupice) silou 4150 kp	—	2300	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—
3 PN 35 M	Strniště po jeteli, během orby zvedala hydraulika	105,5	1190	1520	2610	820	4
		20,5	510	820	1510	530	— 92
		4,4	10	340	620	230	— 370
	Strniště po jeteli, hydraulika volná	107	1680	2540	3220	650	670
		20,2	1090	1450	2250	160	150
		4,5	530	800	990	— 20	5
	Strniště po jeteli, hydraulika volná	103	1590	2410	2870	600	670
		21	860	1180	1860	160	190
		4,3	250	530	1040	— 20	0

Označení:

b — záběr, *h* — hloubka, *v* — rychlost*H* — horní vzpěra, *P* — pravé dolní táhlo, *L* — levé dolní táhlo, *ZP* — pravé zvedací táhlo,*ZL* — levé zvedací táhlo

je uveden souhrn nejdůležitějších výsledků pro nesené pluh 2 PN 30 M (dvouradličný pluh se záběrem radlice 30 cm) a 3 PN 35 M (tříradličný pluh se záběrem radlice 35 cm).

Při všech měřeních, jejichž výsledky jsou uvedeny v tabulce IV, svírala horní vzpěra se směrem pohybu úhel průměrně 19° a dolní táhla průměrně 10° (výchylka dolních táhel byla pouze ve vodorovné rovině).

Kromě v tabulce uvedených výsledků měření byly z namáhání příčné rámové trubky a pravého závěsného ramene vypočteny síly v pravém dolním táhle při zatáčení se zahlobeným pluhem 2 PN 30 M. Byla zjištěna maximální síla 2800 kp.

Uvedené výsledky překvapují vysokými hodnotami sil, které působí v závěsných kloubech nesených pluhů. Jednotlivé síly dokonce převyšují celkový tažný odpor u pluhu. Tato obvykle opomíjená nevýhoda, vyvážená řadou jiných výhod nesených pluhů, spočívá v nevhodném (z hlediska sil) způsobu spojení s traktorem. Výsledný tažný odpor pluhu je pak dán rozdílem průmětu sil (do směru pohybu), působících v dolních závěsných kloubech (tah) a v horním závěsném kloubu (tlak). Poměrně značné momenty, působící na pluh ve svislé rovině, jsou uváděny do rovnováhy silami v horní vzpěře a dolních táhlech, jejichž vzdálenost je poměrně malá. Obdobná úvaha platí pro vodorovnou rovinu. Výhodnější poměry nastávají zvětšováním výšky závěsného trojúhelníku a vzdálenosti dolních závěsných kloubů, což však je z konstrukčních důvodů omezeno. Měřítkem poměrů, které zde nastávají, může být např. poměr $(P + L) / H$ a poměr P/L . Podle výsledků měření byly zjištěny průměrné hodnoty těchto poměrů a jsou uvedeny v tabulce V.

V.

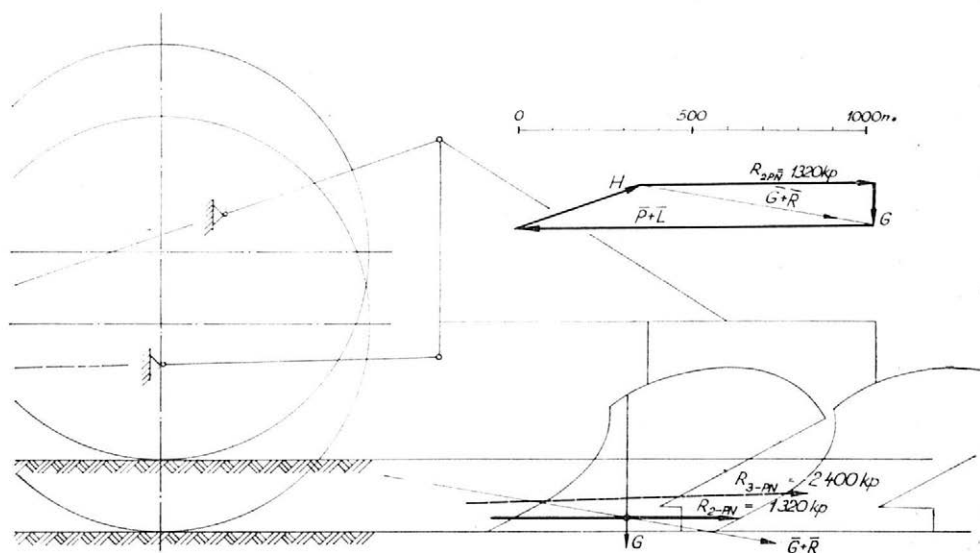
Pluh	$(P + L)/H$	P/L
2 PN 30 M	2,3	1,25
3 PN 35 M	3,8	0,6

Je zřejmé, že v horní vzpěře byly zjištěny poměrně vyšší hodnoty sil u dvouradličního pluhu než u tříradličního. Tento rozdíl plyne z odlišné polohy průmětu půdních reakcí těchto pluhů ve svislé rovině vůči čtyřkloubovému mechanismu, který tvoří průmět horní vzpěry, dolních táhel a spojnice závěsných kloubů. Obdobně z tabulky V vyplývá, že u dvouradličního pluhu jsou v pravém dolním táhle větší síly

než v levém. U tříradličního pluhu jsou naopak větší síly v levém táhle než v pravém. Tento výsledek vyplývá z toho, že u pluhu s větším záběrem se posouvá průmět výslednice vnějších sil, které působí na radlice vlevo. Z výsledků měření sil ve zvedacích táhlech se potvrdil dřívější výsledek výzkumu VÚZS [11], podle kterého jsou u volné hydrauliky síly v obou zvedacích táhlech stejné, ale opačného smyslu (jsou-li táhla rovnoběžná), což odpovídá dvojici, která se trvale snaží natočit traktor do brázdy a dále nepříznivě zvyšuje rozdíl zatížení jeho pravého a levého zadního kola. Zatížení na levé kolo, které je již odlehčeno vlivem sklonu, plynoucího z naklonění traktoru do brázdy, dále klesá.

Podle výsledků měření jsou při volné hydraulice síly ve zvedacích táhlech řádově stejné. Menší rozdíly plynou jednak z určitých pasívních odporů uvnitř hydrauliky a též z toho, že táhla v daném uspořádání nejsou rovnoběžná. K podstatnému rozdílu dojde, je-li pluh během orby nadlehčován hydraulikou, jak o tom svědčí jeden z výsledků měření s pluhem 3 PN 35 M. V tomto případě se značně zvýšila adhezni váha traktoru (i když stoupala především síla

na pravé kolo). Důsledkem toho byl též značný pokles síly v horní vzpěře i dolních táhlech, což podstatně snížilo namáhání těch částí pluhu, které jsou nejvíce ohroženy deformacemi. Je možno usoudit, že jak velké síly v horní vzpěře a dolních táhlech, které jsou při posuzování celého agregátu pluhu a traktoru vnitřními silami, tak i výše vysvětlený naklápací moment, obvykle značně namáhají přední části rámu nesených pluhů. Rámy bývají v těchto místech vesměs poddimenzovány, neboť skutečné poměry nejsou obvykle respektovány. Při použití volné hydrauliky klesá síla v horním táhle (a tím i parazitní namáhání rámu) též posuvem hloubkového kola vpřed.



16. Průmět (ve svislé rovině) výslednice sil (R), působících na radlice pluhu 2 PN 30 M (plně — $h = 18$ cm, $b = 61$ cm) a 3 PN 35 M pro stejnou polohu závěsných bodů (čárkovaně — $h = 21$ cm, $b = 105$ cm). Celé řešení je uvedeno jen pro pluh 2 PN 30 M (orba strniště po jeteli)

K doplnění celé práce je na obrázku 16 využito výsledků měření středních hodnot sil v táhlech hydrauliky ke zjištění polohy a velikosti průmětu (do svislé roviny) reakcí, působících na radlice pluhu 2 PN 30 M a 3 PN 35 M, a to pomocí metody použité již dříve ve VÚZS [11]. Úplné řešení je uvedeno pro pluh 2 PN 30 M (z výsledků měření, které odpovídá normálním poměrům). Pro pluh 3 PN 35 M je uveden pouze výsledek (odpovídá rovněž normálním poměrům). Řešení je velmi jednoduché, neboť v žádném z těchto případů se opěrné kolečko nedotýkalo povrchu pole a nebylo tedy třeba uvažovat reakci kola.

TRANSPORTNÍ ZATÍŽENÍ NÁPRAV ZÁVĚSNÝCH PLUHŮ A SOUČÁSTÍ NESENÝCH PLUHŮ

Při úvahách o namáhání náprav závěsných pluhů se obvykle uvažují poměry při orbě [2] nebo zvedání, zatímco namáhání při dopravě pluhu se neuvažuje, ačkoliv v některých případech je dokonce nepříznivější než při orbě,

nebo se namáhání při orbě vyrovná. Z hlediska výpočtu je přitom pro konstruktéra jednodušší vycházet z poměrů při transportu, které jsou jednoznačné a početně snadno zvládnutelné (tedy vhodné jako podklad prvního návrhu). Poměry při orbě lze respektovat až na základě tenzometrického měření na hotové konstrukci. Uvedené hodnoty dynamických součinitelů doplňují již dříve ve VÚZS získané podklady [12] pro pevnostní výpočet zemědělských strojů při transportu (na kolech s tuhou obručí a u nesených strojů). Hodnoty dynamických součinitelů (tj. poměru maximálního a statického namáhání) pro závěsný pluh 4 PZ 35 M a nesený pluh 3 PN 35 M jsou uvedeny v tabulce VI.

Z tabulky VI vyplývá, že hodnoty dynamických součinitelů stoupají s rychlostí, což je samozřejmé. Pro nápravu brázdivého a úhorového kola je možno pro výpočty doporučit hodnotu dynamického součinitele asi 3,5 a pro zadní nápravu asi 4,5. Na pluhu 3 PZ 35 (tuhé příhradové konstrukce) byly dříve provedeným výzkumem zjištěny o něco nižší hodnoty než 3. Tedy hodnoty zjištěné na 4 PZ 35 M je možno považovat za krajní hranice.

Velmi vysokých hodnot dosahuje dynamický součinitel při transportu nesených pluhů (výjimečně až 6). Je to důsledkem velkého zrychlení těžiště neseného pluhu, plynoucího z velké výchylky souvisící s polohou pluhů vůči kolům traktoru a s tuhostí pneumatik vůči celkové hmotě pluhu a traktoru. Ve skutečnosti však tento jev není nebezpečný, neboť absolutní velikost namáhání vyskytujících se při transportu je mnohem nižší než při orbě.

Z A V Ě R

V práci jsou uvedeny obecné podklady pro pevnostní výpočty pluhů, vycházející z výsledků měření sil působících při orbě na jednu (první) radlici pluhů, sil v táhlech třibodového závěsu nesených pluhů a při transportu z namáhání náprav. Všechny experimentální výsledky byly získány metodou odporových tenzometrů.

Pro jednoznačné vyhodnocení a jednoduché použití výsledků měření je zavedena náhradní, se směrem jízdy rovnoběžná síla, ležící ve vodorovné rovině odpovídající dnu brázdy.

Výsledky měření síly na jednu radlici, uvedené v tab. I, vycházejí ze skutečných podmínek a nejsou zatíženy dynamickými chybami, které vesměs naprosto zkreslují hodnoty uvedené v literatuře. Z vysokých hodnot zjištěných sil vyplývá, že u traktorového pluhu je vždy možno vyvodit takové síly, které způsobí jeho deformaci, neboť dynamické účinky pouze na jednu radlici mohou při nárazu značně převýšit i maximální tažnou sílu traktoru. Je proto třeba všechny typy pluhů pro naše podmínky vybavovat pojistným zařízením pro každé orební těleso zvlášť. Pojistné zařízení reagující na celkový tažný odpor pluhu je u víceradličných pluhů nevhodné.

Při pevnostním výpočtu je třeba vycházet z maximálního měrného odporu, pro který je pluh určen, a z dynamického součinitele 2,5 (tab. II). Pojišťovací zařízení je třeba počítat na 2,75násobek nejvyšší střední dovolené síly. Použitý princip pojišťovacího zařízení musí zaručit vypínání v rozmezí 2,5 až 3násobku této síly (k první deformaci by mělo docházet až při 3,75násobku nejvyšší střední dovolené síly). Při výpočtu součástí víceradličných pluhů je třeba předpokládat, že k velkému nárazu (2,5násobek nejvyšší střední dovolené síly) dojde pouze u jedné radlice, což potvrzují též výsledky měření, z kterých plyne, že součásti přenášející silové účinky z několika radlic vykazují menší dynam.

VI. Hodnoty dynamických součinitelů při transportu závěsného a neseného pluhu

a) 4 PZ 35 M (čtyřradličný závěsný pluh) — z namáhání náprav (stat. zatížení kol: brzdové — 358 kg, úhorové — 301 kg, zadní — 322 kg)

Podmínky	Rychlost (km/h)	Dynamický součinitel nápravy		
		brzdové	úhorové	zadní
Transport po nerovné polní cestě	5,1	1,8	2,4	—
	7,25	2,9	3,0	4,8
	9,5	3,1	3,2	5,0
Transport po dlažbě	3,8	3,3	1,9	3,5
	9,0	3,4	2,9	4,2
	9,8	—	2,6	4,3
	13,5	3,7	3,5	4,3
	13,8	3,2	4,0	5,0

b) 3 PN 35 M (tříradličný nesený pluh, váha 350 kg) — přední příčná trubka závěsu

Podmínky	Rychlost (km/h)	Dynamický součinitel
Pojezd po nerovné polní cestě	5,4	3,6
	5,1	3,7
	6,4	4,6
	7,3	6,0
Přejezd čtvercové překážky výšky 15 cm (obě kola traktoru současně)	4,0	3,0
Přejezd čtvercové překážky výšky 15 cm (obě kola)	5,1	3,7
Přejezd čtvercové překážky výšky 15 cm (pravé kolo)	5,1	3,3
Přejezd rigolu 20 cm (obě kola)	4,0	5,0
Přejezd rigolu 20 cm (obě kola)	5,1	4,8
Přejezd rigolu 20 cm (pravé kolo)	5,1	6,1

Pozn.: Přejížděny standardní umělé překážky VUZS:

hranol 15 × 15 cm a lichoběžníkový rigol hloubky 20 cm s dnem délky 75 cm a se sklonem stěn 20°

součinitele, než součásti zatěžované pouze jednou radlicí. To lze prakticky respektovat při jednoduchých výpočtech, vycházejících obvykle ze stejného nejvyššího dovoleného zatížení všech radlic, např. tím, že u součástí podle odhadu zatěžovaných několika radlicemi vyžadujeme nižší součinitel bezpečnosti vůči mezi průtažnosti (viz tab. III).

Z hlediska výpočtu dlouhodobé životnosti součásti pluhů je důležitá velikost kmitavých složek sil a počet cyklů, které se za celou životnost na konstrukci vyskytnou. Statistickým rozbořem experimentálních výsledků byla získána tzv. spektra provozních zatížení (obr. 11) jako podklad laboratorních únavových zkoušek. Přímkový průběh křivek třídní četnosti a součtových křivek, vynesených v semilogaritmických souřadnicích, odpovídá tzv. exponenciálnímu rozložení četností, což je pro pevnostní výpočty důležité zjištění o charakteru namáhání pluhů.

O životnosti pluhových rámu obvyklých konstrukcí rozhoduje spíše odolnost konstrukcí proti náhodnému přetížení, tj. bezpečnost vůči mezi plastických deformací, než bezpečnost vůči mezi únavy. U některých pluhů, kde nevýhodné svary, umístěné právě v nejvíce namáhaných místech, představují konstrukční a technologické vruby, by však mohlo docházet též k únavovým lomům.

Byla proto navržena únavová zkouška pro rámy pluhů. Kmitavou silou, působící na slupici první radlice, byly zatěžovány nejvíce namáhané uzly kolem prvního ořebního tělesa. Velikost kmitavé složky byla stanovena matematickým zpracováním výsledků měření. K vyvození kmitavé složky byl ve VÚZS vyvinut mechanický vibrátor (včetně měřicího a poruchového zařízení), pracující na principu odstředivých sil.

Provedené práce mají kromě dosažených výsledků význam též v tom, že únavové zkoušky byly v ČSSR provedeny na zemědělských strojích poprvé a tak byl zaveden zcela nový prvek do procesu jejich výzkumu a vývoje. I když tyto zkoušky nechťejí nahrazovat obvyklé praktické provozní zkoušky, přece zajistí vyšší kvalitu řešení před předáním do výkonnostních zkoušek a tím také zkrátí dobu pro zavedení do výroby a zvýší kvalitu strojů. Využití této metody spadá především do oblasti výzkumu a vývoje. Zvlášť výhodné pro konstruktéra je použití této metody ke zkoušení uzlů a při porovnávání různých provedení některého prvku.

Práce zabývající se silovými poměry v táhlech hydraulického zvedacího zařízení traktoru bývají zaměřeny na zjišťování průměrných hodnot sil. Pro pevnostní výpočty jsou však rozhodující maximální hodnoty sil. Výsledky měření uvedené v tabulce IV uspokojují i tento požadavek. Vysoké hodnoty sil v závěsných kloubech vyplývají z obvykle opomíjeného principiálního nedostatku nesených pluhů (který je ovšem vyvážen řadou jiných výhod), jež spočívá v tom, že značné momenty ve svislé a vodorovné rovině jsou uváděny do rovnováhy silami, jejichž vzdálenost je poměrně malá. Správnou volbou polohy závěsných bodů lze však poměry udržet v přijatelných mezích.

U dvouradličného pluhu 2 PN 30 M byly zjištěny poměrně větší síly v horní vzpěře než u tříradličného 3 PN 35 M. U dvouradličného pluhu jsou v pravém dolním táhle větší síly než v levém, zatímco u tříradličného pluhu je tomu naopak. Měřením byl potvrzen teoretický závěr, podle kterého jsou síly ve zvedacích táhlech u volné hydrauliky stejné, ale opačného smyslu. Tyto síly dohromady vytvářejí nepříznivý moment, který dále zvyšuje rozdíl zatížení pravého a levého kola traktoru (v levém zvedacím táhle je tlak, v pravém tah). Je-li pluh nadlehčen hydraulikou, stoupne adhezní váha traktoru a rovnost síly

v pravém a levém zvedacím táhle se poruší. Dalším příznivým důsledkem je to, že značně klesnou síly v horní vzpěře a v dolních táhlech, což podstatně sníží namáhání právě těch částí neseného pluhu, které jsou obvykle ohroženy deformací.

Z výsledků měření středních hodnot sil v táhlech hydrauliky byla stanovena poloha a velikost průmětu reakcí působících na radlice pluhu ve svislé rovině.

Při pevnostním výpočtu náprav je nejvýhodnější vycházet z poměrů při dopravě. Vycházíme-li z výsledků měření na pluhu 4 PZ 35 M i z dříve ve VÚZS provedených měření, je možno doporučit pro úhorové i brázdové kolo dynamický součinitel 3,5 a pro zadní kolo 4,5.

Z měření při transportu neseného pluhu byl na přední příčné trubce závěsu zjištěn velmi vysoký dynamický součinitel (výjimečně až 6).

Došlo dne 14. 9. 1964

Literatura

1. Timošenko Š.: Pružnost a pevnost. Praha, 1951. — 2. Ščukin N. V.: Lemešnye plugi i luščilniki. Moskva 1952. — 3. Procházka J.: Měřicí přístroje na principu elektrických odporových tenzometrů, používané ve VÚZS. Sborník prací VÚZS II, 1962. — 4. Souček Z.: Zpráva o tenzometrickém měření tříradličného závěsného pluhu 3 PZ 35. Zpráva VÚZS, 1957. — 5. Souček Z.: Zpráva o tenzometrickém měření tříradličného neseného pluhu s vylehčeným rámem (3 PN 35 A). Zpráva VÚZS, 1957. — 6. Němec J.: Příklady výpočtu tvarové pevnosti strojních částí. Praha 1956. — 7. Serensen S. V. a další: Pročnost pri nestacionarnych režimach nagruzki. Kijev 1961. — 8. Hanke M.: Moderní metody hodnocení životnosti součástí v provozu vozidel. Automobil č. 2/1962. — 9. Freundenthal A. M.: A. Random Fatigue Testing Machine and Procedure. Proc. ASTM, 1953, vol. 53. — 10. Hofmeister W. F.: Application of the Cumulative Fatigue Damage Theory to practical problems. SAE Transactions, 1960, volume 68. — 11. Souček Z.: Silové poměry hydrauliky traktoru s neseným pluhem a určování polohy závěsných bodů hydrauliky (část I. a II.). Sborník ČSAZV Mechanizace a elektrifikace zemědělství č. 6/1955 a č. 2/1956. — 12. Souček Z.: Aplikace odporových tenzometrů k měření napětí, sil a kroutcích momentů při výzkumu zemědělských strojů ve VÚZS. Sborník prací VÚZS, č. 1, 1960. — 13. Thompson W. T.: Mechanical Vibrations. USA 1956. — 14. Serensen S. V., Kozlov L. A.: Únosnost a pevnostní výpočet součástí při statických a střídavých napětích. Sovětská věda - strojírenství čís. 3/1954. — 15. Hanke M.: Mechanický vibrátor. Zpráva VÚMV, 1960. — 16. Souček Z.: Aplikace odporových tenzometrů při výzkumu charakteru namáhání na zemědělských strojích. Technické zprávy VÚZS, 1963, č. 1, sv. 14. — 17. Souček Z.: Pevnostní výzkum unifikované řady nesených a závěsných pluhů. Zpráva VÚZS, 1962.

Материалы для расчета на прочность лемешных плугов

В работе приводятся общие материалы расчета на прочность плугов, вытекающие из результатов измерения сил, действующих при пахоте на один (первый) лемех плуга, сил в тягах трехточечного прицепа навесных плугов и сил при транспорте по усилению осей. Все экспериментальные результаты были получены методом тензометров сопротивления.

Результаты измерения силы на один лемех приведены в таблице I. Из высоких показателей полученных сил вытекает, что у тракторного плуга могут быть развиты такие силы, которые вызывают его деформацию, так как динамические действия только на один лемех при ударе могут значительно превысить и максимальное тяговое усилие трактора. Поэтому следует все типы плугов оснащать предохранительным устройством отдельно для каждого корпуса плуга. Предохранительное устройство, реагирующее на общее тяговое сопротивление плуга, у многокорпусных плугов непригодно.

При расчете на прочность следует исходить из максимального удельного сопротивления, на которое плуг рассчитан, и из динамического коэффициента 2,5 (см. табл. II). Предохранительное устройство следует рассчитывать в 2,75 раза больше самой большой средней допустимой силы. Применяемый принцип предохранительного устройства должен гарантировать выключение в пределах 2,5—3-кратного этой силы (первая деформация могла бы произойти только при 3,75кратном превышении самой большой средней допустимой силы). При расчете деталей многокорпусных плугов следует предполагать, что большой удар произойдет (при 2,5кратном превышении самой высокой средней допустимой силы) только у одного лемеха, что также подтверждают результаты измерения, из которых вытекает, что детали, передающие силовые действия из нескольких лемехов, показывают меньшие динамические коэффициенты, чем детали, нагруженные только одним лемехом. Путем статистического анализа экспериментальных результатов был получен так называемый спектр рабочих нагрузок (рис. II) в качестве отправного материала лабораторных испытаний на усталость материала. Линейные формы кривых классовой частоты и суммарных кривых, нанесенные на семилогарифмические координаты, отвечают так называемому экспоненциальному распределению частот, что для расчета на прочность является важным установлением характера нагрузки плугов.

О сроке службы плужных рам обычных конструкций решает скорее устойчивость конструкции к случайной перегрузке, т. е. опасность в отношении предела пластических деформаций, чем опасность в отношении предела усталости. У некоторых плугов, у которых непригодны швы, расположенные, как раз, в местах с максимальным напряжением, представляют конструктивные и технологические подрезы, однако, могли бы произойти также усталостные изломы.

Значение проведенных работ заключается, помимо достигнутых результатов, также в том, что испытания на усталость материала в ЧССР на сельскохозяйственных машинах были проведены впервые (в январе 1962 г.), а тем самым был внедрен совсем новый элемент в их исследование и конструкцию. Этот метод конструкторам упрощает испытание узлов и сопоставление разного исполнения некоторого элемента.

Работы, рассматривающие силовые отношения в тягах гидравлического подъемного устройства трактора, бывают направлены на установление средних величин сил. Однако, для расчета на прочность решающим являются максимальные величины сил. Результаты измерения, приведенные в таблице IV, удовлетворяют и этому требованию.

У двухкорпусного плуга в верхней стойке были установлены сравнительно большие силы, чем у трехкорпусного плуга. У двухкорпусного плуга в правой нижней тяге большие силы, чем в левой, в то время как у трехкорпусного — наоборот. Само измерение подтвердило теоретическое заключение, согласно которому силы в подъемных тягах у свободной гидравлики одинаковы, но противоположного направления. Эти силы вместе создают неблагоприятный момент, который в дальнейшем увеличивает разность загрузки правого и левого колеса трактора.

По результатам измерения средних величин сил в тягах гидравлики было определено положение и размер проекции реакций, действующих на лемех плуга в вертикальной плоскости.

При расчете на прочность осей выгоднее всего исходить из отношений при транспорте. Если же мы исходим из результатов измерения на плуге 4 ПЗет 35 М, равно как из измерений, уже ранее проведенных в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин, для колес при работе на борозде и пару можно рекомендовать динамический коэффициент 3,5 и для задних колес — 4,5.

The Data Serving for the Strength Calculations of the Mouldboard Ploughs

The paper contains the general data serving for the calculations of strength with the ploughs, based on the results obtained by the measuring of the forces acting in tillage on one (the first) of the shares, of the forces acting in the 3-p. link. of the tractor with the mounted ploughs and of the forces acting in the transport, due to the stresses in axles. All results of the experiments were obtained by strain-gauging.

The results obtained in the measuring of the forces acting on one share are given in table I. The high values of the forces determined indicate, that the forces developed with a tractor plough can be of such an extent as to cause its deformation, because the dynamic effects applied to one share in an impact can be considerably higher than the maximum pull of the tractor. It is thus necessary to provide all types of the ploughs with a safety device, separately for each bottom. Safety devices responding to the total pull resistance of the plough are not suitable for multi-bottom ploughs.

With strength calculations, the values to be primarily considered are the maximum specific resistance for which the plough was designed and the dynamic coefficient 2,5 (see table II). The safety device should be calculated for a 2,75 multiple of the highest mean strength permissible. The safety device must be designed to enable the release in the extent of 2,5—3 multiple of this force (the first deformation should not occur before the 3,75 multiple of the highest mean strength permissible). It should be assumed, when calculating the parts of the multi-bottom ploughs, that a great impact (2,5 multiple of the highest mean force permissible) occurs with one share only. This has been confirmed by the results obtained in the measurements, indicating that the parts transferring the force effects from several shares feature smaller dynamic coefficients than the parts loaded by one share only. A statistical analyses of the results gained in the experiments gave so-called spectra of the in-operation loadings (see illus. 11) as a base of the laboratory load tests. The straight-line-course of the curves of the class frequency and of the cumulative curves plotted in semi-logarithmic coordinates corresponds to the so-called exponential frequency distribution, which, as a finding on the character of the ploughs loading is important for the strength calculations.

With respect to the life of the conventional plough frames the resistance against an impact load, i. e. the safety against the plastic deformations is more important than the safety against the fatigue limit. With some ploughs, there occur unsuitable welds located in places of the maximum stress; notch design — and technological notch could cause fatigue ruptures.

Apart from the results obtained, the investigations are significant with regard to the fact, that the fatigue tests with the agricultural machines were carried out on the first time in Czechoslovakia in these experiments (having been carried out in January 1932), bringing a fully new feature into the research and development of the agricultural machines. This method makes it possible for the designers to investigate the points of junctions in the design and to compare different designs of a certain element.

The investigation on the force relations in the 3-p. link. are focussed on the determination of the mean values of the forces. In strength calculations, however, the maximum values of the forces are of a decisive nature. The results of the measurements, contained in table IV, comply with this requirement.

With the two-bottom plough, relatively higher forces were found in the upper strut than was the case with the three-bottom plough. With the two-bottom plough the forces involved in the right-side lower rod of the linkage are higher than those in the left-side one, while with the three-bottom plough this relation is just the contrary. The measurements confirmed the theoretical conclusion, according to which the forces in the lifting rods of the three point linkage are the same in size, but oppositional in the position. These forces combined, create an unfavourable moment, further increasing the difference in the load of the right and left wheel of the tractor.

On hand of the mean values of the forces acting in the rods of the hydraulic lift obtained by the measuring, it was possible to determine the position and the value of the reactions' projection acting on the plough share in the vertical plane.

In the calculations of the strength in axles it turned out to be the most advantageous if the relations in haulage are considered in the first place. On hand of the results obtained in the measurements with the "4 PZ 35 M" ploughs and the measurements carried out in the Research Institute of Agricultural Engineering earlier, it can be concluded, that 3,5 dynamic coefficient can be recommended for both the land wheel and landside wheel while 4,5 is the dynamic coefficient recommended for the rear wheel.

Unterlagen für Festigkeitsberechnungen von Scharpflügen

Die Abhandlung enthält allgemeine Unterlagen für Festigkeitsberechnungen von Pflügen, ausgehend von den Meßergebnissen der im Pflügen auf ein (das erste) Pflugschar einwirkenden Kräfte, der in den Lenkern der Dreipunktaufhängung von Anbaupflügen bestehenden Kräfte sowie der Kräfte während des Transportes von der Achsenbeanspruchung. Alle Experimentalergebnisse wurden im Verfahren von Dehnungsmeßstreifen erzielt.

Die Meßergebnisse der auf ein Schar einwirkenden Kraft sind in der Tabelle I

dargestellt. Hohe Werte der ermittelten Kräfte ergeben, daß bei dem Schlepperpflug solche Kräfte entwickelt werden können, die zu seiner Verformung führen, denn dynamische Einwirkungen nur auf ein Schar im Anstoß auch die Höchstzugkraft des Schleppers überschreiten können. Demnach müssen alle Pflugtypen mit Überlastsicherungen für jeweiligen Pflugkörper gesondert ausgerüstet werden. Eine auf den Gesamtzugwiderstand des Pfluges ansprechende Überlastsicherung ist für Mehrscharpflüge keinesfalls geeignet.

Bei der Festigkeitsberechnung muß man aus einem Höchstmeßwiderstand, für den der Pflug vorgesehen ist, sowie aus dem dynamischen Beiwert 2,5 (S. Tab. II) ausgehen. Die Überlastsicherung muß auf den 2,75 fachen Wert der mittleren höchstzulässigen Kraft gerechnet werden. Das angewandte Prinzip der Überlastsicherung muß die Ausrückung im Bereiche des 2,5- bis 3fachen Wertes dieser Kraft gewährleisten (die erste Verformung sollte erst bei dem 3,75 fachen Werte der mittleren höchstzulässigen Kraft erfolgen). Bei der Berechnung der Bestandteile von mehrscharigen Pflügen ist anzunehmen, daß ein großer Anstoß (2,5fache der mittleren höchstzulässigen Kraft) erst bei einem einzigen Schar erfolgt; dies bestätigen auch Meßergebnisse, aus denen hervorgeht, daß die Kraftwirkungen von mehreren Scharen übertragenden Bestandteile geringere dynamische Beiwerte aufweisen, als die durch ein Schar belasteten Teile. Durch statistische Analyse der Experimentalergebnisse wurden s. g. Spektren von Betriebsbelastungen (Abb. 11) als Unterlage für labormäßige Ermüdungsprüfungen gewonnen. Der geradlinige Verlauf der Klassenhäufigkeitskurven sowie der kumulativen Kurven, die in semilogarithmischen Koordinaten aufgetragen wurden, entspricht der s. g. Exponentialverteilung der Häufigkeiten, was für Festigkeitsberechnungen eine bedeutende Ermittlung über das Charakter der Pflugbeanspruchung darstellt.

Über die Lebensdauer der Pflugarahmen von gebräuchlicher Bauarten ist vielmehr die Widerstandsfähigkeit gegen zufällige Überlastung, d. h. plastische Verformungssicherheit als Ermüdungssicherheit vom Belange. Allerdings bei manchen Pflügen, wo die gerade in meistbeanspruchten Stellen angeordneten ungünstigen Schweißnähte technologische und konstruktive Kerben darstellen, wären auch Ermüdungsbrüche zu befürchten.

Die Bedeutung der durchgeführten Arbeiten beruht, außer den erzielten Ergebnissen auch darin, daß Ermüdungsversuche an Landmaschinen in der ČSSR zum erstenmal erfolgten (sie verliefen im Januar 1962) und damit ein ganz neuartiges Element in deren Untersuchung und Entwicklung eingeführt wurde. Dieses Verfahren erleichtert für die Konstrukteure die Erprobung von Baugruppen sowie den Vergleich von verschiedenen Ausführungen der jeweiligen Elemente.

Abhandlungen über Kräfteverhältnisse in den Lenkern des hydraulischen Schlepperkrafthebers werden üblicherweise auf die Ermittlung von mittleren Kräftewerten gerichtet. Für die Festigkeitsberechnungen sind jedoch Höchstwerte von Kräften ausschlaggebend. Die in der Tabelle IV dargestellten Meßergebnisse werden auch dieser Forderung gerecht.

Bei dem Zweischarpflug wurden in der oberen Strebe relativ größere Kräfte als bei dem Dreischarpflug ermittelt. Bei dem Zweischarpflug liegen im rechten Unterlenker größere Kräfte als im linken Lenker, während bei dem Dreischarpflug ein umgekehrter Fall besteht. Durch Messen wurde eine theoretische Schlußfolgerung bestätigt, gemäß welcher Kräfte in Lenkern der freien Hydraulik gleichwertig, allerdings im Gegensinn gestaltet sind. Diese Kräfte bilden in der Summe ein ungünstiges Moment, das den Unterschied in der Belastung des rechten und linken Schlepperrades ferner steigert.

Anhand der Meßergebnisse der mittleren Kräftewerte in den Hydrauliklenkern wurde die Lage und Größe der Projektion von auf das Pflugschar in senkrechter Ebene einwirkenden Reaktionen festgelegt.

Für die Festigkeitsberechnung von Achsen ist es am zweckmäßigsten, von den Verhältnissen während des Transportes auszugehen. Geht man von den Meßergebnissen auf dem Pfluge 4 PZ 35 M sowie von den im Forschungsinstitut für Landmaschinen schon früher erfolgten Messungen aus, so ist für das Landrad sowie das Furchenrad ein dynamischer Beiwert von 3,5 für das Hinterrad 4,5 zu empfehlen.

Inž. Zbyněk Souček, CSc.

Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Chodov u Prahy

■ Sklizeň brambor patří v zemědělské praxi k pracím, které jsou dosud velmi náročné na potřebu pracovních sil. I když bylo v celém světě zkonstruováno mnoho typů sklízeců, mechanizace sklizně brambor dosud není uspokojivě vyřešena. Celý problém sklizně brambor se dělí na několik dílčích otázek, které jsou v různých stadiích řešení.

Nejobtížnější a dosud neuspokojivě vyřešenou otázkou při mechanizované sklizni brambor je odstraňování hrud a kamenů ze sklizené hmoty. Tyto příměsi jsou odstraňovány dosud převážně ručně a tak výkon sklizňové linky a čistota brambor jsou omezeny výkonem obsluhy. Aby byla snížena potřeba pracovních sil při této namáhavé ruční práci, byly a dosud jsou na celém světě hledány takové směry při výzkumu rozdružovacích prvků, které by vedly k vyřešení automatického nebo poloautomatického rozdružovacího zařízení, u něhož by obsluha jen kontrolovala rozdružený produkt, popř. upravovala chybně rozdružené části směsi.

Předkládaná práce uvádí jednotlivé principy rozdružování, seřazené podle vlastností složek sklizené směsi, jichž je funkčně využito.

PŘEHLED ZNÁMÝCH PRINCIPŮ ROZDŘUŽOVÁNÍ

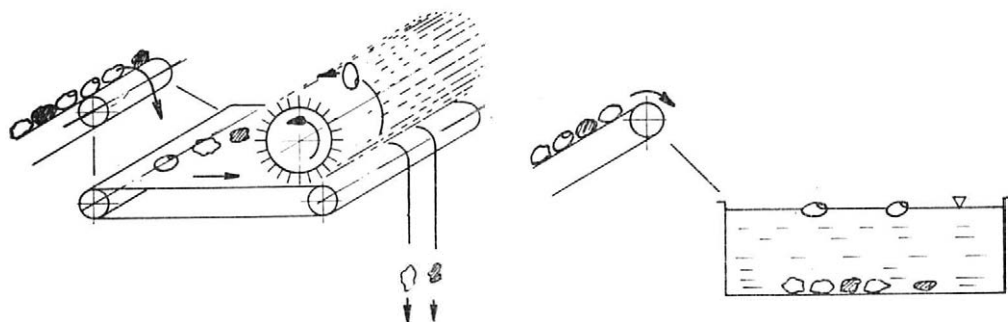
K rozdružování směsi brambor, hrud a kamení lze využít rozdílných vlastností jednotlivých složek směsi (např. fyzikálních, chemických, elektrických apod.). Četná vyvinutá zařízení využívají k rozdružování těchto rozdílných vlastností brambor, hrud a kamenů:

1. tvrdosti,
2. specifické váhy,
3. pružnosti,
4. valivého odporu,
5. elektrických vlastností,
6. schopnosti pohlčení paprsků γ ,
7. optické odraznosti,
8. kombinace některých vlastností uvedených pod body 1—7.

1. Při principu rozdružování na základě rozdílné tvrdosti kamenů, hrud a brambor lze použít hroty opatřeného válce, který se odvaluje po měkké protipodložce (pneumatický válec, gumový dopravník atd.). Směs kamenů,

hrud a brambor probíhá při práci mezi uvedenými orgány, přičemž brambory jsou napichávány na hroty válce a později uvolňovány zvláštní škrabkou, zatímco kameny a hroudy volně procházejí (obr. 1).

Výhodou tohoto principu je značná, téměř 100% účinnost a vysoký hodinový výkon. Napíchaných brambor však nelze použít ke konzumnímu účelu ani k sadbě, neboť není dosud zjištěno, do jaké míry je ovlivněna biologická hodnota takto narušených bramborových hlíz (otázka přenášení chorob, skladování atd.).



1. Rozdružování směsi pomocí napichování brambor 2. Rozdružování směsi vodní emulzí

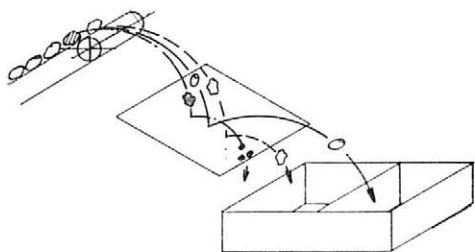
Přestože tato metoda nebyla dosud z biologického hlediska prozkoumána, je na základě zmíněných předností třeba věnovat jí značnou pozornost. Použití tohoto způsobu rozdružování u krmných brambor, určených k okamžitému zpracování, by bylo výhodné.

2. Rozdílnosti specifických vah brambor, hrud a kamenů lze využít k rozdružování směsi v různých prostředích; jsou to vodní emulze, provzdušňovaný písek apod. Praktických výsledků bylo dosaženo s využitím vodní emulze (roztok jílů s vodou). Ve vodní emulzi brambory plavou na povrchu roztoku, zatímco kameny a hroudy klesnou ke dnu.

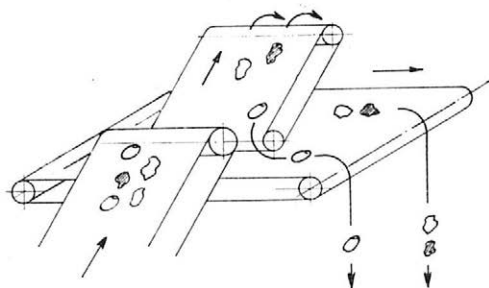
Předností tohoto způsobu je 100% účinnost rozdělení všech tří složek směsi. Není však ještě vyřešena otázka skladování brambor, neboť jsou po rozdělení mokré. Potíže jsou též se značnou spotřebou zdravotně nezávadné vody, což v nedostatkovém období může použití rozdružovadla znemožnit. V současné době je tato metoda rozdružování použitelná pouze pro brambory, určené k okamžitému zpracování (krmné účely, lihovary).

3. Způsobu rozdružování založeného na rozdílné pružnosti brambor, hrud a kamenů nebylo dosud prakticky využito. Laboratorně byly prováděny pokusy, při nichž směs brambor, hrud a kamenů padala na podložku a počítalo se s tím, že brambory jako pružnější se odrazí dále a tím dojde k rozdělení (obr. 3). Vzhledem k tomu, že rozdružování touto metodou je velmi nepřesné, nebylo v řešení dále pokračováno.

4. Princip využití rozdílného valivého odporu brambor, hrud a kamenů lze počítat mezi reálné metody rozdružování. Tento způsob byl aplikován např. u zařízení, kterým je skloněný odkulovací pás, na němž se protiběžně odkulují brambory a souběžně jsou vynášeny hroudy a kameny (obr. 4). Zařízení je použito např. u sklizeče E 675. Prvků lze s úspěchem použít pro částečné předrozdělování.



3. Rozdružování na základě různé pružnosti jednotlivých složek rozdružované směsi



4. Rozdružování na základě rozdílného valivového odporu jednotlivých složek rozdružované směsi

Výhodou zařízení je přijatelná účinnost pro předrozdružování a jednoduchost. Lze počítat, že zařízení založené na tomto principu bude prakticky použitelné v kombinaci s dalším dorozdružováním.

5. Rozdružování využitím různých elektrických vlastností složek sklizené směsi bylo teoreticky řešeno v NDR. Princip je založen na elektrostatickém poli.

Teoretickými úvahami se dospělo k názoru, že využití elektrických vlastností složek rozdružované směsi v elektrostatickém poli je vzhledem k nepatrným rozdílům v silách, působících mezi složkami, pro praktickou potřebu rozdružování nevyužitelné.

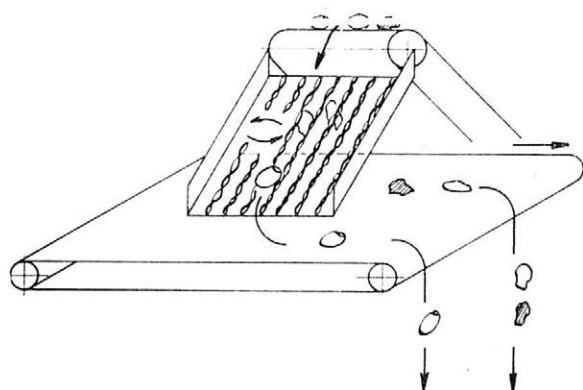
6. V SSSR byly provedeny rozsáhlé pokusy s použitím γ -paprsků pro rozdružování brambor, hrud a kamenů. Teoretické výzkumy ukázaly, že mezi bramborem, hroudou a kamenem jsou značné rozdíly v pohlcování záření. Pro laboratorní pokusy byly brambory, hroudy a kameny rozděleny do tří velikostních skupin. Do kontrolní oblasti byla směs přiváděna na rotačním stole.

Výsledky pokusů ukazují, že tento princip by po dalším zdokonalování mohl sice vyhovět požadavkům automatického rozdružování, není však dorešena otázka bezpečnosti a hygieny.

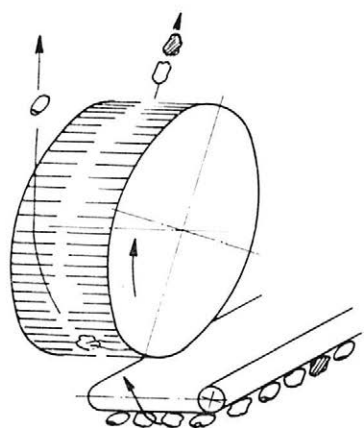
7. Byly prováděny též pokusy, založené na rozdílu koeficientů odrazu světla a na rozdílu spekter odrazu ultrafialových paprsků. I v tomto případě pokusy ukázaly možnosti výhledového řešení.

8. Kromě uvedených principů, které využívají pouze jednu z rozdílných vlastností brambor, hrud a kamenů, mají v podstatě větší význam kombinované principy, které současně využívají více rozdílných vlastností složek sklizené směsi.

Takovým zařízením je např. síto z gumových provazců (obr. 5), výrobek švédského strojího závodu v Överum, které využívá rozdílné specifické váhy a kvality povrchu. Síto je sestaveno z pružných asi 15 mm širokých gumových provazců. Provazce jsou umístěny a napnuty v rámu tak, že vytvářejí 15 mm široké mezery. Síta jsou ve třech sadách nad sebou. Při práci se tělesa s větší specifickou vahou snaží gumové provazce oddálit a vniknout do vzniklé zvětšené mezery, zatímco tělesa s menší specifickou vahou se na provazcích pouze odkulují. U kamenů dochází ke konečnému rozřídění, když propadnou všemi třemi nad sebou uloženými síty. Poněvadž pnutí gumových provazců se v sítích podle uložení stupňuje (horní má nejmenší, spodní největší pnutí),



5. Rozdružování typu Överum



6. Rozdružování pomocí gumových třasnatých pásů

děje se rozdružování postupně. Současný třaslavý pohyb zaručuje plynulý pohyb těles a napomáhá tak funkci rozdružovadla.

Uvedený způsob rozdružování má nedostatky, spočívající jednak v obtížnosti dodržení odpovídající elastičnosti podložky, jednak v tom, že kameny rozevírající gumové provazce umožňují propadnout zvětšenou mezerou i bramborům.

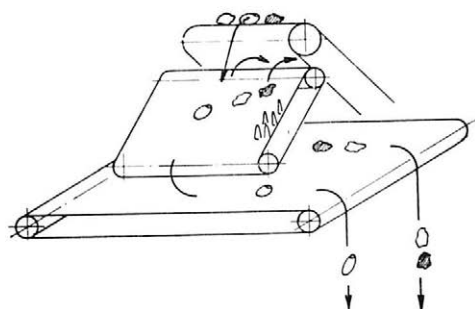
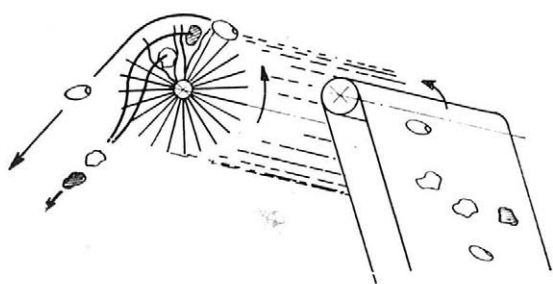
Další rozdružovací zařízení, založené na využití rozdílnosti specifických vah rozdružovaných složek směsi, je provedeno ve formě gumových třasnatých pásů (obr. 6). Jde o pásy, které jsou upevněny na obvodu dvou kol, otáčejících se na společném hřídeli. Vzdálenost kol je volena tak, že třasně se téměř dotýkají. Při práci jsou brambory a kameny vedeny na třasně. Při práci kameny klesají do třásně a propadávají, zatímco brambory jsou rotačním pohybem třásně odkulovány. Podstata rozdružování spočívá v tom, že dvě tělesa stejného tvaru, ale s různou specifickou vahou, klesnou rozdílně hluboko do třásně. Nevýhodou je, že plochý kámen se rovněž neponoří tak hluboko, aby propadl, a je unášen společně s bramborami. Obdobu použitého zařízení lze najít na některých strojích, jako např. na stroji Hassia.

Podobně na základě rozdílnosti specifických vah rozdružovaných složek směsi pracují i kartáčové válce, na které brambory a kameny padají. Brambory neklesají do kartáče tak hluboko jako kameny, opouštějí rotující kartáče dříve a tak dochází k rozdružování (obr. 7).

Některé sklizeče byly vybaveny příčně uloženým pásem, který je opatřen 50 mm vysokými gumovými prsty. Při práci zůstávají brambory vzhledem k nižší specifické váze ležet na vrcholcích prstů, zatímco kameny vniknou mezi prsty. Za činnosti vibrátoru, který je do pásu vmontován, je dosaženo toho, že brambory se z pásu odvalí stranou, zatímco kameny jsou dopraveny k místu výpadu (obr. 8).

Stejného výsledku lze dosáhnout pomocí pásu s výčnělkou, kde většina kamenů pro svoji neschopnost valení je pásem unášena, zatímco brambory se přes výčnělky převalují.

Podstatně lepšího rozdružovacího účinku bylo dosaženo v uspořádání, kde rozdružované složky směsi jsou dopravovány řetězem pod kartáč, který jim udělí rotační pohyb. Podle velikosti své hmoty a tvaru tělesa buď převezmou



7. Rozdružování pomocí kartáčových rotačních válců

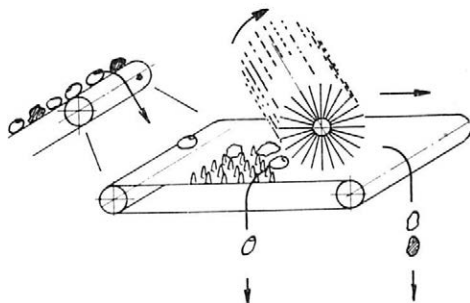
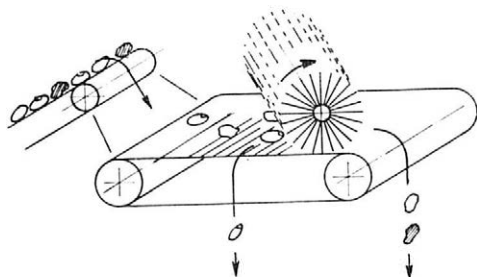
8. Rozdružování pomocí odkulovacích pásů

rotační pohyb a odkulí se, nebo zůstanou ležet na prosévacím řetězu. Při rozdružování je využito rozdílného tvaru těles, schopnosti valení a hmoty těles. Velikost těles má na rozdružování značný vliv; to se projevuje hlavně u těles malých, která zůstávají ležet mezi pruty řetězu, neboť nemohou být kartáčovými válci tak snadno vykulena, a proto postupují nadále v proudu kamenů (obr. 9).

Ve variantě popsaného zařízení bylo konstrukčně vyřešeno zařízení, uváděné pod názvem „P e i s b a n d“. Místo transportního řetězu je zde použito gumového pásu s prsty o délce 45 mm a průměru 4 mm, umístěnými na pásu v roztečích 20 mm. Dva za sebou pohybově vázané napříč uložené perlonové kartáče vykuluji z transportované směsi brambory na vedle běžící pás, zatímco kameny, které klesnou mezi prsty, jsou prstovým pásem nadále pod kartáči unášeny (obr. 10).

Tato kombinace, tvořená gumovým prstovým pásem a perlonovými kartáči, odpovídá nejnovějšímu stavu mechanických zařízení pro rozdružování brambor a kamenů.

K dosažení potřebných výsledků bylo zapotřebí dlouhodobé experimentální práce. Správná funkce závisí hlavně na kvalitě použité gummy a na roz-



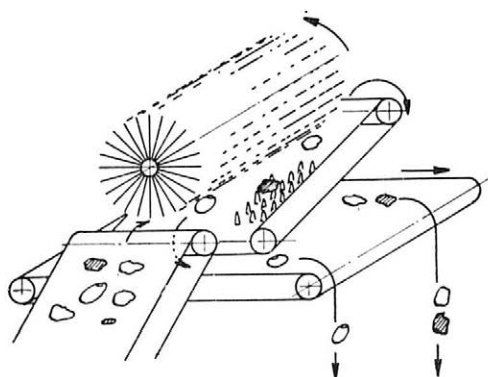
9. Rozdružování pomocí vmetacích rotačních kartáčů a prosévacího řetězu

10. Rozdružování pomocí vmetacích rotačních kartáčů a pásu opatřeného výstupky

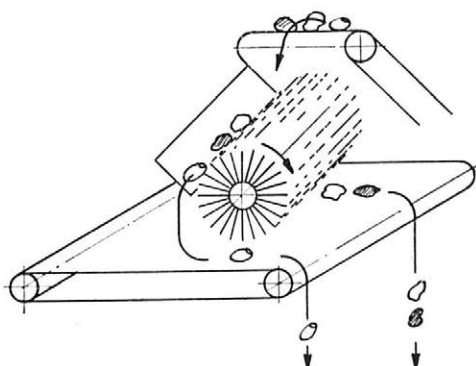
měrech prstů pásu. Dalším neméně významným ukazatelem je tvrdost použitých štětín a počet otáček kartáčových válců.

Popsané zařízení má značné přednosti; v podmínkách vysokého podílu kamene ve směsi pro rozdrůžování brambor a hrud však není účinné, neboť na základě přibližně stejné specifické váhy se hroudy chovají obdobně jako brambory, neklesají tak hluboko mezi prsty jako kameny a kartáče je vymetají spolu s bramborami.

Na stejném principu bylo v poslední době vyvinuto zařízení, které pracuje obdobně. Zde přichází směs na stoupající gumový prstový pás (obr. 11), přičemž se kameny ponořují mezi gumové prsty a brambory se odvalují proti pohybu pásu. Kartáčový válec napomáhá jejich vykulování. Podle laboratorních výsledků dochází i u tohoto principu téměř ke 100 % rozdrůžování směsi kamenů a brambor. Je možno počítat s tím, že i toto zařízení má předpoklady pro využití na kamenitých půdách.



11. Rozdrůžování pomocí vymetacích rotačních kartáčů a šikmo skloněného pásu s výstupky



12. Rozdrůžování pomocí rotačních kartáčů s pevným vodicím plechem

Dalším řešením, objeveným v posledních letech, pro rozdrůžování brambor a kamenů je nakloněný rotační kartáč s pevným vodicím plechem (obr. 12). Při práci tohoto zařízení jsou lehká tělesa dopravována kartáčem rovnoběžně s jeho osou, zatímco těžší tělesa prohýbají štětiny kartáče natolik, že vytvořenou mezerou mezi vodicím plechem a kartáčem propadávají. Vhodné rozdrůžení kamenů a brambor je podmíněno, obdobně jako např. u speciálního tvaru prstů na „Peisfingerband“ (gumový pás s prsty a s rotačními kartáči), přesnou tvrdostí štětín kartáče.

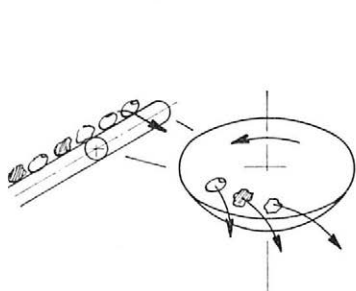
Několikaletými laboratorními výzkumy byla zjištěna přesná tvrdost kartáčů, jejich otáčky a sklon, poloha vodicího plechu vzhledem ke kartáči, takže použitím těchto poznatků bylo s tímto zařízením dosaženo velmi dobrého rozdrůžovacího účinku. Uvedené rozdrůžovací zařízení se ve variantách, lišících se různým počtem kartáčů, vyskytuje na různých sklizech.

Tento princip široce ověřený v zemědělské praxi mnoha zemí zasluhuje pro svůj dobrý rozdrůžovací účinek a pro svou jednoduchou konstrukci zvýšenou pozornost.

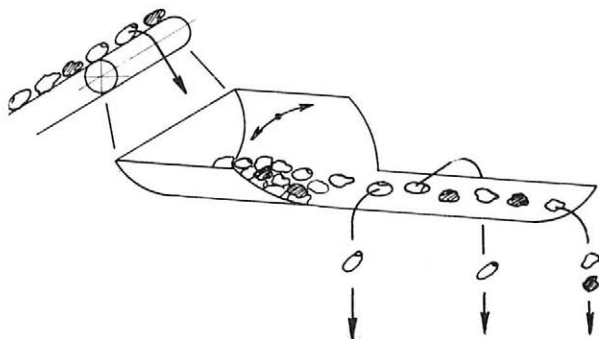
U dalšího zařízení bylo pro rozdružení použito horizontálního vydutého ocelového kotouče s napnutou textilií (obr. 13).

Na kotouč byla při uvedení do rotace přiváděna směs. Na základě rozdílné intenzity nárazů různých těles a po styku s elastickou napnutou textilií kotouče mělo dojít k rozduřovacímu účinku a působením odstředivé síly od rotace kotouče k následnému konečnému rozduření. Pokusy byly omezeny pouze na laboratorní zkoušky, neboť se ukázalo, že rozduřování pomocí tohoto zařízení je nedostatečné. Praktické provedení tohoto zařízení není známo.

Obsáhlé průzkumy mnohých ústavů byly zaměřeny také na rozduřování směsi pomocí proudu vzduchu. Zařízení bylo řešeno v mnohých variantách. Bylo zkoušeno např. rozduřovat brambory a kameny v horizontálním proudu vzduchu, přičemž tělesa byla do proudu vzduchu přiváděna na třídícím stole. Působením síly vyvolané proudem vzduchu měly být lépe se valící brambory sfoukávány do sběrných, se stolem rovnoběžně jdoucích drážek, a kameny stolem odpraveny. Pomocí několika pásů s různými obvodovými rychlostmi měla být vyloučena možnost chybného rozduření brambor, ukrytých v zákrytu mimo působení vzdušného proudu za kamenem. K rozduřování bylo využito rozdílných valivých schopností a rozdílné hmoty těles. Další pokusy byly prováděny tak, že směs padala příčně do proudu vzduchu, přičemž bylo předpokládáno, že dolet brambor bude větší, než dolet kamenů a hrud.



13. Rozduřování využívající rozdílné kinetické energie složek rozduřované směsi



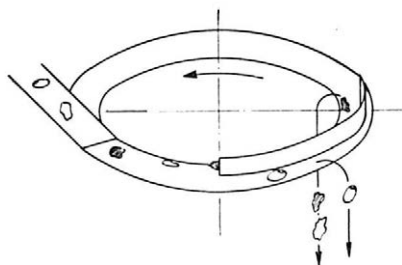
14. Rozduřování pomocí kývavých žlabů

Rovněž byly prováděny rozsáhlé pokusy s vertikálním proudem vzduchu. Při těchto pokusech bylo předpokládáno, že vlivem vzdušného proudu dojde k nadzvednutí a odloučení těles s menší specifickou vahou.

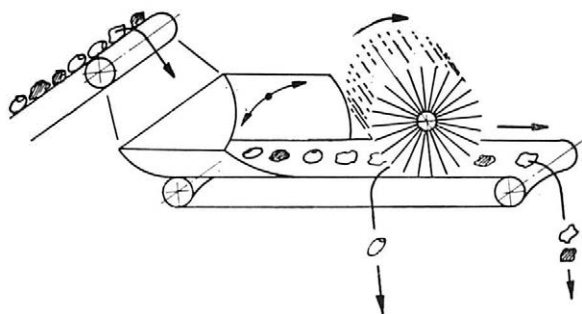
K tomuto způsobu rozduřování proudem vzduchu lze říci, že je nerentabilní vzhledem k malé účinnosti a značným energetickým nárokům. Proud vzduchu proto nebylo možno využít k rozduřování kusovitých příměsí, nýbrž pouze k odlučování rostlinných zbytků ze směsi.

Ve smyslu uvedených tendencí byl zaměřen výzkum rozličných rozduřovacích principů i ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Chodově u Prahy.

Dobrých výsledků bylo v laboratorních poměrech dosaženo u tzv. kývavých žlabů (obr. 14) a tzv. kuželového odlučovače (obr. 15); jde o zařízení využívající pro rozduřování rozdílu v tvaru a drsnosti povrchu rozduřovaných složek směsi. V podmínkách praxe nebylo však dosaženo tak vhodných výsledků (zvláště u kuželového odlučovače), jako v laboratorním měřítku.



15. Rozdružování typu kuželového odlučovače



16. Rozdružování pomocí kývavých dopravníků a příčně uložených rotačních kartáčů

Úspěšných praktických výsledků bylo dosaženo pozdější úpravou zařízení, založeného na principu kývavých žlabů. Zařízení se skládá z kývavého dopravníku a příčně uložených rotačních kartáčů (obr. 16). Složky směsi pohybující se na kývavých dopravnících jsou třaslavým pohybem seřazovány, těžší částice (kameny a hroudy) sedimentují, částice lehčí (brambory) jsou nadlehčovány a při styku se štetinami odmetány z dopravané směsi.

Rozdružovací účinnost jednotlivých uvedených zařízení můžeme zjistit porovnáním jejich nároků na obsluhu při požadované kvalitě práce a daných podmínkách. Rozlišení z tohoto hlediska bylo provedeno ve VÚZS v Chodově u Prahy, a to při posuzování rozdružovacích zařízení typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem a typu kývavý dopravník s rotačními kartáči, a je uvedeno v následující stati.

POROVNÁNÍ ROZDŘUŽOVACÍCH ZAŘÍZENÍ TYPU ROTAČNÍ KARTÁČ S PEVNÝM VODICÍM PLECHEM A TYPU KÝVAVÝ DOPRAVNÍK S ROTAČNÍMI KARTÁČI

Porovnání je provedeno za předpokladů, které jsou uvedeny jednak v úvodní partii stati, jednak vždy v příslušné části textu, ve které se s určitou hodnotou manipuluje.

Všechny hodnoty předpokladů jsou buď přímo převzaty z výsledků laboratorních a polně laboratorních měření, nebo z důvodů srovnatelnosti získány přepočtem naměřených výsledků.

Předpokládané hodnoty a pracovní poměry:

výnos brambor	200 q/ha
výnos brambor z 1 m hrůbku	1,25 kg
příměsí v 1 m hrůbku	98,75 kg
pojezdová rychlost stroje	1 m/s
hltnost na radlicích sklízecí	200 kg/s

Uvažuje se, že volná hlína a rostlinné zbytky jsou odstraněny beze zbytku. Pro rozdružovací zařízení je uvažována průchodnost hmoty 5 kg/s s předpokladem, že polovinu této hmoty tvoří příměsí. Složení směsi je tedy toto:

brambory	2,5 kg	100 %
příměsí	2,5 kg	100 %

Znamená to tedy, že na 100 kg brambor je uvažováno 100 kg příměsí. Pro určení kvality rozdružování jsou uvažovány dvě krajní hodnoty složek směsí:

a) 10 % hrud	}	100 % příměsí
90 % kamenů		
b) 90 % hrud	}	100 % příměsí
10 % kamenů		

Podle ATP je povoleno, aby směs do rozdružovadla obsahovala maximálně 50 % příměsí. Pro tento případ bylo zvoleno následující složení směsi:

c) 40 % hrud
10 % kamenů

Účinnost obou rozdružovacích zařízení je dále sledována pro složení příměsí uvedených pod body a), b), c).

ROZVAHA O ROZDŘUŽOVACÍ SCHOPNOSTI ZAŘÍZENÍ TYPU ROTAČNÍ KARTÁČ S PEVNÝM VODICÍM PLECHEM

Průchodnost je nastavena tak, aby prošla hmota 5 kg/s; je zapotřebí použít dvou sad po čtyřech kartáčích a seřadit ústrojí na tuto průchodnost:

1. Při směsi a):

brambory	2,5 kg/s
hroudy	0,25 kg/s
kameny	2,25 kg/s

Při shora uvažované průchodnosti povolujeme, že do příměsí může mezi kartáči propadnout 10 %, tj. 0,25 kg/s brambor. Na vybrání tohoto množství postačí jedna osoba (podle zkoušek u vyoravače typu Massey Ferguson, u kterého jsou brambory ze směsi vybírány ručně, musí 1 osoba vybrat 12 kg brambor za 1 minutu, tj. 0,20 kg/s). Za předpokladu, že hroudy i brambory si velikostně i váhově odpovídají, propadne na dopravník příměsí minimálně též 0,20 kg/s hrud.

Budeme-li uvažovat, že účinnost kartáčů na hroudy je $\eta = 0,50$, může se kartáči celkově odloučit

$$0,20 \text{ kg/s} + 0,175 \text{ kg/s} = 0,375 \text{ kg/s hrud}$$

Účinnost rozdružování kamenů je podle výsledků zkoušek asi $\eta = 0,95$, tzn., že z příměsí se odloučí 2,14 kg/s kamenů. Z tohoto rozdružovacího zařízení dostaneme tedy směs ve složení:

brambory	2,5 kg/s	}	100 %
hroudy	0,0 kg/s		4,4 %
kameny	0,11 kg/s		

Znamená to, že ve směsi bude po rozdružení 4,4 % příměsí.

2. Při směsi b):

brambory	2,5 kg/s
hroudy	2,25 kg/s
kameny	0,25 kg/s

Průchodnost kartáčů je nastavena opět na 5 kg/s. Opět povolujeme 10% propad brambor mezi kartáči, tj. 0,25 kg/s. Na vybrání tohoto množství postačí opět jedna osoba. Budeme předpokládat, že propadne navíc i 0,20 kg/s hrud. Při účinnosti kartáčů na hroudy $\eta = 0,50$, může se kartáči celkově odloučit

$$0,20 \text{ kg/s} + 1,05 \text{ kg/s} = 1,25 \text{ kg/s hrud}$$

Při účinnosti rozduřování kamenů $\eta = 0,95$ propadne i 0,24 kg/s kamenů. Směs vycházející z rozduřovačla po přebrání pouze jednou osobou má tedy toto složení:

brambory	2,5 kg/s	100 %
hroudy	0,8 kg/s	} 32,4 %
kameny	0,01 kg/s	

Zmenšení procenta příměsí lze dosáhnout dalšími osobami, což je přehledově znázorněno v tabulce I. (Předpokládáme, že 1 osoba vybere z brambor 0,2 kg/s příměsí.)

I.

Pracovní síly	Brambory		Příměsí	
	kg	%	kg	%
Základní směs do rozduřovačla	2,5	100	2,5	100
1 osoba vybírá brambory z příměsí	2,5	100	0,81	32,4
1 osoba vybírá brambory z příměsí 1 osoba vybírá příměsí z brambor	2,5	100	0,61	24,4
1 osoba vybírá brambory z příměsí 2 osoby vybírají příměsí z brambor	2,5	100	0,41	16,4
1 osoba vybírá brambory z příměsí 3 osoby vybírají příměsí z brambor	2,5	100	0,21	8,4
1 osoba vybírá brambory z příměsí 4 osoby vybírají příměsí z brambor	2,5	100	0,01	0,04

Z tabulky I je zřejmé, že chceme-li ze směsi, která obsahuje

2,5 kg/s brambor

2,25 kg/s hrud

0,25 kg/s kamenů

dostat pomocí rozduřovačla směs, která by obsahovala pouze 0,04 % příměsí, je nutno použít obsluhy minimálně s pěti osobami.

3. Při směsi c):

brambory	2,5 kg/s	100 %
hroudy	1 kg/s	40 %
kameny	0,25 kg/s	10 %

Toto složení směsi představuje průchodnost 3,75 kg/s na kartáčích. Po-
volíme-li opět 10% propad brambor mezi kartáči, což představuje 0,25 kg/s
brambor, postačí opět na vybrání jedna osoba. Budeme předpokládat, že propadne
navíc i 0,20 kg/s hrud. Při účinnosti kartáčů na hroudy $\eta = 0,50$ může se
kartáči celkově odloučit

$$0,20 \text{ kg/s} + 0,50 \text{ kg/s} = 0,70 \text{ kg/s hrud}$$

Při účinnosti kartáčů na kameny $\eta = 0,95$ propadne i 0,248 kg/s kamenů.
Směs vycházející z rozdružovadla po vybrání brambor jednou osobou bude mít
toto složení:

brambory	2,5 kg/s	100 %
hroudy	0,30 kg/s	} 12 %
kameny	0,02 kg/s	

Zmenšení procenta příměsí lze dosáhnout opět dalšími osobami, což je pře-
hledně znázorněno v tabulce II.

II.

Pracovní síly	Brambory		Příměsí	
	kg	%	kg	%
Základní směs do rozdružovadla	2,5	100	1,25	50
1 osoba vybírá brambory z příměsí	2,5	100	0,30	12
1 osoba vybírá brambory z příměsí 1 osoba vybírá příměsí z brambor	2,5	100	0,10	4
1 osoba vybírá brambory z příměsí 2 osoby vybírají příměsí z brambor	2,5	100	0	0

Z tabulky II je zřejmé, že chceme-li ze směsi, která obsahuje

2,5 kg/s brambor

1 kg/s hrud

0,25 kg/s kamenů

dostat pomocí rozdružovadla směs, která obsahuje 4 % příměsí, je nutno použít
minimálně dvou obsluhujících osob. Aby bylo dosaženo úplné čistoty brambor,
je nutno nasadit na stroj tři přebírače.

ROZVAHA O ROZDŘUŽOVACÍ SCHOPNOSTI ZAŘÍZENÍ TYPU KÝVAVÝ DOPRAVNÍK S ROTAČNÍMI KARTÁČI

Pro hltnost směsi 5 kg/s je třeba čtyř kývavých dopravníků s rotačními
kartáči.

1. Směs a):

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 100 %
hroudy	0,25 kg/s	10 %	
kameny	2,25 kg/s	90 %	

Rozbor účinnosti rozdružování pro složení směsi podle a) je proveden přepočtem ze skutečně naměřených hodnot této směsi:

brambory	1,32 kg/s	100 %	} 61 %
hroudy	0,07 kg/s	5,3 %	
kameny	0,73 %/s	55,7 %	

Předpokládáme, že zvýšením procenta příměsí z 61 % na 100 % klesne účinnost odstraňování hrud na $\eta = 0,6$ a kamenů na $\eta = 0,95$, což znamená, že směs vycházející z rozdružovadla bude mít toto složení:

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 9,2 %
hroudy	0,015 kg/s		
kameny	0,214 kg/s		

Zde je nutno uvažovat jednu osobu na vybírání brambor z příměsí. Kdybychom chtěli dosáhnout zvýšení čistoty, je nutná další osoba na přebírání, jak uvádí tabulka III.

III.

Pracovní síly	Brambory		Příměsí	
	kg	%	kg	%
Základní směs do rozdružovadla	2,5	100	2,5	100
1 osoba vybírá brambory z příměsí	2,5	100	0,229	9,2
1 osoba vybírá brambory z příměsí 1 osoba vybírá příměsí z brambor	2,5	100	0,029	1,2

K dosažení maximální čistoty je nutno použít tři přebírače.

2. Směs b):

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 100 %
hroudy	2,25 kg/s		
kameny	0,25 kg/s		

Pro tuto směs byl úvahově proveden rozbor z následující směsi:

brambory	1,32 kg/s	100 %	} 61 %
hroudy	0,07 kg/s		
kameny	0,73 kg/s		

Předpokládáme, že zvýšením procenta příměsí z 61 % na 100 % klesne účinnost odstraňování hrud na $\eta = 0,43$ a kamenů na $\eta = 0,95$. Znamená to tedy, že z rozdružovadla dostáváme směs ve složení:

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 52 %
hroudy	1,28 kg/s		
kameny	0,01 kg/s		

Opět je nutno uvažovat jednu osobu na vybírání brambor z příměsí. Kdybychom chtěli dosáhnout snížení procenta příměsí, je nutno přiřadit ještě další přebírače, jak ukazuje tabulka IV.

IV.

Pracovní síly	Brambory		Příměsi	
	kg	%	kg	%
Základní směs do rozdružovadla	2,5	100	2,5	100
Rozdružovadlo + přebírač	2,5	100	1,29	52
Rozdružovadlo + 2 přebírači	2,5	100	1,09	44
Rozdružovadlo + 3 přebírači	2,5	100	0,89	36
Rozdružovadlo + 4 přebírači	2,5	100	0,69	27
Rozdružovadlo + 5 přebíračů	2,5	100	0,49	19,6
Rozdružovadlo + 6 přebíračů	2,5	100	0,29	11,6
Rozdružovadlo + 7 přebíračů	2,5	100	0,09	3,6
Rozdružovadlo + 8 přebíračů	2,5	100	0	0

Pro dosažení úplné čistoty je třeba osmi osob k přebírání.

3. Směs c):

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 50 %
hroudy	1 kg/s	40 %	
kameny	0,25 kg/s	10 %	

Toto složení směsi představuje průchodnost 3,7 kg/s do rozdružovadla.

Budeme-li předpokládat, že účinnost rozdružovadla na hroudy je $\eta = 0,43$ a na kameny $\eta = 0,95$, dostaneme z rozdružovadla směs tohoto složení:

brambory	2,5 kg/s	100 %	} 22,8 %
hroudy	0,57 kg/s		
kameny	0,002 kg/s		

Opět je nutno uvažovat jednu osobu na vybírání brambor z příměsí. Další zvýšení čistoty směsi je podmíněno zvyšováním počtu přebíračů, jak uvádí tabulka V.

Pro úplnou čistotu je třeba čtyř osob k přebírání.

ZÁVĚR POROVNÁNÍ

Z výsledků rozvah možno vyvodit tyto závěry:

1. Pro vstupní směs do rozdružovadla, která obsahuje 10 % hrud a 90 % kamenů (na 100 % brambor), je k dosažení úplné čistoty u typu rotační kartáč

V.

Pracovní síly	Brambory		Příměsi	
	kg	%	kg	%
Základní směs do rozdružovadla	2,5	100	1,25	50
Rozdružovadlo + 1 přebírač	2,5	100	0,572	22,8
Rozdružovadlo + 2 přebírači	2,5	100	0,372	14,9
Rozdružovadlo + 3 přebírači	2,5	100	0,172	0,8
Rozdružovadlo + 4 přebírači	2,5	100	0	0

s pevným vodicím plechem zapotřebí dvou přebíračů, u typu kývavý dopravník s kartáči tří přebíračů.

2. Pro vstupní směs do rozduřovadla, která obsahuje 90 % hrud a 10 % kamenů (na 100 % brambor) je k dosažení úplné čistoty u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem zapotřebí pěti přebíračů, u typu kývavý dopravník s kartáči osmi přebíračů.

3. Pro vstupní směs do rozduřovadla, která obsahuje 40 % hrud a 10 % kamenů (na 100 % brambor), je k dosažení úplné čistoty u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem třeba tří přebíračů, u typu kývavý dopravník s kartáči čtyř přebíračů.

4. Pro vstupní směs uvedenou pod bodem 1a za předpokladu, že uvažujeme pouze 50 % čistotu, je u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem třeba jednoho přebírače, u typu kývavý dopravník s kartáči rovněž jednoho přebírače.

5. Pro vstupní směs uvedenou pod bodem 2a za předpokladu, že uvažujeme pouze 50 % čistotu, je u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem třeba jednoho přebírače, u typu kývavý dopravník s kartáči rovněž jednoho přebírače.

6. Pro vstupní směs uvedenou pod bodem 3a za předpokladu, že uvažujeme pouze 50 % čistotu, není třeba u rozduřovacích zařízení uvažovaných typů žádných přebíračů.

7. Budeme-li uvažovat rozduřování na sklizeči za použití tří přebíračů, pak pro vstupní směs podle bodu 1 bude u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem 0 % příměsí a u typu kývavý dopravník s kartáči rovněž 0 %.

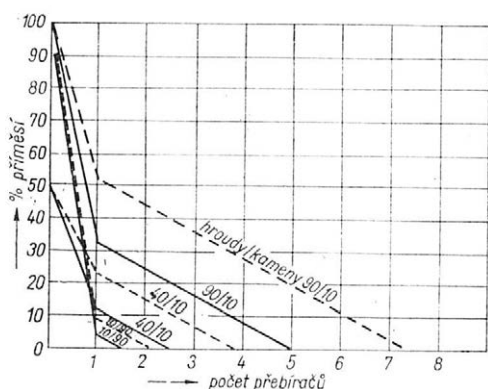
8. Budeme-li uvažovat rozduřování za použití tří přebíračů, pak pro vstupní směs podle bodu 2 bude u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem 16,4 % příměsí a u typu kývavý dopravník s kartáči 36 %.

9. Budeme-li uvažovat rozduřování na sklizeči za použití tří přebíračů, pak pro vstupní směs podle bodu 3 bude u typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem 0 % příměsí a u typu kývavý dopravník s kartáči 6,8 %.

10. Z uvedeného vyplývá, že i když jde o zcela odlišné principy mechanického rozduřování, není jejich rozduřovací účinnost výrazně odlišná.

Souhrn obsažený v bodech 1–10 je graficky znázorněn na obrázku 17. Např. při 100 % příměsí (vztahováno vždy na 100 % brambor) ve složení 90 % hrud a 10 % kamenů při rozduřování typem rotační kartáč s pevným vodicím plechem za použití tří přebíračů bude směs vycházející z rozduřovadla obsahovat 16,4 % příměsí.

Z grafu lze dále vyčíst, že k 100 % odstranění příměsí je třeba pěti přebíračů.



17. Grafické znázornění závislosti čistoty směsi na počtu přebíračů: — rozduřovadlo typu rotační kartáč s pevným vodicím plechem, — — — rozduřovadlo typu kývavý dopravník s rotačními kartáči

Literatura

1. Baganz K.: Industrioaná produkce brambor. Deutsche Agrartechnik, 1963.
- 2. Brázda Z.: Rozbor rozdružovací schopnosti zařízení typu rotační kartáč s pevným vodícím plechem a typu kývavé transportéry s kartáči. VÚZS 1964 - neuveřejněno. — 3. Brož V.: Velkovýrobní technologie sklizně brambor. Studijní zpráva - R 974. VÚZS 1964. — 4. Červinka V.: Mechanické rozdružování brambor a pevných příměsí. VÚZS 1959. — 5. Hägert H.: Trenneinrichtung für Einbau in Kartoffelsammelroder. Mezinárodní konference Weimar, NDR, 1963. — 6. Jarolím Z.: Zpráva o zkouškách funkčního modelu rozdružovadla brambor RB 80 a zásobníkového transportéru. VÚZS 1962. — 7. Mařík J.: Nové sklizeče brambor R 431. Rozdružovadlo pro brambory R 432. Patentní rešerše VÚZS 1964. — 8. Pabousek J.: Zpráva o zkouškách kuželového odlučovače K 3. VÚZS 1958. — 9. Pabousek J.: Protokol č. 28/63 o zkouškách funkčního modelu RB 80, DPP 150, DŽS 150, DOŽ 6. VÚZS 1964. — 10. Radecki M.: Ispytanija ščetočnogo oddělitelja. PIMR Poznań, 1963. — 11. Rösel W.: Oddělovací zařízení k soustavám strojů pro pěstování brambor. Deutsche Agrartechnik, 1963. — 12. Schäfer E.: Prüfung oddělování brambor a kamenů pomocí otočných separačních kartáčů. Landtechnische Forschung, 1961. — 13. Simons D.: Der Entwicklungsstand von Sammelerntemaschinen für Kartoffeln. VDI 1960.

Обзор отдельных принципов сепарации смеси картофеля, комков и камней и их взаимное сравнение с точки зрения эффекта сортировки

Основным критерием оценки пригодности сепарирующих устройств является достигнутая сортировка.

С точки зрения приемлемого эффекта сортировки в качестве пригодных оказались следующие сортировочные устройства:

- сепаратор с водяной эмульсией,
- вращающийся цилиндр с прокалывающими остриями,
- вращающаяся очистительная щетка с по-разному приспособленным транспортером,
- вращающаяся щетка с жестким направляющим листом.

Преимущества сепараторов с водяной эмульсией — полная сепарация составляющих убираемой смеси. Однако, его применение в настоящее время, учитывая еще неразрешенное складирование сырого продукта, ограничено сортировкой картофеля, предназначенного для моментальной обработки.

Вращающийся цилиндр с прокалывающими остриями, несмотря на свое функциональное преимущество, остается неиспользуемым устройством, а именно, по до сих пор необъяснимым значениям его действия на биологию убираемого картофеля.

Между вращающейся щеткой с по-разному приспособленным транспортером и вращающейся щеткой с жестким направляющим листом в работе нет значительных различий. С точки зрения применения этих принципов у картофелеуборочных машин более выгоден первый принцип, так как он не так требователен к точной настройке наклона рабочих органов, что во втором принципе является весьма важным. Несмотря на это процесс отделения комков не так высок, что является общим недостатком обоих принципов, этот принцип во многих зарубежных машинах внедряется в практику.

Механические сортировочные устройства, отвечающие современному положению сельскохозяйственной техники, были полностью усовершенствованы до конечной стадии своих функциональных возможностей. Дальнейшее повышение сортировочного эффекта можно ожидать у автоматических сортировочных устройств, основанных на новейших познаниях науки и техники, которые в настоящее время находятся в стадии лабораторных испытаний.

A Survey of the Different Methods of Separating the Mixture of Potatoes, Clods and Stones and their Comparison with Respect to the Separating Efficiency

The principal characteristic in determining the suitability of a separator is the separating efficiency achieved.

The following separators proved to be suitable with respect to the admissible separating efficiency:

- separators with a water emulsion,
- a rotary spiked drum,
- a rotary brush with differently adapted conveyors,
- a rotary brush with a rigid sheet-guide.

The advantage of a separator with a water emulsion is a complete separation of the components in the mixture of the produce harvested. Its use has been, however, limited up to the present to the separation of potatoes designed for immediate processing after the separation, due to the problem of the wet produce storing.

The rotary spiked drum has remained, despite of its functional advantage, a non-utilized equipment, due to a non-solved problem of its effects on the biological process in the potatoes harvested.

There are no significant differences in the efficiency of a rotary brush with differently adapted conveyors and a rotary brush with a rigid sheet-guide. The former has proved to be more advantageous in use with a harvester, not necessitating a precise setting of the working parts, while this has been a very important condition with the latter method. The former method has been applied with many types of the harvesters abroad, though the separating efficiency for clods is not high, this disadvantage being common in both methods mentioned.

The mechanical separators, such as correspond to the present state of the power farming, have reached, in their design, the final phase of the functional possibilities. A substantially increased separating efficiency can be expected with automatic separators, being developed at present in laboratory testing, on hand of the latest achievements of the scientific and engineering research.

Übersicht der einzelnen Prinzipie der Trennung von Kartoffeln, Erdkluten und Steinen und die Gegenüberstellung dieser Prinzipie mit Hinsicht auf die Trennungsleistung

Die grundlegende Kennziffer für die Beurteilung der Eignung einzelner Trenneinrichtungen ist die erreichte Trennleistung.

Mit Rücksicht auf den befriedigenden Trenneffekt haben sich folgende Trenneinrichtungen als geeignet erwiesen:

- Trennanlage mit Wasseremulsion,
- Rotationszylinder mit Nadeln,
- Rotationsbürste mit verschiedenartig gestalteten Fördereinrichtungen,
- Rotationsbürste mit festem Leitblech.

Der Vorteil der Trennanlage mit Wasseremulsion liegt in der vollständigen Trennung der einzelnen Komponenten des geernteten Gemisches von Kartoffeln, Erdkluten und Steinen. Der Einsatz dieses Systems ist jedoch zur Zeit nur auf die Trennung von Kartoffeln, die für unverzügliche Bearbeitung bestimmt sind, begrenzt, mit Rücksicht auf die ungelöste Frage der Lagerung des naßen Produktes.

Der Rotationszylinder mit Aufspießnadeln bleibt trotz seinen funktionellen Vorteilen unausgenutzt, da die Frage des Einflusses auf die Biologie der geernteten Kartoffeln bisher nicht geklärt bleibt.

Zwischen dem Leitgütegrad der Rotationsbürste mit verschiedenartig gestalteten Förderern und der Rotationsbürste mit festem Leitblech bestehen keine ausgeprägten Unterschiede. Vom Standpunkt der Anwendung dieser zwei Prinzipie an der Erntemaschine ist der erste vorteilhafter, da er nicht die genaue Neigungseinstellung der Arbeitsorgane erfordert, was dagegen bei dem anderen System sehr wichtig ist. Obgleich hier die Trennleistung nicht hoch ist, was das gemeinsame Merkmal beider Systeme ist, wird von dem ersten Prinzip an vielen ausländischen Maschinen in der Praxis Gebrauch gemacht.

Die dem derzeitigen Stand der Landtechnik entsprechenden mechanischen Trenneinrichtungen wurden in der Ebene der Entwicklungsarbeiten bis in das Endstadium ihrer funktionellen Möglichkeiten geführt. Weitere wesentliche Steigerung der Trennleistung ist von den automatischen, auf den neuesten wissenschaftlichen und technischen Erkenntnissen beruhenden Trenneinrichtungen zu erwarten, die sich gegenwärtig im Stadium der Laboruntersuchungen befinden.

Pavel Hönich, inž. Karel Trubač

Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Chodov u Prahy

■ Zavedením regulační hydrauliky Zetormatic na traktorech unifikované řady bylo dosaženo dalšího zdokonalení hydraulického zařízení u traktorů unifikované řady. U regulační hydrauliky Zetormatic jsou zachovány všechny dosavadní funkce hydraulického zařízení, a to ve zdokonaleném provedení; navíc jsou pak umožněny další funkce nových typů regulací, a to především takové, které umožňují používat plně neseného nářadí v pracovní poloze, tj. nářadí bez hloubkového kola. Jak bylo již podrobně rozebráno v předchozím článku, je regulační hydraulika výhodná pro lehké traktory z toho důvodu, že zcela využívá váhy nářadí a zahlubovací složky odporu půdy ke zvýšení adhezí váhy traktoru. Není tedy nutné používat přídavných závaží do hnacích kol, snižuje se prokluz, spotřeba paliva i vlastní váha nářadí. Rovněž zavedení možností současné funkce vnitřního a vnějšího okruhu rozšiřuje rozsah použitelnosti hydraulického zařízení.

Regulační hydraulikou jsou splněny tyto funkce:

1. Hydraulika pevná — polohová regulace.
2. Hydraulika volná — plovoucí poloha.
3. Hydraulika měkká — protikluz s možností regulace velikosti nadlehčovací síly páčkou rychlosti reakce.
4. Silová regulace — regulace na konstantní odpor.
5. Smíšená regulace — kombinace regulace silové a polohové.
6. Regulace rychlosti reakce, tj. ovládání rychlosti zvedání tříbodového závěsu u všech typů regulace.
7. Použití vnějšího okruhu, přičemž snadná napojitelnost je umožněna dvěma vývody s rychlospojkami RPT 13. Oba okruhy, tj. vnitřní i vnější, mohou pracovat současně nezávisle na tlaku v obou větvích a množství do jednotlivých větví lze volit pákou rychlosti reakce.

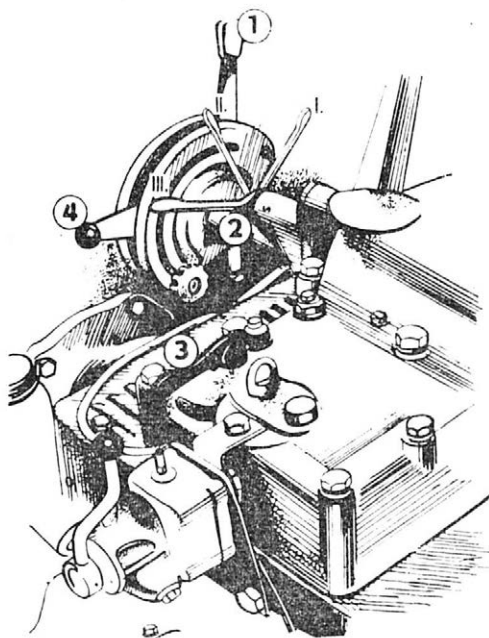
TECHNICKÝ POPIS

Hydraulické zařízení se skládá ze tří montážních skupin, a to:

- a) z dolního víka s čerpadlem hydrauliky,
- b) z horního víka, které obsahuje zvedací mechanismus, rozváděč a ovládání,
- c) z tříbodového závěsu.

Dolní víko se montuje na přírubu rozvodovky, nese zubové hydraulické čerpadlo, konzolu se dvěma hnacími koly, která umožňují pohánět čerpadlo buď konstantními otáčkami 1200 ot./min při 2000 ot./min motoru nebo otáčkami závislými na zařazeném převodovém stupni, takže je dosaženo rozmezí otáček čerpadla od 300 do 2600 ot./min. Tyto otáčky lze zařadit i u stojícího traktoru. V dolním víku je rovněž zamontován přepouštěcí ventil, který omezuje maximální tlak v hydraulickém systému.

Horní víko se montuje na horní přírubu skříně rozvodovky a obsahuje hydraulický válec, píst s ojnicí, páku na hřídeli a zvedací ramena. Dále obsahuje rozváděč, magnetický filtr a ovládání pomocí dvou hlavních a dvou pomocných pák. (Obr. 1.)



1. Pohled na ovládací páky regulační hydrauliky

Hlavní páky jsou:

1. páka vnitřního okruhu — 1,
2. páka vnějšího okruhu — 4.

Pomocné páky jsou:

1. volicí páka systému — 2,
2. volicí páka rychlosti reakce a protikluzu — 3.

Páka vnitřního okruhu (1) reguluje při polohové regulaci v rozmezí 80° polohu neseného nářadí, v rozmezí dalších 60° polohu volnou a protikluz. Dále se pákou vnitřního okruhu při poloze silové a smíšené reguluje v rozmezí horních 20° zvedání nářadí a v rozmezí dolních 120° pracovní hloubka nářadí.

Páka vnějšího okruhu (4) ovládá dva vývody pro dvoučinný válec, nebo jeden vývod pro jednočinný válec. Ovládání je čtyřpolohové, tj.:

- a) zvedání,
- b) neutrál,
- c) plovoucí poloha,
- d) nucené spouštění.

Páka je pružinou automaticky vracena do polohy neutrál ze strany zvedání a do polohy plovoucí ze strany nucené spouštění.

Obě páky mají stavitelné dorazy.

Volící páka systému (2) je umístěna na boční pravé straně horního víka a má tři polohy pro nastavení systému ovládání:

I. polohová regulace — hlavní pákou vnitřního okruhu lze nastavit polohu pevnou, volnou a protikluz;

II. smíšené regulace — hlavní pákou vnitřního okruhu lze nastavit smíšenou regulaci a zvedání nářadí;

III. silová regulace — hlavní pákou vnitřního okruhu lze nastavit regulaci podle odporu půdy (silovou) a zvedání nářadí.

Volící páka rychlosti reakce a protikluzu (3) je umístěna na horní straně víka a má několik funkcí; jsou to:

- volba rychlosti reakce při silové a smíšené regulaci;
- volba velikosti nadlehčovací síly při protikluzu;
- volba minutového množství oleje do vnějšího okruhu, tj. rozdělení celkového množství dodávaného čerpadlem při současné funkci vnějšího a vnitřního okruhu;
- regulace rychlosti zvedání při polohové regulaci.

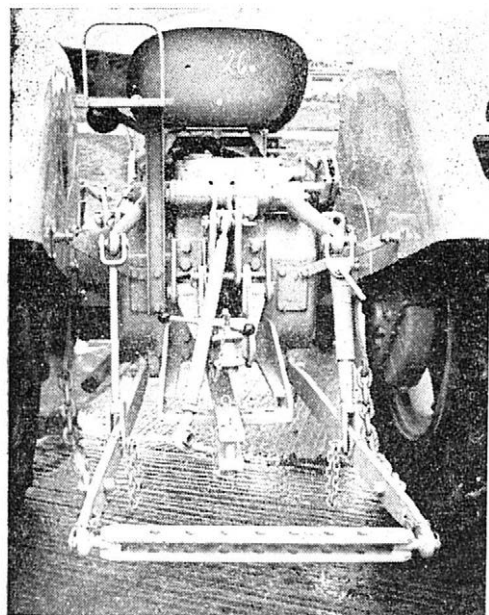
Hydraulický válec má pojišťovací ventil, který slouží jako pojistka proti tlakovým špičkám při dopravě nářadí. V horním víku je na plovoucích pouzdech uložena torzní trubka, v níž je zakotvena torzní tyč, která slouží jako impulsní pružina regulační hydrauliky.

Tříbodový závěs je běžného typu, horní vzpěrné táhlo je uchyceno v konzole, která má vazbu na torzní trubku pomocí ojnice a raménka, přičemž konzola obsahuje čtyři otvory k nastavení různé citlivosti regulace. Torzní tyč (impulsní pružina) je oboustranně pružící, takže při silové a smíšené regulaci pomocí kinematického systému reguluje pracovní hloubku nářadí v závislosti na nastavení hlavní ovládací páky vnitřního okruhu a odporu půdy.

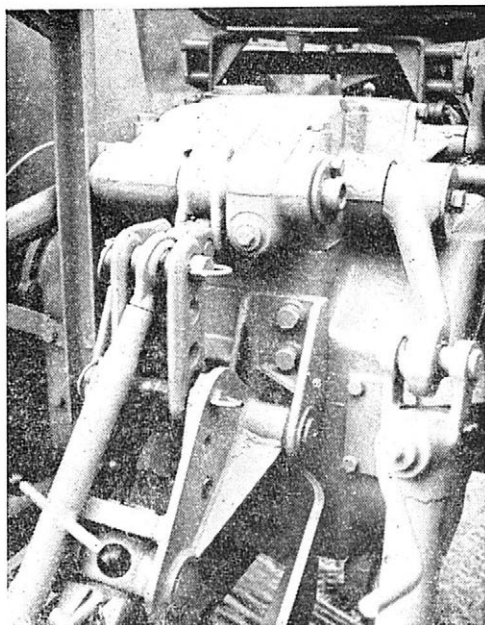
HLAVNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

	Z 3011	Z 4011
a) Maximální pracovní tlak (otvírá pojisný ventil)	150+10 at	150+10 at
b) Počet otáček čerpadla při 2000 ot./min motoru	1200 ot./min	1200 ot./min
c) Výkon čerpadla při 1200 ot./min a tlaku 120 at	20 l/min	20 l/min
d) Výkon čerpadla bez tlaku	22 l/min	22 l/min
e) Zvedací síla na konci táhel hydrauliky v celém rozsahu zdvihu	1000 kp	1400 kp
f) Nastavení přepouštěcího ventilu v rozváděči pro protiskluzové zařízení při průtoku 20 l/min a teplotě oleje 40°C	40+10 at	40+10 at
g) Nastavení pojišťovacího ventilu pod válcem	180+20 at	180+20 at
h) Průměr pracovního válce	80 mm	80 mm
i) Zdvih pracovního válce	110 mm	150 mm
j) Výpočtová hodnota práce při tlaku 150 at	825 kpm	1125 kpm
k) Pracovní kapalina	olej zimní OZT 7A olej letní OZT 10 A	olej zimní OZT 7A olej letní OZT 10 A
l) Pracovní teplota	od -15°C do +80°C	od -15°C do +80°C
m) Hmotnost hydraulického zařízení s tříbodovým závěsem	max. 150 kg	max. 170 kg

Regulační hydraulika zabudovaná na traktoru Zetor 4011 je znázorněna na obrázcích 2 a 3. Tyto obrázky znázorňují kompletní pohled na závěsná zařízení na traktoru, tj. pevnou a výkyvnou lištu, sklopný závěs pro přívěsy a lištu výškově stavitelnou v dolních táhlech tříbodového závěsu. Je rovněž vidět uchycení horního vzpěrného ramene tříbodového závěsu v konzole se čtyřmi připojo-



2. Regulační hydraulika na traktoru Z 4011



3. Detailní pohled na uchycení horního vzpěrného táhla v konzole a na vačku s regulační pružinou

vacími body (podrobně znázorňuje obr. 3) a další návaznost na torzní tyč, tj. impulsní pružinu. Po pravé straně sedačky jsou rovněž vidět dvě hlavní ovládací páky, umístěné mezi dvěma štíty, a volicí páka systému s označením: *P* — polohová regulace, *M* — smíšená regulace, *S* — silová regulace.

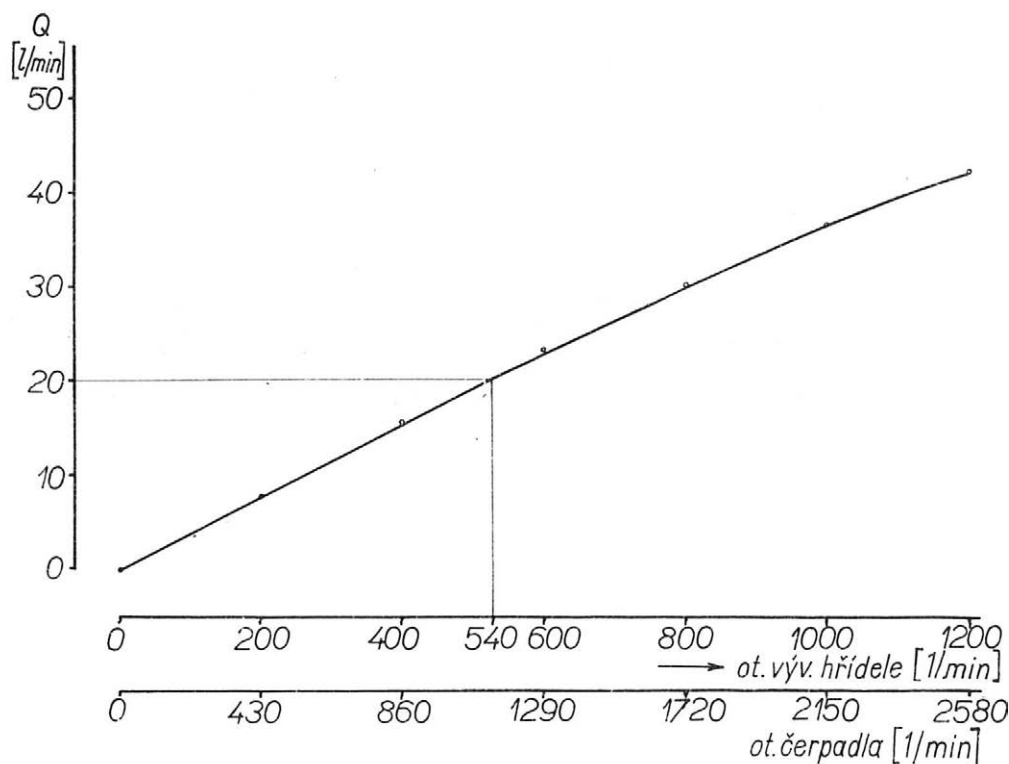
Na obrázcích 4 a 5 je v pohledu z vnitřní a vnější strany znázorněn rozváděč a ovládání tak, jak jsou zamontovány v horním víku hydrauliky. Mezi štíty s popisem funkcí jsou umístěny: páka vnějšího okruhu s kulatou rukojetí a páka vnitřního okruhu s hranatou rukojetí. Volicí páka systému je znázorněna ve spojitosti s přepínacím mechanismem a kinematickou vazbou regulačního systému s rozváděčem. Vzhledem k tomu, že podrobný popis kinematiky a rozváděče by si vyžádal samostatné dosti obsáhlé statě, bude další pojednání věnováno pouze funkční stránce hydrauliky, jak byla při laboratorních i terénních zkouškách zjištěna autorizovanou zkušebnou ZKL Brno.

Tříbodový závěs, zvedací mechanismus a uchycení vzhledem k hnací nápravě traktoru Zetor 4011 je schematicky znázorněno na obrázku 6.

VÝSLEDKY LABORATORNÍCH ZKOUŠEK

ČERPADLO

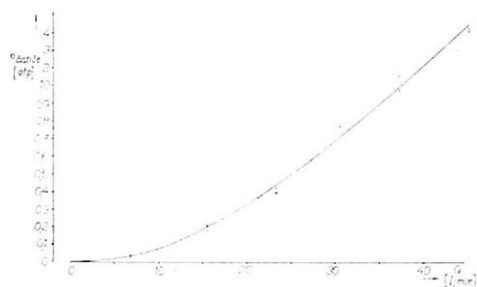
Jako zdroj tlakového oleje byla především změřena charakteristika zubového čerpadla s hydraulickou kompenzací čelních vůlí. Měřeno s olejem OZT 7A v rozsahu teplot 30 až 50° C při tlaku 120 at. Závislost dodávaného množství tlakového oleje *Q* na otáčkách čerpadla, popř. na otáčkách vývodového hřídele, je znázorněna na diagramu obrázku 7.



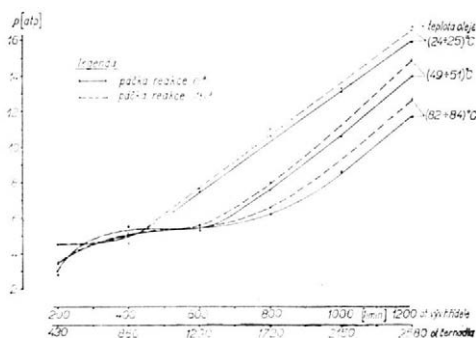
7. Charakteristika čerpadla

MAGNETICKÝ ČISTIČ

U regulační hydrauliky Zetormatic je použito regulačního okruhu s otevřeným středem. Reguluje se na výtláčné straně čerpadla. Čerpadlo neustále přečerpává olej z nádrže, která je společná s převodovou skříní, do rozváděče, a pokud nepracuje vnitřní ani vnější okruh, protéká olej magnetickým čističem zpět do nádrže. Je důležité, aby odpor celého hydraulického systému byl co nejmenší s ohledem na ztrátu energie a zahřívání oleje. Odpor magnetického čističe je znázorněn na diagramu obrázku 8 a celkový odpor hydraulického



8. Odpor magnetického čističe oleje



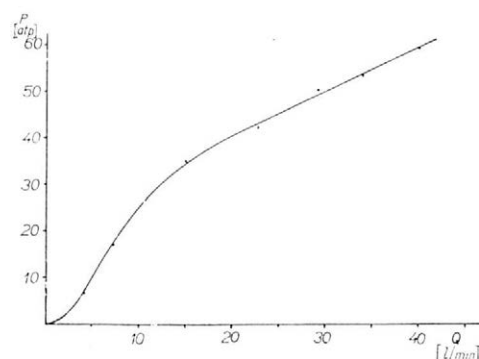
9. Neutrál

systému na diagramu obrázku 9. Při jmenovitých hodnotách otáček čerpadla dosahuje celkový odpor 5 až 7 at v závislosti na teplotě oleje a nastavení páky rychlosti reakce.

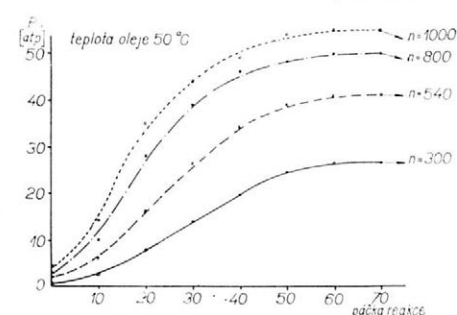
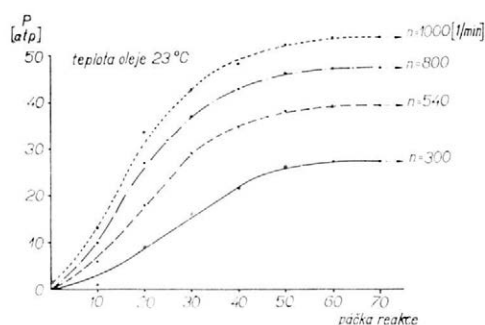
MĚKKÁ POLOHA — PROTIKLUZ

Protikluzový ventil je zamontován z boční strany rozváděče (obr. 4) a je opatřen pístovým ventilem s kalibrovaným otvorem, kterým se protlačuje olej, jehož množství je závislé na nastavení páky rychlosti reakce. Při velkém množství oleje, tj. nad 20 l/min, popř. při příliš hustém oleji, dojde při tlaku vyšším než 40^{+10} at k zvednutí ventilu ze sedla a tlakový olej je odpouštěn řadou bočních otvorů. Charakteristiku protikluzového ventilu při 40°C ukazuje diagram na obrázku 10.

Protikluzová charakteristika při dvou teplotách, 23° a 50° C, v závislosti na nastavení páky rychlosti reakce při otáčkách $n = 300, 540, 800$ a 1000 ot./min je znázorněna diagramem na obrázku 11.



10. Protikluzový ventil



11. Protikluz

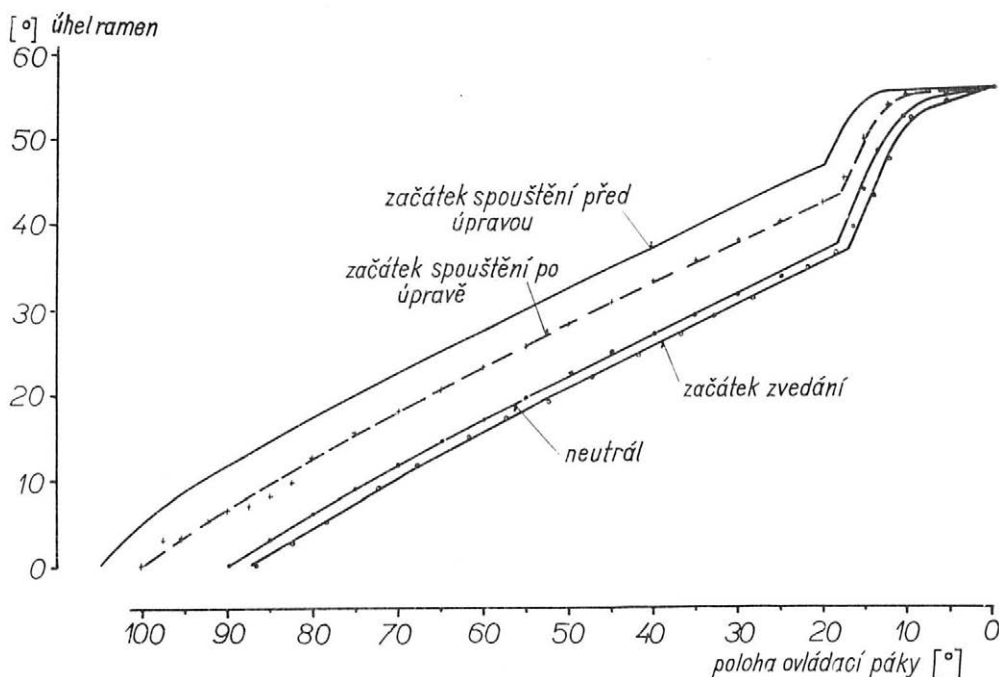
ZKOUŠKA KINEMATIKY

Tato zkouška regulační hydrauliky měla za úkol ověření správné funkce všech orgánů hydrauliky a vhodné nastavení hydraulických a kinematických poměrů regulace v souladu s požadovanými vlastnostmi.

POLOHOVÁ REGULACE

Zkoušeno za těchto podmínek: volicí páka systému v poloze „polohová regulace“, otáčky čerpadla 1200 ot./min, páka rychlosti reakce na poloviční hodnotě, teplota oleje 20 až 50°C. Byla změřena závislost polohy ovládací páky

vnitřního okruhu na poloze ramen hydrauliky, a to: neutrál, začátek spouštění a začátek zvedání. Poloha 0° je maximálně zvednuto. V rozmezí $20-0^\circ$ dochází k rychlému zvednutí a zastavení v nejvyšší poloze; v tomto rozmezí pracuje hydraulický systém na plnou rychlost reakce u všech typů regulace. V rozmezí $20-100^\circ$ je téměř lineární závislost mezi úhlem zvedacích ramen a polohou ovládací páky. Vzdálenost mezi křivkou „začátek zvedání“ a „začátek spouštění“ je dána překrytím ovládacích hran mezi šoupátkem a pouzdem. Za účelem dosažení větší citlivosti byla provedena úprava ovládacích hran, jak je patrné z diagramu na obrázku 12.

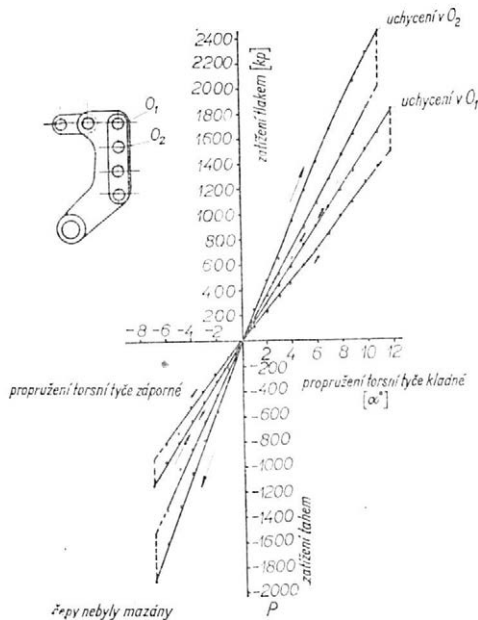


12. Polohová regulace

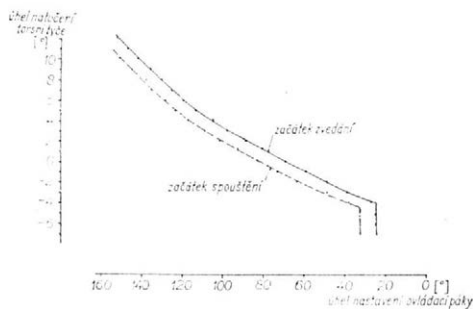
SILOVÁ REGULACE

a) Pro zjištění citlivosti impulsní pružiny byla změřena hystereze torzní tyče s mechanismem konzoly při uchycení horního vzpěrného ramene v nejhorším bodě O_1 a v druhém otvoru O_2 a je znázorněna na diagramu obrázku 13. Bylo měřeno propružení torzní tyče při zatěžování tlakem a měřen úhel zkroucení — horní křivka. Dále bylo měřeno uvolnění, při němž nastal pohyb ze stejného úhlu nakroucení — dolní křivka. Hystereze byla záměrně měřena bez mazání mechanismu konzoly, aby byly zjištěny nejhorší poměry v provozu.

b) Pro zjištění citlivosti silové regulace byla regulační pružina při uchycení v O_1 postupně zatěžována od -1200 kg až do hodnoty $+2000$ kg, čemuž odpovídají výchylky od -6° do $+12^\circ$, a páka vnitřního okruhu byla přesouvána ve směru zvedání tak daleko, až nastalo zvedání. Tato poloha byla zaznamenána a potom byla páka vnitřního okruhu přesouvána tak daleko zpět, až ramena

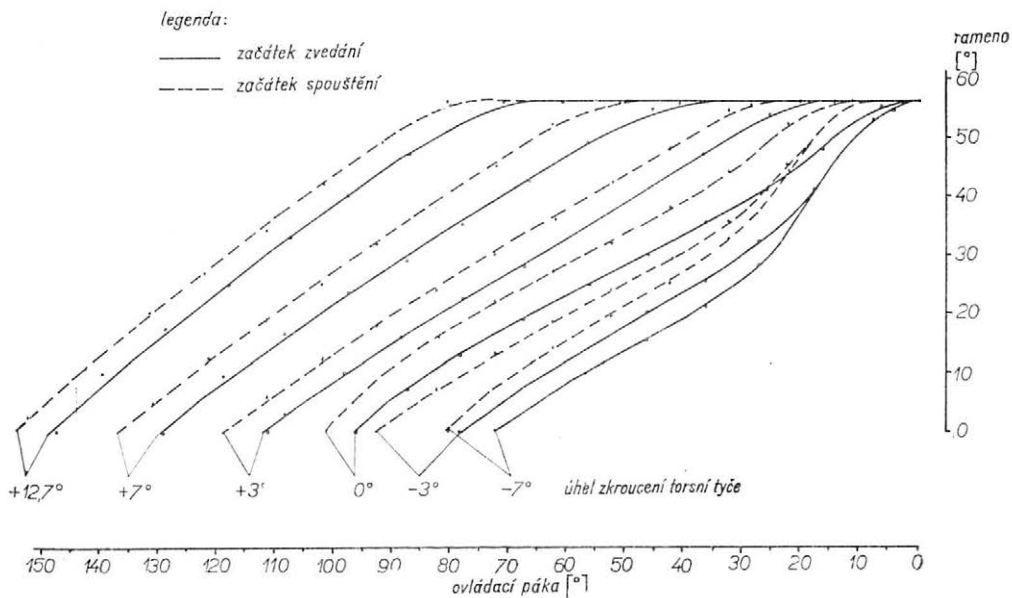


13. Charakteristika torzní tyče s mechanismem konzoly



14. Silová regulace

začala klesat. Tato poloha byla opět zaznamenána. Spodní táhla byla opět zatížena závažím 250 kp. Výsledek měření ukazuje diagram na obrázku 14 a dá se z něho, jakož i z diagramu na obrázku 13, odměřit, při jakém kolísání odporu reaguje silová regulace.



15. Smíšená regulace

I. Výsledky zkoušek v orbě

Úsek měření	Traktor – typ	Pluh – typ	Výška stojánku mm	Druh regulace	Rychlostní stupeň	Hloubka orby cm	Celkový záběr cm	Prokluz %	Síly v tříbodovém závěsu (kp)									
									1		2		3		4		5	
									Táhlo spodní pravé		Táhlo spodní levé		Vzpěra pravá		Vzpěra levá		Táhlo horní	
									střed- ní	max.	střed- ní	max.	střed- ní	max.	střed- ní	max.	střed- ní	max.
1	Z 4011	3 PN 35 M	600	volná s opěrným koleč- kem	I	23,8			775	935	985	1070	335	509	–315	–473	–465	–506
2						25,4			1170	1160	1100	1135	121	201	–79	–126	–530	–540
3						26,3			1094	1170	1030	1060	201	295	–142	–315	–508	–530
Průměrné hodnoty						25,1	108	39,5	1010	1090	1040	1090	216	335	–179	–304	–500	–526
1	Z 4011	3 PN 35 M	460	silová	I	20,0			805	1095	870	1045	555	830	252	562	–434	–580
2						26,1			785	1105	880	1020	468	697	252	504	–430	–506
3						25,5			835	1095	815	1020	563	805	220	504	–434	–485
Průměrné hodnoty						23,9	110	26,4	810	1015	856	1030	589	780	241	524	–432	–524
1	Z 4011	3 PN 35 M	460	smíšená	I	24,9			1190	1460	1020	1170	590	683	205	–315	–530	–610
2						25,8			1000	1140	890	1070	523	710	141	315	–378	–540
3						25,8			910	1125	910	1070	468	643	236	299	–455	–518
Průměrné hodnoty						25,4	110	29,6	1050	1240	940	1100	528	676	194	309	–454	–556

II. Traktor Zetor 4011 se silovou regulací v orbě

Zetor 4011	Tíha na přední nápravě	Tíha na zadní nápravě	Celková síla tíhy
Staticky	986 kp	1804 kp	2790 kp
V orbě s regul. hydraulikou	726 kp	2644 kp	3370 kp
Přírůstek nebo úbytek tíhy	− 260 kp	+ 840 kp	+ 580 kp

SMÍŠENÁ REGULACE

Smišená regulace je kombinací regulace silové a polohové. Regulační impuls předává vačka polohové regulace (závislost na poloze ramen) a vzpěrné rameno (úhel zkroucení torzní tyče). Nastavení se provádí ovládací pákou vnitřního okruhu. Měřeno tím způsobem, že pro konstantní úhel zkroucení torzní tyče byla měřena závislost mezi polohou ovládací páky a polohou zvedacích ramen, a to ve směru na zvedání a na spouštění. Tato měření byla provedena pro úhly zkroucení torzní tyče -7° , -3° , 0° , $+3^{\circ}$, $+7^{\circ}$, $+12,7^{\circ}$. Tímto způsobem byl vytvořen diagram obrázku 15, který znázorňuje rozsah působnosti smíšené regulace pro jednotlivá zkroucení torzní tyče na ovládací páce, a lze z něj za pomoci diagramu obrázku 13 odečítat pro konstantní nastavení ovládací páky úhlovou změnu zvedacích ramen při různých odporech pracovního nářadí.

III. Základní technické údaje

Traktor	Pluh	Celk. hmota	Tlak přední nápravy	Tlak zadní nápravy	Hmota pluhu	Pneu	
						zadní	přední
Z 2011		1900	660	1240		10–24	5,50–16
Z 3011		2130	750	1380		11–28	6,00–16
Z 3045		2238	780	1468		11–28	8,00–20
C 35 k		1760	628	1132		11–28	6,00–16
C 43 k	C 3	2670	710	1960	350	11–32	6,00–16
B 42 k	C 3	2994	700	2294	350	11–36	6,00–19
A 32 k	C 2	1880	596	1284	140	11–28	5,50–16
E 42 k	E 3	2800	550	2250	422	11–32	6,00–16
Z 4011	3 PN 35 M	3000	560	2440	410	13–28	6,00–18
D 43 k		2320	958	1350			
B 42 k		2644	980	1664			
A 32 k		1740	660	1080			
E 42 k		2100	950	1150			
Z 4011		1600	1030	1570			

IV. Výsledky porovnávacích zkoušek. Pořadí podle nejvyššího množství obrácené zeminy — v m³

Pořadové číslo	Typ traktoru	Vybavení traktoru	Pluh	Pneu zadní	Základní převodový stupeň	Celkový čas (minimálně)	Čistý čas (minimálně)	Hloubka orby (cm)	Obrácená půda (m ³)	Spotřeba paliva (g)	Výkony		Měrný výkon m ³ /kg paliva	Měrná spotřeba g/m ³	Spotřeba kg/hod.	Spotřeba kg/ha	Kvalita orby
											m ³ /hod.	ha/hod.					
1	Z 4011	Závaží před. kol a konsoly, voda v pneu	B 3	11—32	II	22,416	19,383	22,57	451	2740	1398	0,62	164,7	6,07	9,07	13,7	88
2	Z 4011	Závaží před. a zad. kol a konsoly	B 3	13—28	II	24,30	21,666	24,9	498	3015	1378	0,554	165,2	6,05	8,34	15,08	92
3	Z 4011	Závaží před. kol a konsoly, voda v pneu	3 PN 35 M	11—32	II	23,20	20,50	22,88	458	2895	1340	0,585	158,3	6,31	8,47	14,46	88
4	Z 4011	Závaží před. kol a konsoly, voda v pneu	B 3	11—32	II	26,333	23,083	24,82	497	3228	1290	0,52	154	6,5	8,39	16,13	90
5	B 42 K	Voda v zad. pneu	A 3	11—36	I	23,833	21,284	22,52	450	3040	1270	0,565	148,2	6,76	8,55	15,2	64
6	Z 4011	Závaží před. a zad. kol a konsoly	3 PN 35 M	13—28	II	22,25	20,55	21,22	425	2860	1240	0,585	148,6	6,73	8,35	14,3	78
7	E 42 K	Bez přidavné zátěže	B 3	11—32	III	26,50	22,95	22,8	455	1915	1190	0,522	156,1	6,41	7,62	14,6	66
8	Z 4045	Kabina, závaží zad. kol a před. nápravy	3 PN 35 M	13—28	II	26,233	22,466	22,15	442	2975	1179	0,533	148,8	6,72	7,94	14,87	74
9	E 42 K	Bez přidavného zatížení, rozchod 1500 mm	B 3	11—32	III	29,20	25,783	24,55	491	3075	1147	0,466	160,0	6,26	7,15	15,36	88

10	E 42 K	Závaží zad. kol, rozchod 1500 mm	3 PN 35 M	11—32	III	30,0	26,567	24,73	495	3260	1131	0,453	152,0	6,58	7,37	16,2	86
11	E 42 K	Bez přídatné zátěže	3 PN 35 M	11—32	III	26,333	23,016	21,14	422	3300	1099	0,519	128,0	7,82	8,57	16,5	70
12	Z 4011	Závaží před. kol, konsoly, voda v pneu	A 3	11—32	II	29,0	25,666	22,19	444	2470	1038	0,468	128,0	7,82	8,11	17,3	60
13	Z 4011	Závaží zad. kol a konsoly, kabina, hydraulika plovoucí s protiskluzem	3 PN 35 M	13—28	II	30,117	27,584	23,26	465	3720	1021	0,436	124,3	8,01	8,1	18,6	84
14	E 42 K	Závaží zad. kol	B 3	11—32	IV	32,90	28,266	23,0	460	3448	976	0,425	133,4	7,5	7,32	17,23	72
15	Z 3045	Závaží zad. kol, kabina	2 PN 30 M	11—28	II	37,167	32,036	25,86	517	3650	967	0,375	141,6	7,06	6,84	18,26	92
16	D 42 K	Závaží před. kol, voda v pneu	A 3	11—32	III	33,383	28,316	22,78	455	4000	965	0,424	113,8	8,79	8,48	20	58
17	B 42 K	Voda v pneu	A 3	11—36	I	28,05	25,533	20,48	410	3520	964	0,47	116,4	8,58	8,28	17,6	60
18	Z 3045	Závaží zad. kol, kabina	2 PN 30 M	11—28	II	42,0	36,65	27,59	551	4075	905	0,327	135,5	7,38	6,67	20,4	84
19	Z 3011	Závaží zad. kol a konsoly, kabina	2 PN 30 M	11—28	II	35,667	31,516	23,63	743	3145	900	0,381	150,4	6,65	5,99	15,72	80
20	A 32 K	Závaží před. a zad. kol	A 2	11—28	II	42,0	36,083	24,2	484	3325	703	0,333	145,5	6,88	5,53	16,62	92
21	C 35 K	Voda v pneu	A 2	11—28	I	62,0	54,0	24,2	484	4980	538	0,222	97,1	10,3	5,54	24,9	72
22	Z 2011	Závaží zad. kol, konsoly, kabina	PN 252	10—24	I	62,0	53,95	20,44	409	3440	455	0,223	118,8	8,42	3,83	17,2	82

Souhrnem lze na základě laboratorních zkoušek říci, že byly potvrzeny vlastnosti, které byly od systému regulační hydrauliky požadovány. Praktickou použitelnost bylo nutno ještě ověřit terénními zkouškami, především zkouškami v orbě.

ZKOUŠKY V ORBĚ

Byly prováděny zkoušky s traktorem Zetor 3011 a pluhem 2 PN 30-M a s traktorem Zetor 4011 a pluhem 3 PN 30 M, přičemž byly tenzometricky měřeny síly v táhlech třibodového závěsu při dvou zvolených výškách stojánku, a to 460 a 600 mm. Půda byla těžká, hlinitá. Měřeno bylo při silové, smíšené a volné regulaci hydrauliky, přičemž účelem měření bylo ověřit síly v táhlech třibodového závěsu, zjistit jejich rozdíl pro jednotlivé typy regulace a stanovit nejvhodnější výšky stojánku na nářadí. Výsledky u traktoru Zetor 4011 jsou shrnuty v tabulce I.

Z naměřených hodnot byla vypočtena podélná stabilita traktoru a zvýšení adhezni tíhy traktoru Zetor 4011 při použití regulační hydrauliky (silová regulace). (Tab. II.)

Adhezni tíha hnací nápravy vlivem hydrauliky se zvyšuje o 840 kp. Zvýšení adhezni tíhy se projevuje ve snížení prokluzu o 10 až 13 % (viz tab. I).

SROVNÁVACÍ ZKOUŠKY V ORBĚ TRAKTORŮ UNIFIKOVANÉ ŘADY SE ZAHRANIČNÍMI TRAKTORY

Účelem zkoušky bylo porovnání výsledků v orbě po stránce výkonu, spotřeby paliva, kvality orby a dalších parametrů s předními značkami zahraničních traktorů, které jsou v ČSSR k dispozici, a to při použití regulační hydrauliky. Dále bylo nutno srovnat tyto ukazatele u stejného traktoru při použití regulační hydrauliky (pluh bez opěrného kola) a hydrauliky plovoucí (pluh s opěrným kolem). Pozemek, na němž byla zkouška prováděna, byl rozměřen na stejné úseky, přičemž každý traktor zpracovával rozlohu 2000 m². Složení půdy bylo hlinitojilovité, měrný odpor 70 kg/dm². Sklon pozemku nepřesahoval 1 %.

Byly měřeny tyto hodnoty:

a) čas celkový, potřebný k orbě včetně souvratí, a čistý čas, kdy pluh byl v záběru;

b) hloubka brázdy byla měřena průběžně mimo první a poslední kolo;

c) kvalita orby byla hodnocena pracovníky VŠZ v Brně bodovacím způsobem, nejdokonalejší orba byla hodnocena 100 body;

d) spotřeba paliva byla měřena celková, tj. spotřeba na zpracování půdy a jízdy po úvratí. Měrná váha paliva 0,815 kg/l.

Pro srovnávací zkoušky bylo použito těchto traktorů:

Zetor UŘT:

regulační hydraulika Z 3011, Z 3045 (přední náhon), Z 4011,
Z 4045

plovoucí poloha (pluh s opěrným
kolečkem) Z 2011, Z 4011

Zahraniční typy traktorů:

regulační hydraulika: A 32 k, B 42 k, C 35 k, D 43 k, E 42 k.

V. Výsledky porovnávacích zkoušek z hlediska ekonomického

Pořadí	Pořadí podle výkonu	Traktor	Měrná spotřeba g/m ³	Měrný výkon m ³ /kg paliva
1.	2	Z 4011	6,05	165,2
2.	1	Z 4011	6,07	164,7
3.	9	E 42 k	6,26	160,0
4.	3	Z 4011	6,31	158,3
5.	7	E 42 k	6,41	156,1
6.	4	Z 4011	6,5	154,0
7.	10	E 42 k	6,58	152,0
8.	18	Z 3011	6,65	150,4
9.	8	Z 4045	6,72	148,8
10.	6	Z 4011	6,73	148,6
11.	5	B 42 k	6,76	148,2
12.	19	A 32 k	6,88	145,5
13.	14	Z 3045	7,06	141,6
14.	17	Z 3045	7,38	135,5
15.	13	E 42 k	7,5	133,4
16.	11	E 42 k	7,82	128,0
17.	12	Z 4011	7,82	128,0
18.	13	Z 4011 plovoucí poloha	8,01	124,3
19.	21	Z 2011	8,42	118,8
20.	16	B 42 k	8,58	116,4
21.	15	D 43 k	8,79	113,8
22.	20	C 35 k	10,3	97,1

VI.

	Výkon m ³ /h	Měrná spotřeba paliva g/m ³	Měrný výkon m ³ /kg paliva
Z 4011 — silová regulace	1378	6,05	165,2
Z 4011 — plovoucí poloha + max. hodn. protikluzu	1021	8,01	124,3
Zvýšení u silové regulace	34,8 %	—	33 %
Snížení spotřeby	—	24,8 %	—

Použité pluhy:

PN 252 s upraveným stojánkem,

2 PN 35 M, 3 PN 35 M z unifikované řady pluhů,

C 2 dvouradličný, C 3, E 3 tříradličný, } zahraniční pluh
A 2 dvouradličný, A 3, B 3 tříradličný }

Výsledky porovnávacích zkoušek jsou uvedeny v tabulkách. Tabulka IV obsahuje pořadí podle nejlepšího výkonu obrácených m³ zeminy za čistý čas.

V tabulce V je sestaveno pořadí z hlediska ekonomického, tj. nejmenší měrná spotřeba paliva v g/m³ obrácené zeminy a tomu odpovídající měrný výkon. Měrný výkon je udáván počtem obrácených m³ zeminy na 1 kg spotřebovaného paliva.

Porovnáme-li měření číslo 1 a 13 v tabulce IV, což je srovnání za stejných podmínek traktoru Zetor 4011, s regulační hydraulikou a s plovoucí hydraulikou o největším protikluzu, zjistíme, že všechny hodnoty potvrzují podstatně lepší výsledky u silové, popř. smíšené regulace hydrauliky.

Srovnání v daných podmínkách uvádí tabulka VI.

Z uvedených tabulek lze hodnotit ekonomický přínos regulační hydrauliky, při jejímž použití vznikají značné úspory jak paliva, tak i potřebného pracovního času. Na hektar činí úspora cca 6 l/ha, tj. 4,9 kg/ha paliva a 41 min/ha čistého času. Z těchto údajů při předpokládaném stavu traktorového parku, vybaveného regulační hydraulikou, a výměře půdy v ČSSR, obdělávané tímto způsobem, by bylo možno vypočítat hospodářský přínos. Z dostupných pramenů vychází koeficient ekonomické účinnosti:

$$K_e = 0,71, \text{ doba úhrady: } 1,4 \text{ roku}$$

Regulační hydraulika je vyráběna a montována zatím pouze na traktory pro export, hlavně do kapitalistických států. Otázkou použití traktorů s regulační hydraulikou v tuzemsku se v současné době zabývají autorizované ústavy VÚZT Řepy a VÚZS Chodov u Prahy. Na základě jejich doporučení rozhodne MZLVH o používání v ČSSR. Použití regulační hydrauliky je rovněž vázáno na vývoj vhodného zemědělského nářadí, hlavně pluhů.

Došlo dne 16. 9. 1964

Literatura

Zkušební zprávy a protokoly autorizované zkušebny traktorů ZKL Brno: 1. Zkoušky silové regulace hydrauliky — protokol zkušebny č. 21-3/62 z 28. 6. 1962. — 2. Zpráva o průběhu zkoušky silové regulace hydrauliky — protokol zkušebny 63/4 z 2. 5. 1963. — 3. Zkoušky silové regulace v orbě (hydraulika č. 02 a 03) — protokol 63/5 z 18. 5. 1963. — 4. Zkoušky silové regulace v orbě (hydraulika č. 02 a 03) — protokol 63/6 z 3. 6. 1963. — 5. Laboratorní zkoušky silové regulace na zkušebně (hydraulika č. 01) — protokol 63/7 z 28. 6. 1963. — 6. Zkoušky silové regulace č. 02, 03, 04 v orbě — protokol zkušebny 63/8 z 27. 7. 1963. — 7. VKZ Z 3011 — zpráva o průběhu k 31. 8. 1963 — protokol z 2. 9. 1963 číslo 63/10. — 8. Laboratorní zkoušky silové regulace Z 3011 — závěrečná zpráva — protokol 63/11 z 5. 9. 1963. — 9. Zpráva o zkouškách silové regulace Z 3011 — DZ 061 z 26. 9. 1963. — 10. Laboratorní zkoušky silové regulace hydrauliky Z 4011 — protokol 63/14 z 21. 10. 1963. — 11. VKZ 4011 se silovou regulací (zkouška životnosti) — protokol 63/15 z 30. 10. 1963. — 12. Zkouška Z 4011 s polohovou regulací hydrauliky v orbě — protokol č. 4011-63/151 z 29. 10. 1963.

Зеторматик — новое гидравлическое устройство тракторов унифицированного ряда

Путем внедрения регулирующей гидравлики Зеторматик на тракторах унифицированного ряда было достигнуто дальнейшего усовершенствования трактора Зетор. При работе с регулирующей гидравликой нет необходимости в добавочной нагрузке ведущих колес, снижается буксование, расход топлива и собственный вес тракторов.

Регулирующая гидравлика выполняет следующие функции:

1. регулирование положения,
2. плавающее положение,
3. мягкая гидравлика — «антислип» с возможностью регулирования облегчающей силы,
4. силовое регулирование — на постоянное сопротивление,
5. смешанное регулирование — комбинация силового регулирования и регулирования положения,
6. регулирование скорости реакции,
7. внешний контур с возможностью одновременной функции с внутренним контуром.

В статье дается подробное описание гидравлического устройства и управление им, которое осуществляется двумя главными и двумя вспомогательными рычагами.

В статье также приводятся основные технические данные гидравлики, например, давление, мощность насоса, подъемная сила, регулировка клапанов, размеры рабочего цилиндра и т. п.

Лабораторные результаты, приведенные на 9 диаграммах, содержат испытания:

- а) гидравлического насоса — его характеристики,
- б) сопротивления магнитного очистителя масла,
- в) общего сопротивления гидравлической системы в зависимости от подачи насоса и температуры масла,
- г) характеристики расхода через клапан «антислип»,
- д) зависимости «антислип» от установки управляющего рычага и температуры масла,
- е) характеристики кинематики регулирования положения с учетом чувствительности и линейности зависимости,
- ж) характеристики импульсной пружины с целью установления гистерезиса,
- з) характеристики кинематики силового регулирования,
- и) характеристики кинематики смешанного регулирования в зависимости от импульсной пружины и управляющего рычага.

Испытания при пахоте были направлены на установление влияний высоты колонки на работу и силовые отношения в тягах трехточечного прицепа.

Испытания при пахоте были направлены на установление влияний высоты колонки на работу и силовые отношения в тягах трехточечного прицепа.

Результаты обобщены в таблице I.

Были проведены сравнительные испытания с пахотой, прежде всего, с направлением на разные гидравлические системы, которые однозначно доказали преимущества регулирующей гидравлики, что касается расхода горючего и погектарной производительности. Результаты обобщены в таблице II и III. Удельная мощность ($\text{м}^3/\text{кг}$ горючего) выше даже на 33 % при одновременном понижении удельного расхода горючего на 24,8 %.

В заключение приводится краткая экономическая оценка и предлагается регулирующая гидравлика.

Zetormatic — a New Hydraulic System for the Standardized Series of the Tractors

The introduction of the "Zetormatic" adjustable hydraulic system with the tractors of the standardized series made a further improvement of the Zetor tractors. When operating with the adjustable hydraulic system it is not necessary to use additional weights for the driving wheels, the wheel-slip, the fuel consumption and the weight of the tractors are all reduced.

The adjustable hydraulic system makes the following operations possible:

1. position setting,
2. floating position,
3. smooth adjustment — antislip with the control of the upheave force,
4. force setting — to achieve a constant resistance,
5. combined setting — a combination of the force — and position setting,
6. setting of the reaction speed,
7. outer circuit with a possibility of a simultaneous operation with the inner circuit.

The paper gives a detailed description of the hydraulic system and of the control, carried out with two main levers and two auxiliary levers.

The paper contains the principal data of the hydraulic system, such as the pressure, the outlet of the pump, the lifting force, the setting of the valves, the dimensions of the ram, etc.

The results of the laboratory tests, plotted in nine diagrams, are based on the tests of the following parts and functions:

- a) the pump of the hydraulic system — its characteristics,
- b) the resistance of the magnetic oil cleaner,
- c) the total resistance of the hydraulic system in dependence on the pump delivery and oil temperature,
- d) the flow characteristics of the antislip valve,
- e) the dependence of the antislip on the position of the setting lever and oil temperature,
- f) the kinematic characteristics of the position setting with respect to the response and linearity of the dependence,
- g) the characteristics of the impulse spring enabling to determine the hysteresis,
- h) the kinematic characteristics of the force setting,
- i) the kinematic characteristics of the combined setting in dependence on the impulse spring and control lever.

The ploughing tests were to determine the influence of the p. t. o. height on the quality of labour and the force relations in the rods of the p. t. o. of the tractor.

The results obtained are summarized in table I.

Comparative tests in tillage, aimed to investigate the pros and cons of the different hydraulic systems, have proved quite clearly the advantage of the adjustable hydraulic control with respect to the fuel consumption and the performance per 1 hectare. The results are summarized in tables II. and III. The specific output (cub. m/kg fuel) is higher by up to 33% with the simultaneous decrease of the specific fuel consumption by 24,8%.

The conclusion contains a brief economic evaluation, recommending the adjustable hydraulic system.

Inž. Bohumír Zezula

Vývojová konstrukce traktorů při ZKL,
Brno-Líšeň

Agricultural Engineers' Handbook

(Příručka zemědělské techniky — inženýra)

V r. 1961 vyšla v nakladatelství Mc Graw-Hill (New York, Toronto, London) výše uvedená příručka o 880 str., 469 obr., 232 tab. Předloženou příručku pro zemědělskou techniku zpracovalo 41 povolaných specialistů, převážně vysokoškolských učitelů a pracovníků státního i soukromého výzkumu pod vedením tří editorů, kteří jsou uvedeni jako autoři. Vedoucí redaktor C. B. Richey, B. S. A. E., B. S. M. E.*) je vedoucím výzkumného oddělení traktorů a zemědělských strojů Fordovy společnosti; Paul Jacobson, B. S. A. E., je vedoucí pracovník amerického ministerstva zemědělství ve službě pro ochranu půdy ve státě Iowa; Carl W. Hall, B. S. A. E., M. M. E., Ph. D.**) je profesorem na michiganské státní universitě.

Pod americký pojem „Agricultural Engineering“ se obvykle zahrnuje těchto pět úseků inženýrské činnosti v zemědělství:

1. Ochrana půdní vláh — odvodnění, závlaha a ochrana proti půdní erozi.
2. Zemědělské stavby a bydlení.
3. Ukladnění zemědělských produktů a jejich úprava v zemědělských závodech.
4. Elektrifikace zemědělství.
5. Motory, traktory, zemědělské stroje a zařízení farem.

Jde tedy ještě o poněkud širší úsek činnosti, než jaký se u nás zahrnuje pod pojem zemědělská technika.

Kniha má 57 kapitol rozdělených do čtyř hlavních částí:

- I. Mechanizační prostředky v rostlinné výrobě.
- II. Ochrana půdy a půdní vláh.
- III. Zemědělské stavby a zařízení farem.
- IV. Základní zemědělské údaje.

První část knihy je nejrozsáhlejší: má celkem 33 kapitol na 305 stránkách. Úvodní část se zabývá ekonomickými otázkami mechanizace zemědělství a jsou v ní uvedeny podklady pro základní ekonomické výpočty při práci se zemědělskými stroji. Další čtyři kapitoly se zabývají základními konstrukčními prvky zemědělských strojů: konstrukcí rámců, elementů převodů, mechanikou pojezdového ústrojí, pevnostním měřením a výpočty.

Následujících pět kapitol se týká mechaniky traktoru, rozdělení traktorů, zkoušení, principu práce motoru a servomechanismů. Kapitoly 11—15 se zabývají zpracováním půdy: prací orebního tělesa, diskového nářadí, kypřičů a rotačního nářadí.

Další kapitoly jsou věnovány strojům na hnojení práškovými a tekutými hnojivy, secím a sázecím strojům a posléze prostředkům pro postřik a poprašování.

Kapitoly 19—23 se zabývají stroji pro sklizeň pšicin; jde o: žací stroje a mačkače, obrabeče a shrnovače, stroje pro manipulaci s pšicinami, sběrací lis, sklízecí řezačky a metače.

Následující kapitoly jsou věnovány sklízecím mlátičkám, sklízecím kukuřice, bavlny, bulvnin a brambor a speciálním sklízecím. Dvě kapitoly pojednávají o zemědělské dopravě — jsou věnovány návěsům, přívěsům a nakládačům. Poslední kapitoly se týkají šrotovníků a statkových dopravních zařízení.

Text je napsán srozumitelným způsobem s minimálním počtem potřebných vzorců, je doprovázen velmi názornými obrázky, grafy a schémata a velkým počtem odkazů na odbornou literaturu, převážně americkou. Dává stručný přehled o současném stavu mechanizačních prostředků, užívaných v americkém zemědělství a teoretických základech jejich funkce.

Druhá část knihy je uvedena výkladem základů zemědělské hydrologie.

*) Bachelor of Science in Agricultural resp. Mechanical Engineering

**) Bachelor of Science in Agricultural Engineering, Master of Mechanical Engineering, Doctor of Philosophy

Rozsáhlá kapitola je věnována melioračním úkonům a jejich projekci. Podstatná část kapitol se zabývá různými stránkami protierozních opatření. Konečně poslední část se zabývá výpočty a projekcí závlah.

Tato část má celkem 12 kapitol a 228 stran a je doplněna řadou grafů, tabulek a schémat velkého praktického významu.

Třetí část knihy je věnována zemědělským stavbám a zařízením farem. V první kapitole je rozbor materiálů a stavebních a konstrukčních prvků, užívaných především u jednoduchých zemědělských staveb. Další kapitola je věnována speciálním stavbám pro prasata, skot a drůbež. Třetí kapitola se týká kli-

matizace zemědělských staveb. Další dvě kapitoly se zabývají sušením a skladováním zemědělských produktů. V této části je i kapitola, věnovaná elektrickým zařízením na farmě. Poslední dvě kapitoly pojednávají o manipulaci a uskladnění ovoce a zeleniny. Tato část knihy má 9 kapitol na 230 stranách.

Poslední, čtvrtá část knihy shrnuje důležitá technická data, týkající se dobytka, půdy, klimatu a slunečního záření. Údaje jsou ilustrovány grafy a mapami a doplněny řadou tabulek. Tato část má 96 stran ve třech kapitolách.

Knihy je opatřena indexem, je přehledně uspořádána a jistě vzbudí oprávněný zájem československých zemědělských odborníků.

Doc. Karel Koskuba, CSc.

SLOVNÍČEK ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY

Technologie pěstování a sklizně brambor

Rozmetadlo hnoje	навозоразбрасыватель Stalldungstreuer manure spreader épandeur de fumier
Rozmetadlo hnojiv	туковая сеялка Düngerstreuer fertilizer distributor distributeur d'engrais
Sázeč brambor	картофелесажалка Kartoffellegemaschine potato-planter planteuse de pommes de terre
Sázeč předklíčených brambor	посадочная машина яровизированного картофеля Legegerät für vorgekeimte Kartoffeln planter for chitted potatoes planteuse pour pommes de terre prégermées
Sázeč brambor s přihnojovacím zařízením	картофелесажалка с оборудованием для подкормки Kartoffellegemaschine mit Reihendüngerstreuer potato-planter with fertilizer attachment planteuse avec distributeur d'engrais
Předklíčovat	яровизировать vorkeimen chit, pregerminate prégermer
Plečka	культиватор (рядковый) Hackgerät hoe bineuse
Diskový hrobkovač	культиватор-окучник дисковый Scheibenhäufler disc-type potato ridger butteuse à pommes de terre avec disques
Kladívkový rozbíječ natě	цеповая машина для удаления ботвы картофеля Klöppel-Krautschläger flail-type haulm shredder déchiqueteuse de fanes à fléaux
Vyorávač brambor s pevnou radlicí	плуг для подъема картофеля Kartoffelrodepflug potato plough charrue à arracher les pommes de terre

Vyorávač brambor s rozmetacím kolem typu čert	картофелекопатель ротационный Schleuderroder potato spinner arracheuse de pommes de terre à fourches
Mřížka pro řádkování brambor (na vyorávač typu čert)	решетка для образования валков картофеля (на картофелешвырялке) Fangrechen für Kartoffelroder deflecting grid for potato spinner râteau-aligneur pour arracheuse de pommes de terre
Vyorávač brambor s prosévacími řetězy	картофелекопатель с прутковым цепочным транспортером (двухрядный) Siebketten-Vorratsroder elevator digger arracheuse-aligneuse à chaînes
Vyorávač brambor s prosévacími řetězy a příčným dopravníkem	картофелекопатель с поперечным транспортером Siebkettenroder mit Querförderer elevator digger with transverse delivery arracheuse à chaînes à transport transversal
Skřízeč brambor (kombajn)	картофелеуборочный комбайн Kartoffelvollernter potato harvester arracheuse-chargeuse de pommes de terre
Skřízeč brambor s třídícím stolem	картофелеуборочный комбайн с сортировочной платформой Kartoffelvollernter mit Verlesetisch potato harvester with picking table arracheuse-chargeuse avec table de triage
Skřízeč brambor se shromažďovacím zásobníkem	картофелеуборочный комбайн с бункером Vollernter mit Sammelbunker potato harvester with bulk hopper arracheuse-chargeuse à bac de chargement
Třídíčka brambor	картофелесортировочная машина Kartoffelsortier- und Verlesemaschine potato sorter trieur-calibreur de pommes de terre
Nakládací dopravník brambor	погрузочный транспортер для картофеля Kartoffel-Verladeband potato elevator chargeur de pommes de terre
Přikrývač krechtů	машина для покрытия буртов Kartoffelmieten-Zudeckmaschine clamp covering machine machine à couvrir les silos de pommes de terre

OBSAH

Koskuba K.: Dynamický model sklizně obilovin	1
Souček Z.: Podklady pro pevnostní výpočty radličných pluhů	13
Hönich P., Trubač K.: Jednotlivé principy rozduřování směsí brambor, hrud a kamení a jejich vzájemné porovnání z hlediska rozduřovací účinnosti	43
Zezula B.: Zetormatic — nové hydraulické zařízení traktorů unifikované řady	59
Koskuba K.: Agricultural Engineers' Handbook (Příručka zemědělského technika — inženýra)	77

СОДЕРЖАНИЕ

Коскуба К.: Динамическая модель уборки зерновых (11). — Соучек З.: Материалы для расчета на прочность лемешных плугов (39). — Гэних П., Трубаč К.: Обзор отдельных принципов сепарации смеси картофеля, комков и камней и их взаимное сравнение с точки зрения эффекта сортировки (57). — Зезула Б.: Зеторматик — новое гидравлическое устройство тракторов унифицированного ряда (74). — Рецензии (77).

CONTENT

Koskuba K.: A Dynamic Model of the Cereals Harvesting (11). — Souček Z.: The Data Serving for the Strength Calculations of the Mouldboard Ploughs (40). — Hönich P., Trubač K.: A Survey of the Different Methods of Separating the Mixture of Potatoes, Clods and Stones and their Comparison with Respect to the Separating Efficiency (57). — Zezula B.: Zetormatic — a New Hydraulic System for the Standardized Series of the Tractors (75). — Reviews (77).

INHALT

Koskuba K.: Dynamisches Modell der Getreideernte (11). — Souček Z.: Unterlagen für Festigkeitsberechnungen von Scharpflügen (41). — Hönich P., Trubač K.: Übersicht der einzelnen Prinzipie der Trennung von Kartoffeln, Erdkluten und Steinen und die Gegenüberstellung dieser Prinzipie mit Hinsicht auf die Trennungsleistung (58). — Zezula B.: Zetormatic — eine neue hydraulische Anlage der typisierten Schlepperreihe (res. E/75. — Rezensionen (77).

TABLE DE MATIÈRES

Koskuba K.: Un modèle dynamique de la récolte des céréales (res. An/11, Al/11). — Souček Z.: La documentation pour les calculs de résistance des charrues à socs (res. An/40, Al/41). — Hönich P., Trubač K.: Les différents principes de séparation des mélanges de pommes de terre, mottes et cailloux et leur comparaison réciproque par rapport à leur efficacité de séparation (res. An/57, Al/58). — Zezula B.: Zetormatic — un nouveau dispositif hydraulique des tracteurs de série unifiée (res. An/75, Al/75). — Comptes-rendus (77).

uveřejňuje tyto články:

K. Medek: *Výzkum možností pro snížení přímé závislosti dopravy na sklizni cukrovky.*

Účelem výzkumné práce bylo najít takové řešení, které by zčásti oddělilo proces sklizně a dopravy, aby oba technologické celky nebyly na sobě bezprostředně závislé. U sklizně bulev autor navrhuje přesunout větší část jejich traktorové dopravy na dopravu veřejnou. V souvislosti s tím řeší mechanizaci překládky bulev z přívěsů na nákladní automobily a organizaci polních překladišť. Řeší rovněž otázku použití vícefázové sklizně cukrovky i systém sklizně s následným dočišťováním bulev. Při dopravě chrástu pak, vzhledem k malým dojezdovým vzdálenostem, přichází v úvahu hlavně doprava traktorová. Výzkumná práce se proto zaměřila pouze na zlepšení plnění přívěsů a na dokonalejší využití jejich nosnosti zmenšením objemu chrástu pomocí jeho drcení a pořezání skrojků.

J. Korejtko, A. Selvek, L. Škulavík: *Mezerovitost obilnej hmoty.*

Základní charakteristikou obilní hmoty je její mezerovitost. Obilní hmota se mění s vlhkostí a kromě toho závisí na způsobu nasypání. Při určování mezerovitosti obilní hmoty je proto nutno přihlídnout k závislosti na vlhkosti a objemu hmoty.

J. Hauptman: *Výzkum vlivu dojícího zařízení s ústředním pulsátorem a proměnným poměrem taktů na průběh dojení.*

Byly zjištěny tyto přednosti dojícího zařízení s ústředním pulsátorem ve srovnání s dojícím zařízením s konvemi: zkrácení doby strojního dojení, zkrácení doby dodojování, zlepšený zdravotní stav vemene, provozní spolehlivost zařízení a jednoduchá údržba.

K. Koskuba: *Americké směry mechanizace sklizně píce — I. část.*

V této první části přehledného článku autor uvádí rozvoj způsobů sklizně píce v USA, mechanizaci sečení a úpravy pro rychlé sušení, dále pak typy sklízecích řezaček v USA a jejich používání.