

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

2

ROČNÍK 27 (LIV)
PRAHA
ÚNOR 1981
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,
ing. Vladimír Dufek, doc. ing. Marko Đuriš, CSc., ing. Fran-
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, Jan Květoň,
ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing.
Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1981

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělská technika. Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—.

■

Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

J. Blahovec, K. Patočka

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Mechanické vlastnosti stěbla žita*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 65–85.

V práci jsou experimentálně stanoveny základní mechanické vlastnosti stěbla žita ve třech horních internodiích. Výsledky čtyř různých deformačních testů (ohyb, tlak, dva druhy bočního stlačování stěbla) jsou mezi sebou kriticky porovnány a dosažené výsledky jsou v rámci teorie pružnosti interpretovány pro dva druhy pletiv stěbla — sklerenchym a parenchym. Výsledky ohybového testu jsou korigovány na lokální průhyb profilu stěbla v místě působení bočních sil a o významu lokálních průhybů profilu stěbla je diskutováno i v souvislosti s ostatními měřenými veličinami. Bylo zjištěno, že významnou úlohu popisu lokálních průhybů stěbla a příčného stlačování stěbla má poměr tloušťky stěny stěbla k jeho průměru. Nalezené hodnoty mohou sloužit k odhadu sil potřebných k podélné a příčné desintegraci stěbla a volbě efektivních postupů při lisování slámy.

obiloviny; žitná sláma; mechanické vlastnosti stěbla

Stěbla obilovin jsou z hlediska stavby, pevnosti a stability útvary, které do nedávna neměly svou obdobu v tvůrčí činnosti člověka. Štíhlé vysoké a tenkostěnné útvary, ve větru vybočující na vzdálenosti řádově desetin metru, inspirovaly nejen básníky a malíře, ale také architektury a konstruktéry. Dnešní odlehčené prvky v architektuře, využívající nové nekovové materiály, vznikaly pod vlivem takových přírodních útvarů, jako jsou stěbla obilovin.

Mechanické vlastnosti stébel jsou velmi důležité z několika hledisek. Především jsou tyto vlastnosti určujícím faktorem stability obilní rostliny jako celku. Na stabilitu rostliny působí v průběhu růstu celá řada vlivů. Mezi přirozené změny ve vývoji rostliny patří její růst a tvorba klasu. Z vnějších vlivů je nutno uvést působení větru, deště, krup, strojů, zvířat a podobně. O dosahu působení uvedených faktorů na stabilitu rostliny rozhodují především mechanické vlastnosti stěbla, které mají velký význam jak při sklizni, tak při posklizňovém zpracování slámy. Intenzivní metody zpracování slámy v poslední době souvisejí s růstem významu slámy jako krmiva (Flachowsky, 1979). Procesy spojené s mlácením obilí, řezáním slámy, desintegrací slámy, jejím lisováním a extruzí jsou významně ovlivňovány vlastnostmi slámy, které jsou z převážné míry určovány vlastnostmi stébel. Volba efektivních procesů zpracování slámy a konstrukce mechanizačních prostředků musí proto vycházet ze znalosti vlastností obilních stébel.

Je proto přirozené, že mechanickým vlastnostem obilních stébel byla věnována značná pozornost výzkumných pracovišť. V ČSSR to byli především pracovníci Vysoké školy zemědělské v Nitře (Slavkovský a Chyba, 1975), kteří se mechanickými vlastnostmi stébel obilovin zabývali několik let. V jejich pracích je možno nalézt také další odkazy na starší literaturu v tomto oboru. Na VŠZ v Praze sledovali mechanické vlastnosti stébel Ghoniem (1978) a Louda (1977).

Měření mechanických vlastností stébel obilovin není experimentálně jednoduchou

úlohou, je-li jeho cílem nalézt hodnoty materiálových konstant, tj. modulu pružnosti a meze pevnosti. Mezi příčinami obtíží bývají uváděny nejčastěji potíže s upevněním stébel v čelistech stroje při realizaci tahové zkoušky, anizotropie a nehomogenita materiálu a slabé stěny stébla. Nejpoužívanějším způsobem deformace stébla je ohybová zkouška, která do jisté míry simuluje přirozené či umělé lámání stébla. Průhyb stébla v ohybové zkoušce bývá interpretován jako průhyb nosníku zatíženého ohybovým momentem a za tohoto předpokladu je z průhybu stébla možné usuzovat na modul pružnosti stébla. Takto získané hodnoty modulu pružnosti jsou velmi variabilní a klesají se vzdáleností od klasu (Skubisz, 1978).

Tato práce je zaměřena na experimentální posouzení mechanických vlastností stébel žita v posklizňovém období a navazuje na předchozí práci Blahovce aj. (1980) a na nepublikované výsledky Blahovce (1975). Pozornost je věnována především souvislostem mezi naměřenými veličinami, vyhodnocování materiálových konstant s ohledem na tvar, strukturu a rozměry jednotlivých stébel.

MATERIÁL A METODA

K měření byla použita žitná stébla odrůdy 'Kustro' (NDR), pečlivě odebraná z pole JZD Rozkvět (Čkyně, okr. Prachatic) těsně před sklizní 31. 8. 1978. Po odstřížení klasů byla stébla skladována čtyři měsíce v laboratorních podmínkách. Hmotnostní koncentrace vody ve stéblech se na konci skladování pohybovala kolem 8 %. Po skončení skladování byly z horních tří internodií připraveny vzorky. Každý vzorek byl rozdělen tak, aby mohl být podroben dvěma testům: deformaci trojbodovým ohybem a stlačování mezi dvěma válečky. Způsob zatěžování a vyhodnocování získaných deformačních křivek je patrný z obr. 1. K měření uvedených veličin bylo použito celkem 30 rostlin. Proměřování probíhalo postupně po internodiích v pořadí ohyb, stlačování mezi válečky. Asi u dvou třetin vzorků byly proměřeny celé deformační křivky, včetně dosažení oblasti maxima závislosti síla — deformace u ohybu, či typická inflexe u stlačování (obr. 1) a u jedné třetiny vzorků bylo zatěžování do oblasti těsně nad mez úměrnosti deformační křivky ($F_{o\text{ nel}}$, $F_{s\text{ nel}}$) doplněno odtěžováním, aby bylo možné určit stupeň elasticity. Veličiny použité k vyhodnocení v obr. 1

Veličiny pro ohyb:

- axiální modul pružnosti v ohybu

$$E_o = \frac{I_o}{48I} \cdot \frac{\Delta F_o}{\Delta y_o}$$

- korigovaný modul pružnosti

$$E_{ok} = \frac{I_o}{48I} \cdot \frac{\Delta F_o}{\left(\Delta y_o - \frac{3}{4} \frac{\Delta F_o}{T_s}\right)}$$

- ohybová tuhost

$$T_o = E_{ok} \cdot I$$

- poměrné maximální ohybové napětí

$$R = \frac{\sigma_{o\text{ max}}}{E_{ok}} = \frac{l_o \cdot d \cdot F_{o\text{ max}}}{8T_o}$$

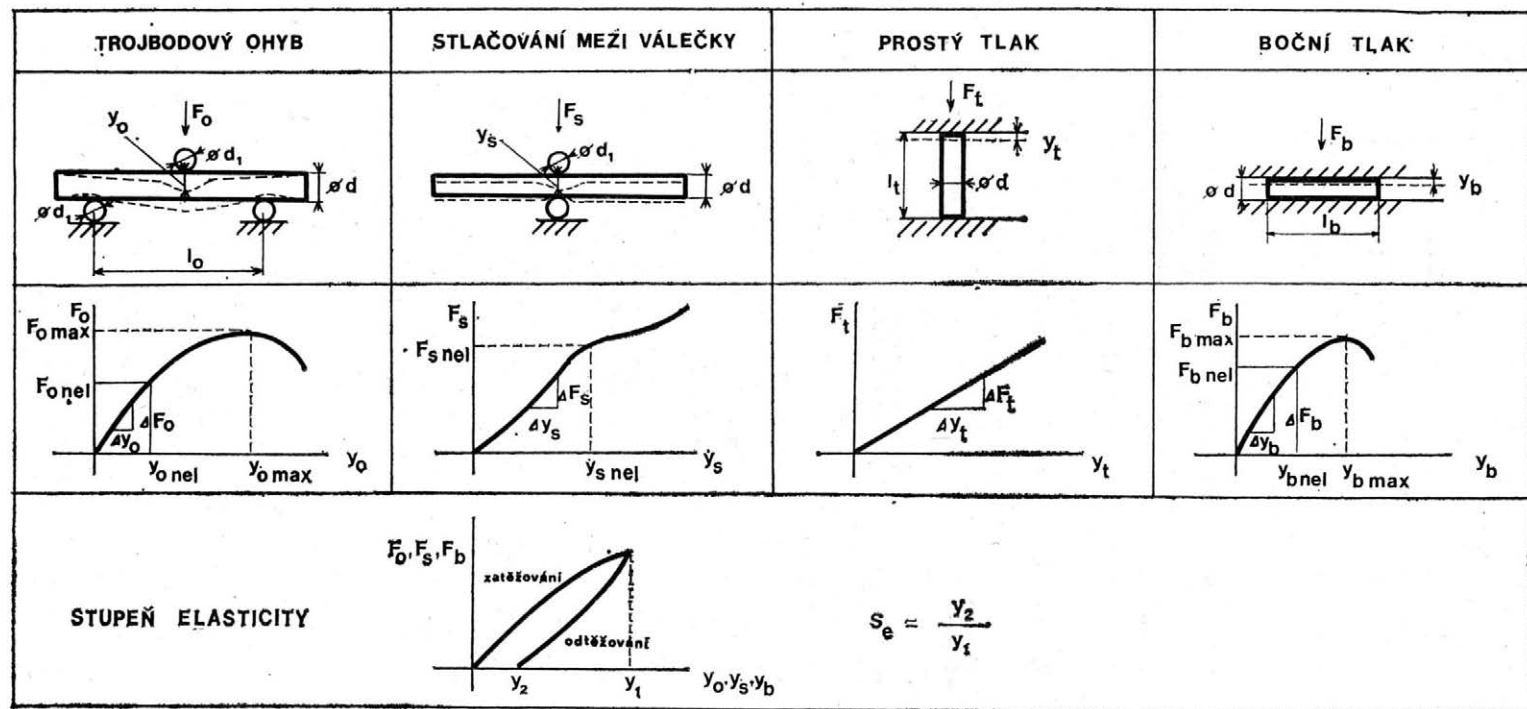
Veličina pro stlačování mezi dvěma válečky:

- boční tuhost

$$T_s = \frac{\Delta F_s}{\Delta y_s}$$

Veličina pro prostý tlak:

- modul pružnosti v tlaku



1. Schema použitých způsobů deformace obilního stébla s vyhodnocením získaných deformačních křivek — A scheme of the used methods of cereal stalk deformation with evaluation of the obtained deformation curves

$$E_t = \frac{\Delta F_t \cdot l_t}{\Delta y_t \cdot S}$$

Veličiny pro boční tlak:

— boční modul pružnosti

$$E_b = \frac{3\pi}{8l_b} \cdot \frac{\Delta F_o}{\Delta y_b} \left(\frac{d-t}{t} \right)^3 \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{t}{d-t} \right)^2 \right]$$

— napětí v kritickém místě

$$\sigma_b = 0,936 \frac{F_b}{l_b} \cdot \frac{d-t}{t^2}$$

Vzorky připravené ze stébel byly deformovány ve speciálních přípravcích konstantní rychlosti deformace $0,0167 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ na univerzálním deformačním stroji Instron. Při ohybové zkoušce bylo ve všech případech použito podpěr kruhového průřezu o průměru 5 mm a vzdálenosti 60 mm. U druhého způsobu deformace stébela, tj. stlačování mezi válečky, bylo použito válečků o průměru 5 mm. Druhý test má čistě pomocný význam pro posouzení podílu lokálního průhybu profilu stébela v místě podpěr na celkovém snímaném průhybu stébela při ohybovém testu. U tenkých stěn stébela nabývá lokální průhyb jeho profilu při deformaci nezanedbatelných hodnot a musí být proto při výpočtu modulu kompenzován. V našem případě je to uděláno pro E_{ok} vztahem uvedeným v textu k obr. 1.

Další dva způsoby deformace stébela uvedené v obr. 1 vyžadovaly pracnější přípravy vzorků. Přesné vzorky válcovitého tvaru délky ($l_t \sim l_b \sim 20 \text{ mm}$) byly připravovány zařízením žiletkou a dobroušením čelních ploch na jemných metalografických papírech. Velmi pracný postup však umožnil připravit vzorky s kolmými, rovnými dosedacími plochami a bez poškozených okrajů, které jsou obvyklé při přípravě vzorků stříháním. S ohledem na pracovní přípravu byl počet vzorků menší (cca 30); vzorky byly připraveny pouze z druhého internodia shora. Stéblo v tomto internodiu má výrazně tenkostěnný charakter a přibližně válcovitý tvar. To jsou požadavky potřebné k tomu, aby pro boční tlak vzorků mohly být použity vztahy z obr. 1. V prvním internodiu je stéblo kuželovité a poměr tloušťky stěny k průměru stébela je vyšší než ve druhém internodiu. Stéblo ve třetím a dalších internodiích je často nerovné a má sudovitý tvar.

Předem připravené vzorky byly deformovány prostým tlakem v elastické oblasti silou 0 až 50 N několikrát po sobě. K výpočtu modulu pružnosti v tlaku sloužilo druhé, třetí, popřípadě další stlačení vzorku, neboť výsledky prvního stlačení byly ještě obvykle ovlivněny neelastickými deformacemi v dosedacích plochách. Vzorky použité v uvedeném testu byly pak deformovány bočním tlakem.

Po skončení mechanického testu byly na základě mikroskopického pozorování řezu stébela v jeho kritických místech určeny geometrické a morfologické parametry struktury stébela, umožňující určit potřebné veličiny pro matematické zpracování. V případě ohybového testu to byl plošný moment setrvačnosti průřezu, vypočítaný z vnějšího a vnitřního průměru stébela podle vzorce pro kruhové mezikruží. Z vnějšího a vnitřního průměru stébela byla určena plocha průřezu S , potřebná pro vyhodnocení deformace prostým tlakem, a tloušťka stěny stébela t , potřebná pro deformaci bočním tlakem. V případě deformace stébela ohybem a prostým tlakem se na mechanické tuhosti stébela významnou měrou podílejí sklerenchymatická pletiva vodivých vláken, umístěná symetricky vzhledem k ose stébela a orientovaná rovnoběžně s ní. Proto bylo v každém řezu proměřeno rozmístění a velikost plochy sklerenchymatických pletiv tak, aby z těchto údajů mohly být vypočteny jak plocha příčného řezu sklerenchymatickými pletivy, tak plošný moment setrvačnosti řezu sklerenchymatickými pletivy.

VÝSLEDKY

Přehled používaných veličin je uveden na konci této práce, postup při jejich stanovení je zřejmý z textu k obr. 1. Vzhledem k velkému rozsahu měřených a vypočtených veličin uvádíme pouze veličiny důležité z hlediska závěru práce ve formě základních statistických charakteristik. Tab. Ia, b, c obsahují střední hodnoty a směrodatné odchylky veličin stanovených u základního proměřovaného souboru při deformaci trojbodovým ohybem a při stlačování mezi dvěma válečky. Obsahují výsledky z prvního, druhého a třetího internodia. V každém internodiu jsou výsledky členěny do tří částí 1, 2, 3 — dolní, střední a horní — podle místa měření.

Ia. Střední hodnoty veličin získaných v ohybovém testu a při stlačování stébla mezi dvěma válečky — Mean values of the results of bending test and of the compression of stalk between two rollers

Veličina	Jednotka	První internodium shora							
		dolní část		střední část		horní část		celkem	
		stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ
d	mm	2,1300	0,3200	2,5200	0,3800	2,2900	0,3100	2,3100	0,3680
t	mm	0,3700	0,0500	0,3600	0,0500	0,3700	0,0500	0,3700	0,0500
I	mm ⁴	0,8900	0,5100	1,6300	0,7600	1,1500	0,5700	1,2200	0,6900
I_s	mm ⁴	0,4000	0,2000	0,7100	0,3400	0,5000	0,2300	0,5400	0,2900
E_o	GPa	7,9900	2,6300	8,4300	1,4400	9,8800	2,5900	8,6400	2,5600
E_{ok}	GPa	8,5500	2,9100	10,0000	2,0700	11,0000	2,1000	9,7000	3,0200
E_{oks}	GPa	18,5000	6,1400	21,9000	6,7000	24,8000	6,8300	21,7000	6,9600
T_o	Nm ²	0,0076	0,0046	0,0155	0,0091	0,0127	0,0070	0,0119	0,0077
T_s	Nmm ⁻¹	22,0000	6,7100	18,9000	6,6700	20,4000	4,9200	20,6000	6,9300
$F_o\text{ nel}$	N	1,7800	0,8900	2,2800	1,0100	2,2300	0,9300	2,0900	0,9600
$F_s\text{ nel}$	N	2,6500	1,1900	2,2200	0,9000	2,8100	1,0000	2,5600	1,0500
$F_o\text{ max}$	N	2,6700	0,8200	3,4200	1,0500	3,1500	0,9400	3,0400	0,9700
$\frac{\sigma_o\text{ max}}{E}$	—	0,0064	0,0015	0,0044	0,0012	0,0056	0,0017	0,0055	0,0017
$\frac{y_o\text{ nel}}{d}$	—	0,7490	0,4610	0,3320	0,2160	0,5020	0,3390	0,5580	0,4330
$\frac{y_s\text{ nel}}{d}$	—	0,0649	0,0256	0,0539	0,0182	0,0660	0,0190	0,0620	0,0217
$\frac{y_o\text{ max}}{d}$	—	1,2100	0,6840	0,5560	0,2630	1,1600	0,6580	1,0100	0,6500
S_{eo}	—	0,9730	0,4000	0,9530	0,0330	0,9160	0,1490	0,9610	0,0230
S_{es}	—	0,7840	0,8100	0,7310	0,9500	0,7730	0,0650	0,7680	0,0640

Veličiny naměřené u druhého souboru proměřovaných vzorků, připravených z druhého internodia shora a deformovaných prostým tlakem a bočním tlakem, jsou uvedeny v tab. II.

Moduly pružnosti stébla v podélném směru (axiální moduly pružnosti), stanovené pro celý průřez stébla, jsou uvedeny v obr. 2. Z něho je zřejmý efekt korekcí modulu pružnosti získaného z ohybových testů, výrazný pro druhé a třetí internodium. Hodnoty axiálního modulu pružnosti stébla získané osovým tlakem jsou ve druhém internodiu srovnatelné s nekorigovanými hodnotami axiálního modulu pružnosti získaného při deformaci ohybem. Moduly pružnosti sklerenchymu jsou znázorněny na obr. 3. Ukazuje se, že v oblasti druhého internodia byly oběma způsoby (ohyb a tlak) nalezeny srovnatelné hodnoty modulu pružnosti sklerenchymu, které se pohybují kolem 30 GPa. S moduly pružnosti stébla úzce souvisí jeho tuhost. Naměřené hodnoty ohybové a boční tuhosti jsou paralelně uvedeny na obr. 4. Obě veličiny jsou uváděny v jiných jednotkách, ale vzájemný poměr ohybové a boční tuhosti ukazuje, že v druhém a třetím internodiu je ohybová tuhost vzhledem k boční výrazně mnohem větší než v internodiu prvním.

Ib. Střední hodnoty veličin získaných v ohybovém testu a při stlačování stébla mezi dvěma válečky — Mean values of the results of bending test and of the compression of stalk between two rollers

Veličina	Jednotka	Druhé internodium shora							
		dolní část		střední část		horní část		celkem	
		stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ
d	mm	3,8700	0,3900	3,6600	0,4300	3,3400	0,4000	3,6300	0,4600
t	mm	0,4000	0,0500	0,3800	0,0400	0,3800	0,0400	0,3800	0,0500
I	mm ⁴	6,8700	2,3600	5,5400	2,5800	4,1700	1,8100	5,5500	2,5000
I_s	mm ⁴	2,3300	0,8400	1,9800	0,9300	1,3900	0,6200	1,9100	0,8900
E_o	GPa	4,7300	1,0100	6,1100	1,6400	5,1800	1,0300	5,3400	1,3800
E_{ok}	GPa	16,5000	5,2000	11,6000	6,1000	7,4000	1,6000	9,0000	4,9000
E_{oks}	GPa	34,7000	14,2000	38,8000	16,4000	21,6000	3,5800	29,7000	13,8000
T_o	Nm ²	0,0723	0,0340	0,0706	0,0405	0,0295	0,0138	0,0460	0,0422
T_s	Nmm ⁻¹	10,2000	4,4500	10,5000	3,2000	11,4000	2,8400	10,7000	3,8000
$F_o \text{ nel}$	N	2,6000	0,9500	2,6800	0,8600	2,5800	1,1000	2,6200	0,9600
$F_s \text{ nel}$	N	2,1500	0,8100	1,9100	0,7700	2,1000	0,8200	2,0500	0,7900
$F_o \text{ max}$	N	4,3400	1,1700	3,7300	1,2100	3,6500	1,1400	3,9700	1,1900
$\frac{\sigma_o \text{ max}}{E}$	—	0,0019	0,0007	0,0023	0,0007	0,0031	0,0009	0,0003	0,0010
$\frac{y_o \text{ nel}}{d}$	—	0,1080	0,0270	0,1260	0,0390	0,1800	0,0490	0,1330	0,0440
$\frac{y_s \text{ nel}}{d}$	—	0,0649	0,0232	0,0623	0,0230	0,0612	0,0200	0,0628	0,0218
$\frac{y_o \text{ max}}{d}$	—	0,2670	0,0540	0,3060	0,0550	0,3480	0,0990	0,3060	0,0840
S_{eo}	—	—	—	0,8890	0,0820	—	—	0,8870	0,0820
S_{es}	—	—	—	0,8300	0,0800	—	—	0,8300	0,0800

Informace o základních charakteristikách deformačních křivek jsou uvedeny v obr. 5 a 6. Obr. 5 obsahuje informace o silách stanovovaných při ohybovém testu a při stlačování o silách stanovovaných při ohybovém testu a při stlačování stébla mezi dvěma válečky. Hodnoty deformací odečítaných u obou typů testů jsou uvedeny na obr. 6. Podle tohoto obrázku veličina $\frac{y_s \text{ nel}}{d}$ je velmi dobrou konstantou v celé proměřované části stébla.

Podobný charakter a přibližně stejné hodnoty mají veličiny $\frac{y_b \text{ nel}_s}{d}$ odečtené z deformačních křivek získaných při bočním stlačování stébla. V obr. 6 jsou tyto hodnoty vyznačeny křížky. Hodnoty deformací, odpovídající mezi úměrnosti a maximu deformační křivky při deformaci stébla trojbodovým ohybem, rostou podél stébla směrem ke klasu. U obou těchto veličin se však v prvním internodiu pozoruje typické zakolísání jinak téměř plynulé závislosti.

1c. Střední hodnoty veličin získaných v ohybovém testu a při stlačování stébla mezi dvěma válečky — Mean values of the results of bending test and of the compression of stalk between two rollers

Veličina	Jednotka	Třetí internodium shora							
		dolní část		střední část		horní část		celkem	
		stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ
d	mm	4,0400	0,3900	4,0600	0,5300	3,9200	0,4500	4,0000	0,4500
t	mm	0,4300	0,0500	0,4300	0,0500	0,4400	0,0700	0,4300	0,0500
I	mm ⁴	8,4300	3,4100	8,8000	4,9700	6,7200	2,4000	7,2800	2,3900
I_s	mm ⁴	2,5700	1,1100	2,5900	1,4500	2,0500	0,6600	2,4900	1,2400
E_o	GPa	4,8200	1,6100	5,0400	1,0600	4,9900	1,0900	5,1000	1,6200
E_{ok}	GPa	9,6300	4,1300	11,7000	4,1000	11,3000	7,1900	11,5000	7,1900
E_{oks}	GPa	34,3000	19,9000	39,9000	12,7000	39,1000	22,2000	37,8000	18,9000
T_o	Nm ²	0,0749	0,0373	0,0815	0,0510	0,0610	0,0309	0,0895	0,0492
T_s	Nmm ⁻¹	14,1000	4,0200	13,4000	4,3000	13,1000	5,1000	13,5000	4,4000
$F_{o\ nel}$	N	3,6200	1,3400	3,3700	1,1100	3,0000	0,8000	3,4200	1,2500
$F_{s\ nel}$	N	3,1900	1,5200	3,4000	1,2100	2,9300	1,0000	3,1800	1,2500
$F_{o\ max}$	N	5,3100	1,7900	5,5100	1,5900	5,6500	2,1700	5,4900	1,8100
$\frac{\sigma_{o\ max}}{d}$	—	0,0020	0,0008	0,0019	0,0006	0,0021	0,0012	0,0020	0,0009
$\frac{y_{o\ nel}}{d}$	—	0,1120	0,0370	0,1030	0,0250	0,1110	0,0390	0,1080	0,0340
$\frac{y_{s\ nel}}{d}$	—	0,0623	0,0215	0,0681	0,2144	0,0633	0,0200	0,0640	0,0210
$\frac{y_{o\ max}}{d}$	—	0,2340	0,0580	0,2350	0,0620	0,2560	0,0880	0,2410	0,0700
S_{eo}	—	0,9060	0,0500	0,9180	0,0490	0,9270	0,0510	0,9170	0,0460
S_{es}	—	0,8640	0,0290	0,9080	0,0190	0,8610	0,0170	0,8760	0,0300

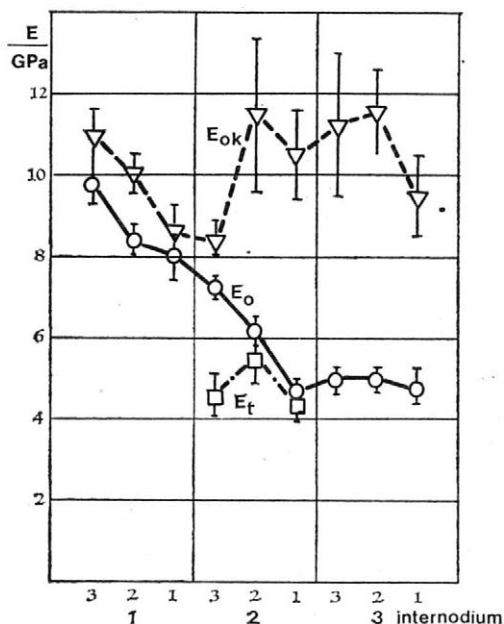
DISKUSE

AXIÁLNÍ ELASTICKÉ MODULY PRUŽNOSTI

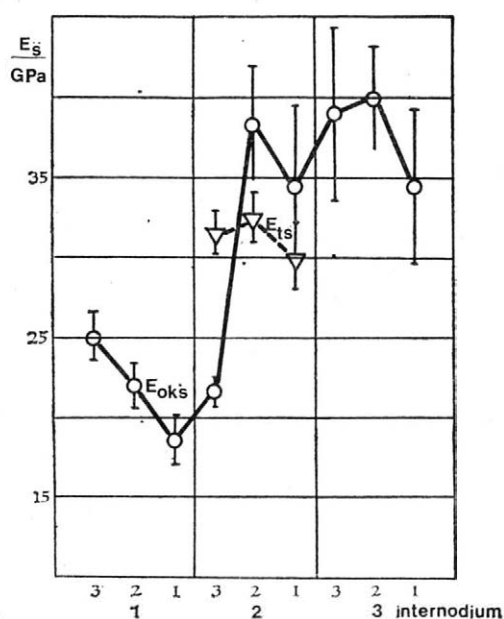
Určování axiálních modulů pružnosti stébla z výsledků ohybových testů je obtížné a je vždy zatíženo systematickými chybami v důsledku lokálního průhybu profilu stébla v místě působení osamělých sil. Lokální průhyb je spojen se změnou tvaru řezu stéblem a souvisí s prolamováním či zborcením skořepinové struktury stébla. Tento proces je usnadňován tenkou stěnou stébla a axiální orientací nosných prvků ve stéble. Úlohu lokálních průhybů profilu stébla v ohybovém testu můžeme ilustrovat experimentálními výsledky. Z obr. 5 je patrné, že síly odpovídající mezím úměrnosti deformačních křivek získaných v ohybových testech a při stlačování stébla mezi dvěma válečky spolu úzce souvisejí. Neelastické chování stébla v trojbodovém ohybu tedy souvisí spíše s prolamováním stébla v místě působení lokálních sil než s neelastickým chováním stébla zatěžovaného pouze ohybovým momentem. V lineární oblasti ohybové deformační křivky můžeme

II. Střední hodnoty naměřených veličin při deformaci stébla prostým a bočním tlakem — Mean values of the results of stalk deformation by simple and lateral pressure

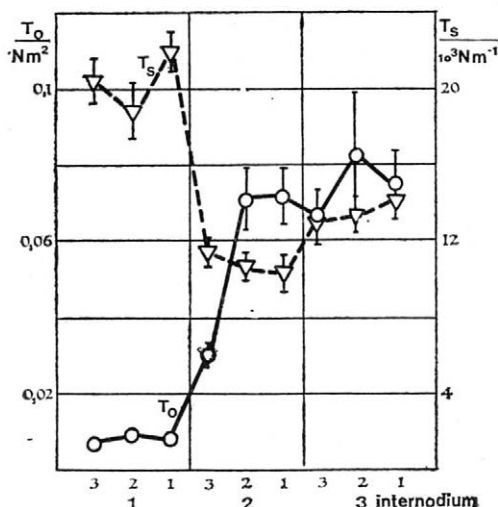
Veličina	Jednotka	Druhé internodium shora							
		dolní část		střední část		horní část		celkem	
		stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ	stř. h.	σ
d	mm	3,8400	0,4400	3,5400	0,2400	3,2700	0,4000	3,5600	0,4000
t	mm	0,4200	0,0500	0,3700	0,0500	0,4100	0,0500	0,4000	0,0500
S	mm ²	4,4800	0,9100	3,6200	0,9200	3,7000	0,8200	3,9500	0,9500
S_s	mm ²	0,6300	0,1600	0,6000	0,0900	0,5500	0,1100	0,5900	0,1200
E_t	GPa	4,1900	0,8000	5,5500	1,7600	4,6500	0,7300	4,6000	0,9000
E_{ts}	GPa	30,1000	6,8000	31,9000	5,7000	31,5000	5,9000	31,1000	6,0000
$\sigma_{b\text{ nel}}$	MPa	2,9600	0,8200	4,1400	1,1000	3,4300	1,0700	3,5600	1,0600
$\frac{F_{b\text{ max}}}{l_b}$	Nm ⁻¹	324	126	335	131	375	123	345	124
$\frac{y_{b\text{ nel}}}{d}$	—	0,0663	0,0350	0,0831	0,0167	0,0649	0,0189	0,0723	0,0238
$\frac{y_{b\text{ max}}}{d}$	—	0,1470	0,0510	0,1830	0,0640	0,1440	0,0330	0,1600	0,0510
E_b	GPa	0,6600	0,3100	0,6600	0,3300	0,5900	0,1800	0,6300	0,2000



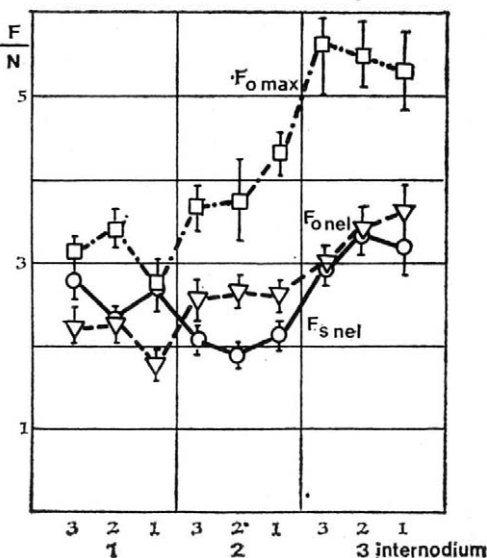
2. Střední moduly pružnosti stébla — The mean elasticity moduli of stalk
Úsečkami jsou vyznačeny střední chyby naměřených hodnot, 3, 2, 1 — horní, střední, dolní část internodia



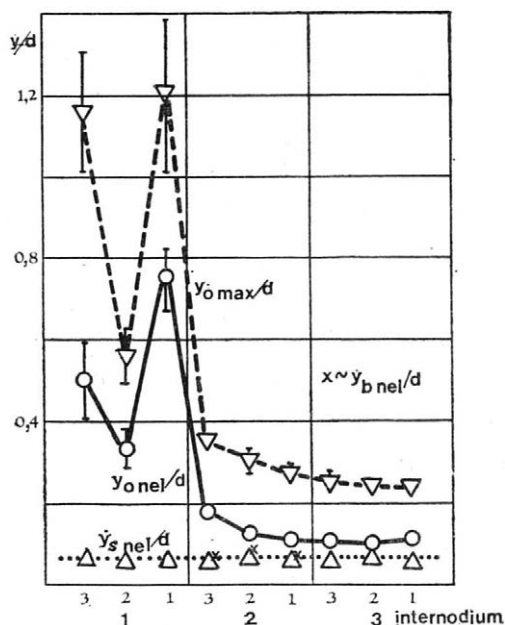
3. Moduly pružnosti sklerenchymu ve stéble — Stalk sclerenchyma elasticity moduli
Značení stejné jako u obr. 2



4. Ohybová (T_o) a boční (T_s) tuhost stébela — The flexural (T_o) and lateral (T_s) rigidity of stalk
Značení stejné jako u obr. 2



5. Síly odpovídající mezím úměrnosti deformačních křivek při deformaci stébela trojbodovým ohybem ($F_{o\ nel}$) a stlačování mezi dvěma válečky ($F_{s\ nel}$) a síly odpovídající maximu deformačních křivek při ohybu stébela ($F_{o\ max}$). Vzdálenost podpěr u trojbodového ohybu je 60 mm — The forces corresponding to the proportional limits of deformation curves during the deformation of stalk by three-point bending ($F_{o\ nel}$) and by compression between two rollers ($F_{s\ nel}$), and the forces corresponding to the maximum of the deformation curves during stalk bending ($F_{o\ max}$). The distance of supports at three-point bending is 60 mm
Značení stejné jako u obr. 2



6. Měrné deformace stébela při deformaci trojbodovým ohybem odpovídající mezi úměrnosti ($y_{o\ nel}/d$) a maximu deformační křivky ($y_{o\ max}/d$). Obdobně je vynesena měrná deformace na mezi úměrnosti deformační křivky při stlačování mezi dvěma válečky ($y_{s\ nel}/d$) a při deformaci bočním tlakem (y_b/d — označeno křížky) — The specific deformations of stalks under three-point bending stress cor-

responding to the proportional limit ($y_{o\ nel}/d$) and to the maximum of the deformation curve ($y_{o\ max}/d$). Similarly the specific deformation is plotted at the proportional limit of the deformation curve during compression between two rollers ($y_{s\ nel}/d$) and during deformation by lateral pressure (y_b/d — denoted by daggers)
Značení stejné jako u obr. 2

odhadnout podíl lokálních průhybů stébla na jeho výsledném průhybu s užitím boční tuhosti T_s . Lokální průhyb profilu stébla stlačovaného mezi dvěma válečky je součtem dvou jednostranných průhybů y'_s :

$$y'_s = \frac{y_s}{2} = \frac{F_s}{2T_s} \quad (1)$$

Předpokládáme, že při trojbodovém ohybu dochází k superpozici dvou lokálních průhybů — v místě působení středového válečku silou F_o a v místě podpor silou $F_o/2$. Za těchto předpokladů musíme v případě trojbodového ohybu počítat s výsledným lokálním průhybem y'_o , daným výrazem:

$$y'_o = \frac{3F_o}{4T_s} \quad (2)$$

Podle obr. 6 a podle vztahu (2) v třetím a částečně i ve druhém internodiu žitného stébla shora činí podíl lokálních průhybů na celkovém pozorovaném průhybu stébla asi jednu polovinu. Podél stébla směrem k prvnímu internodiu shora tento podíl výrazně klesá.

Výrazný podíl lokálních průhybů profilu stébla na jeho výsledném průhybu v ohybovém testu je příčinou výrazného poklesu vypočtených hodnot E_o podél stébla směrem od klasu, jak to ilustruje obr. 2. Korekce při výpočtu axiálního ohybového modulu pružnosti stébla, respektující vztah (2), se promítly do výsledných hodnot E_{ok} uvedených v obr. 2. Přestože korekce zcela neodstraňuje negativní vliv lokálních průhybů profilu stébla na vypočtenou hodnotu axiálního modulu pružnosti (neboť nijak nekoriguje lokální změny průřezu stébla, a tedy ani změny momentu setrvačnosti v místě působení osamocenných sil), veličina E_{ok} vykazuje podél stébla mnohem vyrovnanější průběh než veličina E_o . Hodnota 10,9 GPa, která byla nalezena jako střední hodnota veličiny E_{ok} pro celé stéblo, může být chápána jako dobrý odhad středního axiálního modulu pružnosti žitného stébla v ohybu.

Nejmenší rozdíly mezi hodnotami E_o a E_{ok} byly pozorovány v prvním internodiu. Je proto přirozené, že z těchto hodnot, které jsou v literatuře uváděny pro modul pružnosti obilního stébla a byly získány v ohybových testech bez příslušné korekce lokálních průhybů profilu stébla, jsou nejbližší korigovaným hodnotám právě moduly pružnosti získané v prvním internodiu. S rostoucí vzdáleností od prvního internodia shora roste podíl stébla rozdíl mezi E_o a E_{ok} . Příčina spočívá ve změnách ohybové a boční tuhosti, jak to ukazuje obr. 4. S přechodem od prvního do druhého internodia boční tuhost silně klesá, zatímco ohybová tuhost roste. Tato změna souvisí se změnou rozměrů stébla. Směrem od klasu roste průměr stébla, ale tloušťka stěny stébla se výrazně nemění. V rámci prvního internodia se dá říci, že tloušťka stěny stébla je na průměru stébla téměř nezávislá a nabývá střední hodnoty 0,37 mm. Lineární regresní vztah pro závislost t na d je jednak málo těsný ($r = 0,321$), jednak vykazuje nízkou hodnotu regresního koeficientu (0,0251). To znamená, že pokud tloušťka stěny stébla s jeho průměrem roste, pak roste pomalu, což znamená, že se zároveň snižuje poměr t/d , který je měřítkem tenkosti stěn stébla jako skořepinová konstrukce. Uplatníme-li uvedený regresní vztah, pak pro poměr t/d nalezneme výraz:

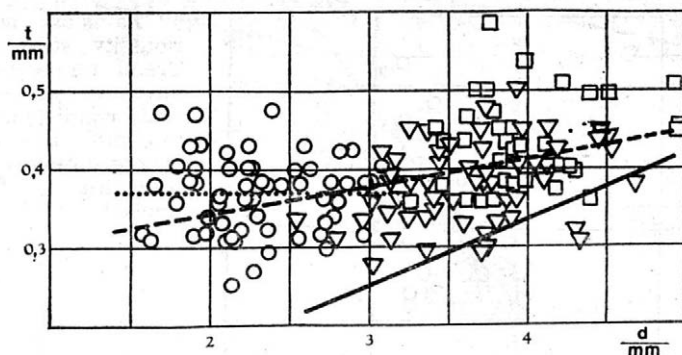
$$\frac{t}{d} = 0,0251 + \frac{3,11 \cdot 10^{-4}}{d} \quad ([d] = \text{m}) \quad (3)$$

který ukazuje, že s rostoucím d poměr t/d asymptoticky klesá k hodnotě 0,0251.

Předpokládáme-li, že stéblo se chová jako homogenní elastická trubka, jak jsme to dosud činili, můžeme vyjádřit ohybovou tuhost stébla výrazem:

7. Závislost tloušťky stěny stébela (t) na jeho průměru (d) — The dependence of stalk wall thickness (t) on stalk diameter (d)

Čárkovaně je vyneseno regresní vztah $t = 3,11 \cdot 10^{-4} + 0,0251 d$, ($r = 0,321$), tečkovaně střední hodnota t pro pravé internodium shora (0,37 mm) a plnou čarou závislost daná vztahem 5a.



○ — vzorek stébela z 1. internodia shora

▽ — vzorek stébela z 2. internodia shora

□ — vzorek stébela z 3. internodia shora

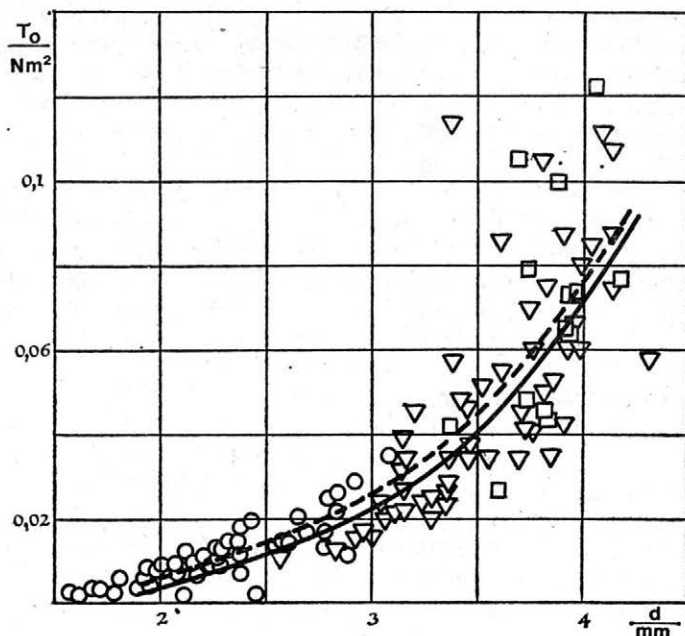
$$T_o = \frac{\pi}{64} E_{ok} d^4 \left[8 \frac{t}{d} - 24 \left(\frac{t}{d} \right)^2 + 32 \left(\frac{t}{d} \right)^3 - 16 \left(\frac{t}{d} \right)^4 \right] \quad (4a)$$

Po dosazení za E_{ok} nalezneme hodnoty středního korigovaného modulu pružnosti (10,9 GPa) a po vyjádření t/d výrazem (3) lze zjednodušit vztah (4a) na výraz:

$$T_o = 9,95 \cdot 10^7 d^4 + 1,14 \cdot 10^6 d^3 - 1,57 \cdot 10^3 d^2 + 0,504 d - 8,01 \cdot 10^{-5} \quad ([d] = m) \quad (4b)$$

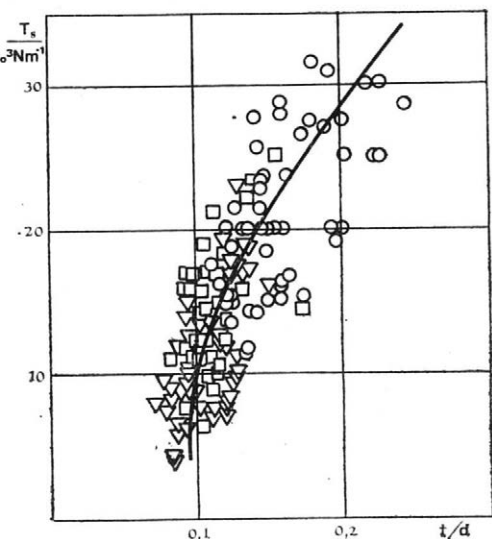
Výraz (4b) byl použit pro výpočet závislosti T_o na průměru stébela vyjádřené v obr. 8 čárkovanou čarou. Shoda s naměřenými hodnotami je dobrá. Výraz (4b) a obr. 8 ukazují na růst ohybové tuhosti s růstem průměru stébela. Pokles boční tuhosti s poklesem hodnoty poměru t/d je možné dokumentovat porovnáním experimentálních dat (obr. 9).

Porovnáme-li střední — korigovanou hodnotu modulu pružnosti získanou z ohybového testu s hodnotami modulu pružnosti získanými z tlakového testu, pak je patrný



8. Závislost ohybové tuhosti stébela na jeho průměru. Čárkovanou čarou je vyznačen vztah (4b) a plnou čarou vztah (7) — The dependence of the flexural rigidity of stalk on stalk diameter. The dashed line denotes relation (4b) and solid line relation (7)

Značení ○ ▽ □ stejné jako u obr. 7



9. Závislost boční tuhosti na poměru tloušťky stěny stébka k jeho průměru. Trend nelineární závislosti je vyznačen plnou čarou — The dependence of lateral rigidity on the ratio of stalk wall thickness to stalk diameter. The trend of non-linear dependence is denoted by solid line

Značení ○ ▽ □ stejné jako u obr. 7

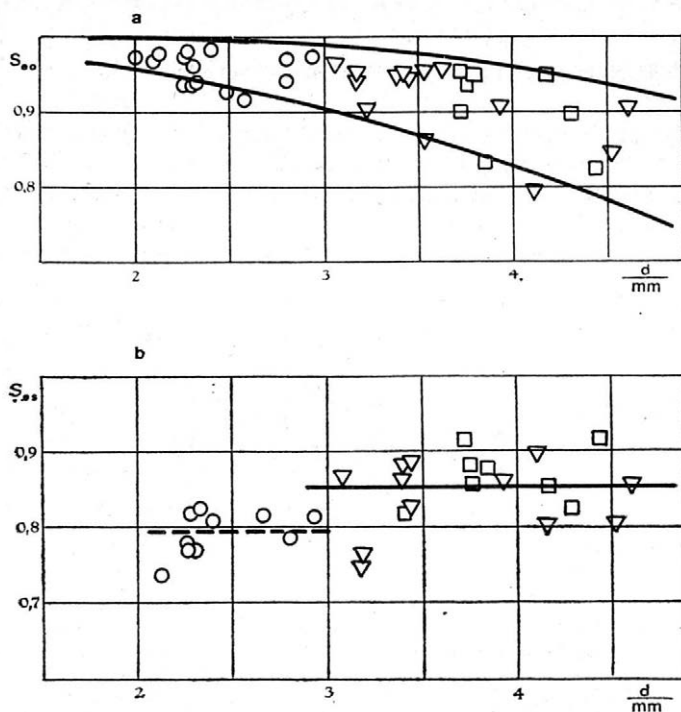
výrazný rozdíl (obr. 2), přestože pro homogenní materiál obě veličiny vyjadřují tutéž materiálovou konstantu: axiální modul pružnosti stébka. Vysvětlení musíme hledat v nehomogenní struktuře stébka skládajícího se z pevných sklerenchymatických pletiv a méně pevných parenchymatických pletiv. Rozdíl v mechanických vlastnostech obou typů pletiv je v případě suché slámy tak velký, že můžeme předpokládat, že silový přenos se uskutečňuje pouze prostřednictvím sklerenchymatických pletiv. Za těchto předpokladů byly vypočteny hodnoty modulu pružnosti sklerenchymu jak z ohybových zkoušek (E_{oks}), tak z tlakových zkoušek (E_{ts}). V rámci druhého internodia, v němž se srovnání dělalo, činily tyto střední hodnoty $E_{oks} = 29,7$ GPa a $E_{ts} = 31,1$ GPa. Uvedené hodnoty značí poměrně dobrou shodu, která znamená, že v rámci druhého internodia můžeme pro modul pružnosti sklerenchymatických pletiv používat hodnoty cca 30 GPa. Rozdílné hodnoty modulů E_{ok} a E_t , o nichž byla zmínka, zřejmě vyplývají z různého středování elastických vlastností sklerenchymatických pletiv na celý průměr vzorku u obou případů. U ohybového testu jde o středování zprostředkované momentem setrvačnosti plochy průřezu stébka a v případě tlakového testu jde o středování využívající plochu průřezu stébem. Rozmístění sklerenchymatických pletiv v řezu stébem je pak faktorem výrazně ovlivňujícím relace mezi axiálním modulem pružnosti stébka naměřeným v ohybovém, tlakovém či tahovém testu.

Statisticky průkazné rozdíly mezi hodnotami E_{oks} naměřenými v různých částech stébka (obr. 3), z nichž je výrazný zejména rozdíl mezi hodnotami E_{oks} pro první a další dvě internodia, je těžké vysvětlit bez hlubšího studia struktury stébka, s níž budou pravděpodobně bezprostředně souviset. Podobné kolísání dynamicky určeného (ultrazvuk) axiálního modulu pružnosti stébka uvádí také Gawda (1978).

ELASTICITA STÉBLA

Stupeň elasticity patří k nejjednodušším veličinám charakterizujícím pružnost materiálu. Ideálně pružnému tělesu odpovídá stupeň elasticity rovný 1, jak to vyplývá i z definice veličiny uvedené v textu k obr. 1. V případě žitného stébka se ukazuje, že stupeň elasticity není stálou veličinou (obr. 10a, b). Výsledky získané při příčném stlačování stébka mezi dvěma válečky je možné aproximovat dvěma hodnotami zvlášť pro první internodium (0,794) a pro druhé a třetí internodium (0,854). Rozdílné hodnoty

10. Závislost hodnot stupně elasticity z ohybového testu S_{eo} (a) a z deformace stébla stlačováním mezi dvěma válečky S_{es} (b) na průměru stébla — The dependence of the values of the elasticity degree from the bending test S_{eo} (a) and from the deformation of stalk by compression between two rollers S_{es} (b), on the diameter of the stalk. Značení: ○ — 1. internodium shora, ▽ — 2. internodium shora, □ — 3. internodium shora. S_{es} lze pro 2. a 3. internodium dobře aproximovat hodnotou 0,854 (plná čára) a 1. internodium hodnotou 0,794 (čárkovaná čára)

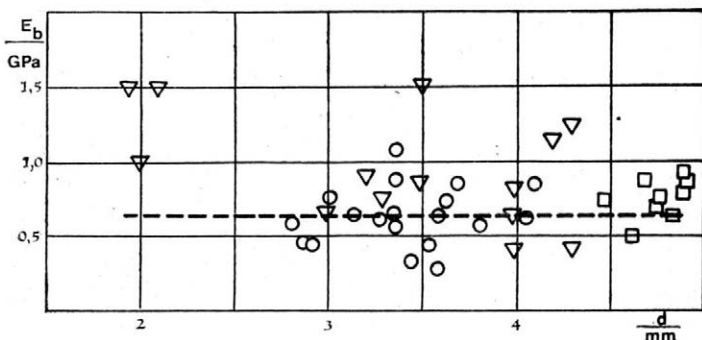


stupně elasticity získané pro první a další dvě internodia mají svou příčinu pravděpodobně v rozdílném poměru tloušťky stěny stébla k jeho průměru.

Stupeň elasticity stébla při deformaci ohybem klesá, jak ukazuje obr. 10a, s růstem průměru stébla. Ukazuje se, že i tento pokles je možné spojit s lokálními průhyby profilu stébla v místech působení osamělých sil na stéblo při deformaci trojbodovým ohybem. Ukázali jsme již v předchozí části diskuse, že minimální hodnoty podílu lokálního průhybu profilu stébla na jeho celkovém průhybu při trojbodovém ohybu jsou pozorovány u prvního internodia. Pro první internodium byly také pozorovány nejvyšší hodnoty stupně elasticity S_{eo} se střední hodnotou 0,961. S růstem průměru stébla podíl lokálních průhybů profilu stébla na jeho celkovém ohybovém průhybu roste a podle obr. 10a současně klesají hodnoty naměřených hodnot stupně elasticity. Je tedy přirozené předpokládat, že hodnoty stupně elasticity získané při deformaci trojbodovým ohybem jsou superpozicí hodnot získaných při čistém ohybu a hodnot získaných při lokálním průhybu profilu stébla, které jsou zřejmě výrazně nižší než dříve uvedené. Při čistém ohybu stébla v oblasti malých deformací dochází k jeho axiální deformaci, zprostředkované převážně sklerenchymatickými pletivy. To znamená, že pro stupeň elasticity těchto pletiv můžeme předpokládat hodnoty $\geq 0,96$, blízké se hodnotám pro ideální elastické těleso. Na lokálním průhybu stébla zatíženého osamělou silou se naopak převážnou měrou podílejí parenchymatická pletiva, která se vyznačují nižšími hodnotami stupně elasticity, jak to ukazuje obr. 10b. Na základě uvedené diskuse je zřejmé, že při trojbodovém ohybu stébla se experimentálně určují hodnoty stupně elasticity, které obecně klesají s růstem průměru stébla od hodnot blízkých se k jedničce až k hodnotám $\sim 0,8$.

Stupeň elasticity obecně klesá s rostoucí deformací materiálu. Tímto způsobem materiál reaguje na plasticitu, která je vždy spojena s jeho vysokými doformacemi. V případě uváděných měření byl stupeň elasticity proměřován systematicky pro oblast těsně za mezí úměrnosti deformační křivky. V lineární oblasti deformační křivky by byly naměřeny hodnoty stupně elasticity poněkud vyšší.

Hodnoty modulu pružnosti vypočítané z deformačních křivek v bočním tlaku jsou znázorněny v obr. 11. Tento obrázek ukazuje na nezávislost experimentálních hodnot na průměru stébela a dokonce i na stupni vývoje rostliny. Několik hodnot získaných v ne-



11. Boční modul pružnosti E_b v závislosti na průměru stébela — The lateral elasticity modulus E_b in dependence on stalk diameter

Značení:

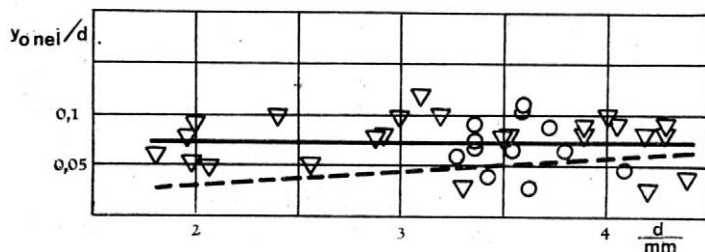
○ — měření prováděné v rámci této práce, střední hodnota je vyznačena čárkovanou čarou +0,63 GPa

△ — ozimé žito — 'České' — po skladování v laboratorních podmínkách, 1.—3. internodium shora

□ — ozimé žito — 'České' — stébela v období kvetení, 4. internodium shora

publikovaných experimentech u žita jiné odrůdy v období kvetení jsou téměř shodné s hodnotami naměřenými u suché slámy. Při bočním neboli příčném stlačování stébela dochází k ohybu jeho stěn, přičemž nenulové položky hlavních napětí, iniciované ve stěnách, jsou orientované kolmo na směr sklerenchymatických vláken. Nosnou část stébela při příčném tlaku tvoří tedy především parenchymatická pletiva. Podle obr. 11 se modul pružnosti parenchymatických pletiv stébela v průběhu vývoje a posklizňového skladování příliš nemění a činí 0,63 GPa.

Neelastické chování stébela při bočním stlačování stébela se začíná projevovat na mezi úměrnosti deformační křivky. Obr. 12 ukazuje, že poměr deformace na mezi úměrnosti $y_{b\text{ nel}}/d$ v tomto případě souvisí s průměrem stébela tak, že $y_{b\text{ nel}}/d$ je v širokých mezích stálou hodnotou $\sim 0,0723$. Tato veličina je téměř shodná s obdobným poměrem $y_{s\text{ nel}}/d$, získaným při stlačování stébela mezi dvěma válci, pro nějž byla nalezena hodnota



12. Příčné (boční) stlačení stébela vztahované na jeho průměr v závislosti na průměru stébela — Transversal (lateral) compression of stalk related to stalk diameter, as depending on stalk diameter

Čárkovanou čarou je vyznačen vztah (8). Značení:

○ — měření prováděné v rámci této práce (střední hodnota 0,0723 vyznačena plnou čarou)

△ — ozimé žito — 'České' — po skladování v laboratorních podmínkách, 1.—3. internodium shora

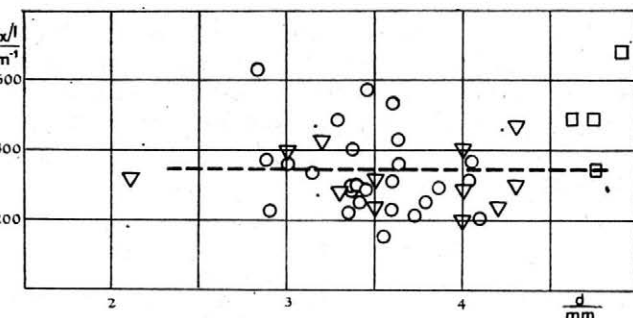
0,0629. Tato shoda není pravděpodobně náhodná a svědčí o podobnostech mechanismů určujících vztah síla-deformace u obou testů.

Z dalších veličin vykazuje nezávislost na průměru stébla a na stupni jeho vývoje také maximální síla naměřená v deformačním testu a vztažená na jednotkovou délku stébla $F_{b \max}/l$, která je uvedena v obr. 13. Napětí v kritickém místě stébla při jeho deformaci na mez úměrnosti $\sigma_{b \text{ nel}}$ je uvedeno v obr. 14. V tomto případě jsou pozorovány nižší hodnoty pro čerstvá žita v období kvetení.

13. Maximální síla dosažená při bočním stlačení stébla vztažená na jednotku délky vzorku v závislosti na průměru stébla — The maximum force obtained by lateral compression of stalk related to the unit length of sample, as depending on stalk diameter

Značení:

○ — měření prováděné v této práci, střední hodnota 345 Nm^{-1} je vyznačena čárkovanou čarou

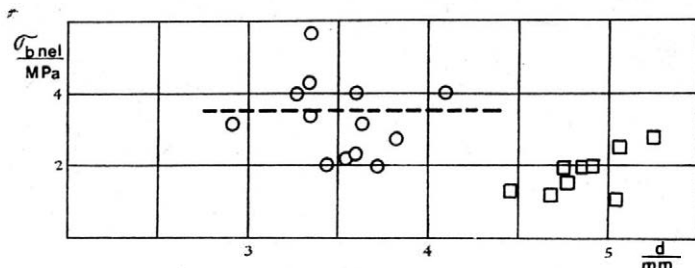


▽ — ozimé žito — 'České' — po skladování v laboratorních podmínkách, 1.—3. internodium shora

□ — ozimé žito — 'České' — stébla v období kvetení, 4. internodium shora

14. Napětí na mezi úměrnosti při deformaci stébla příčným (bočním) tlakem v závislosti na průběhu stébla — The stress at the proportional limit during the deformation of stalk by transversal (lateral) compression, as depending on stalk diameter

Značení:



○ — měření prováděné v rámci této práce, střední hodnota $3,56 \text{ MPa}$ vyznačena čárkovanou čarou

□ — ozimé žito — 'České' — stébla v období kvetení, 4. internodium shora

Vztahy pro E_b a σ_b v obr. 1 byly odvozeny pro deformaci velmi tenkých trubek (Beljajev, 1954). V rámci diskuse o dosažených výsledcích uděláme test jejich nerozpornosti. Ze vztahů E_b a σ_b lze vyjádřit vztah mezi průměrem stébla a tloušťkou jeho stěny ve tvaru:

$$d = t \left[1 + \frac{1}{2C} + \sqrt{\left(1 + \frac{1}{2C}\right)^2 - \frac{4}{3}} \right] \quad (5)$$

v němž

$$C = \frac{3\pi}{8 \cdot 0,963} \cdot \frac{\sigma_{b \text{ nel}}}{E_b} \cdot \frac{d}{y_{b \text{ nel}}} \quad (6)$$

Po dosazení příslušných středních hodnot za $\sigma_{b\text{ nel}}$, E_b a $y_{b\text{ nel}}/d$ ve vztahu (6) je možné vztah (5) numericky vyjádřit výrazem:

$$d = 12,052 t \quad (5a)$$

Tento vztah je vyneseno plnou čarou v obr. 7. S použitím vztahu (5a) je možné vyjádřit i ohybovou tuhost stébla výrazem:

$$T_o = 0,02533 E_{ok} \cdot d^4 \quad (7)$$

Také tento vztah je vyznačen plnou čarou v obr. 8. Vztah (7) pro ohybovou tuhost T_o poměrně dobře vyhovuje experimentálním datům a odchylky od přesnějšího vztahu (4b) jsou minimální. Zato vztah (5a) pro tloušťku stěny stébla neodpovídá experimentálním datům v obr. 7. Odchylky jsou výrazné zejména v oblasti nižších hodnot průměru stébla. Proto byl pro zpětný výpočet použit nalezený regresní vztah (3). Po dosazení do vztahu pro $y_{b\text{ nel}}/d$:

$$\frac{y_{b\text{ nel}}}{d} = 0,007114 \left(\frac{d}{t} - 2 + \frac{4t}{3d} \right) \quad (8)$$

byla nalezena závislost vyznačená čárkovaně v obr. 12. Předpokladem uvedených výpočtů byly stále hodnoty veličin E_b a $\sigma_{b\text{ nel}}$.

Také při zpětném výpočtu se dosáhlo vyšší shody vypočítané veličiny $y_{b\text{ nel}}/d$ s hodnotami experimentálně stanovenými pro oblasti vyšších hodnot průměrů stébla (obr. 12). Zdá se, že nalezené rozdíly mezi vypočtenými a skutečnými hodnotami (t v obr. 7 a $y_{b\text{ nel}}/d$ v obr. 12) jsou způsobeny poměrně vysokými hodnotami veličiny t/d z rozmezí 0,1 až 0,2 (obr. 9). Čím je poměr t/d větší, tím více se vzdaluje stéblo od modelu tenkostěnné trubky a tím větší rozdíly mezi experimentem a teorií mohou být očekávány. S poklesem průměru stébla roste ve skutečnosti poměr t/d , jak to ukazuje obr. 7. Z toho je zřejmé, že přesnější hodnoty E_b a $\sigma_{b\text{ nel}}$ mohou být nalezeny při deformaci stébel většího průměru (internodium 2, 3 nebo 4). Přestože ani v tomto případě nebude shoda teorie s realitou úplná, můžeme předpokládat na základě srovnání vypočtených a naměřených hodnot t a $y_{b\text{ nel}}/d$ v obr. 7 a v obr. 12, že nalezené hodnoty E_b a $\sigma_{b\text{ nel}}$ jsou dobrým odhadem reálných hodnot.

PRAKTICKÁ POUŽITÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

Kromě toho, že byly nalezeny základní materiálové konstanty žitného stébla, spočívá význam této práce také v pochopení procesů spojených s deformací obilních stébel bočními silami. Ukazuje se, že u stébla — zejména u jeho části s tenkými stěnami — hrají boční síly úlohu v podstatě větší než vlastní ohybový moment. Ke zlomení stébla v místě působení síly dostačuje zborcení kruhového průřezu stébla bez velkých nároků na vytváření ohybových momentů. Po zborcení stébla o poměru $t/d = 0,1$ poklesne moment setrvačnosti plochy průřezu až o cca 96 %; je-li poměr $t/d = 0,2$, pak uvedený pokles činí „pouhých“ 80 %.

Při stlačování slámy vysokými tlaky je výhodné stlačovat slámu orientovanou se stébly rovnoběžně s rovinou, na níž je stlačována. Síla tak působí kolmo na stéblo a vytváří se vysoké procento kontaktů mezi jednotlivými stébly. Ohyb stébel je potlačen na úkor jejich bočních stlačování. Čím větší kompaktnosti hmoty se u slámy dosáhne před začátkem lisování natřásáním apod., tím více energie, jinak spotřebované na ohyb a tah a další elastickou osovou deformaci stébel, se ušetří při stlačování slámy. Navíc, jde-li o vytváření kompaktních útvarů na bázi slámy, např. briket, pak elastická energie akumulovaná stébly ve vzniklých útvarech je vždy zdrojem destruktivních procesů spojených s uvolňováním této energie.

Parenchymatická pletiva v plochách rovnoběžných s osou stébla nejsou příliš pevná, napětí odpovídající jejich neelastické deformaci $\sigma_{b\text{ nel}} \sim 2$ až 4 MPa. Při nepřilíš vyšších napětích (která však již neuvádíme, protože předpoklady pro výpočet σ_b podle vztahu uvedeného v obr. 1 při vyšších deformacích již nejsou splněny) „praská“ parenchym v podélných rovinách stébla. Obdobné údaje pro deformaci sklerenchymu chybí, neboť při deformaci trojbodovým ohybem je nelinearita deformační křivky spojená s lokálním průhybem profilu stébla a sklerenchymatická pletiva se nemohou přetrhnout. Maximální hodnoty $\sigma_{o\text{ nel}}$ v ohýbaných vzorcích prvního internodia se však pohybovaly kolem

III. Mechanické vlastnosti žitného stébla — Mechanical properties of rye stalk

Vlastnost	Jednotka	Hodnota v období		Poznámka
		skladování	kvetení*	
Modul pružnosti:				
střední axiální — ohybový test	GPa	10,9000	2,620 ⁺	
střední axiální — tlakový test	GPa	4,6000	—	
střední pro sklerenchym — ohybový i tlakový test	GPa	~30,0000	—	kolísá, pokles v prvním internodiu
střední pro parenchym — beční test	GPa	0,6300	0,750	v čase se příliš nemění
Mez úměrnosti:				
střední axiální — ohybový test	MPa	> 35,0000	5,800	první internodium
parenchym — boční test	MPa	~ 3,6000	~1,800	druhé internodium v čase se příliš nemění
Stupeň elasticity: (roste v průběhu růstu a posklizňového skladování)				
axiální ohyb	—	~ 0,9600	~0,865	mnohem nižší hodnoty pro ohyb stébel s tenkými stěnami
boční tlak obecně,	—	0,7940	~0,330	
první internodium				
druhé, třetí internodium	—	0,8540	~0,550	
Anizotropie:				
E_b/E_o	—	~ 0,0730	~0,290	E_b druhé internodium E_o první internodium
$\sigma_{b\text{ nel}}/\sigma_{o\text{ nel}}$	—	~ 0,1000	~0,310	první internodium
S_{es}/S_{eo}	—	~ 0,8800	~0,635	S_{es} třetí, druhé internodium S_{eo} první internodium

* — Blahovec aj. (1980)

+ — nekorigovaná hodnota pro první internodium

35 MPa. To znamená, že mez pevnosti v tahu stébla ve směru axiálním je minimálně desetkrát vyšší než mez pevnosti parenchymu. Z hlediska úspory energie je výhodné spíše desintegrovat v rovině podélné než v rovině příčné. Podélná desintegrace může být realizována štípáním, mačkáním apod. Rozdíl mezi podélnou a příčnou deformací stébla, tj. mezi deformací sklerenchymatických a parenchymatických pletiv, se zvětšuje v průběhu růstu stébla a zejména v průběhu jeho dozrávání a následného skladování stébel. Zatímco vlastnosti parenchymu se v této době příliš nemění (obr. 11, 13, 14), sklerenchym prodělává v této době změny, jejichž výsledkem je jeho vyšší pevnost a tuhost (Blahovec aj., 1980).

ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY ŽITNÉHO STÉBLA

Nejdůležitější vlastnosti žitného stébla jsou shrnuty v tab. III. Jsou zde shrnuty výsledky této práce spolu s údaji o vlastnostech stébla žita z období kvetení (ozimé žito 'České' — měřeno v červnu 1975). Hodnoty uvedené v tab. III se shodují v rámci nutných tolerancí s hodnotami dostupnými pro stéblo žita v literatuře. Tak Slavkovský a Chyba (1975) pro první internodium stébla žita uvádějí pro axiální modul pružnosti (ohybový test) hodnotu 12,85 GPa a u meze pevnosti v tahu (tahová zkouška) hodnotu 41,7 MPa. Boční stlačování stébel obilovin v literatuře není popsáno.

ZÁVĚR

V práci jsou proměřeny materiálové konstanty studovaných stébel žita. Výsledky čtyř různých deformačních testů (ohyb, tlak, dva druhy bočního stlačování stébla) jsou mezi sebou kriticky porovnány a dosažené výsledky jsou v rámci teorie pružnosti interpretovány na dva základní druhy pletiv stébla — parenchym a sklerenchym. Výsledky ohybového testu jsou korigovány na lokální průhyb profilu stébla v místě působení lokálních bočních sil. O významu lokálních průhybů profilu stébla se diskutuje v souvislosti s ostatními měřeními veličinami. Významnou úlohu při popisu lokálních průhybů stébla a příčného stlačování stébla má poměr tloušťky stěny stébla k jeho průměru.

Literatura

- BELJAJEV, N. M.: Pružnost a pevnost II. Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1954.
 BLAHOVEC, J. — ŘEZNÍČEK, R. — PATOČKA, K.: Ohyb stébla ozimého žita. In: Sborník MF VŠZ, Praha 1980 (v tisku).
 FLACHOWSKY, G.: Použití slámy jako tvarovaného krmiva. Stát. zeměd. nakl., Praha 1979.
 GAWDA, H.: Attempt at applying the ultrasonic method for determining the Young's modulus of cereal stalk. Zesz. Probl. Post. nauk Roln., 1978, č. 203, s. 145-152.
 GHONIEM EL-SAYED, Y. A.: Physical Properties of Wheat. [Kandidátská práce.] Praha 1978. — Vysoká škola zemědělská.
 LOUDA, J.: Vybrané fyzikální vlastnosti slamnatých materiálů. [Kandidátská práce.] Praha 1977. — Vysoká škola zemědělská.
 SKUBISZ, G.: The determination of the Young's modulus of a stalk of winter wheat on the basis of field and laboratory measurements. Zesz. Probl. nauk Roln., 1978, č. 203, s. 215-224.
 SLAVKOVSKÝ, J. — CHYBA, J.: Elastické vlastnosti stébla. In: Agrofyzikální vlastnosti krmných obilnin. [Závěrečná zpráva VÚ P-11-329-053-01-03.] Nitra, Vysoká škola poľnohospodárska 1975.

Došlo dne 18. 4. 1980

Přehled použitých veličin a označení

Značka	Jednotka	Popis
d	mm	vnější průměr stébla
d_1	mm	průměr válečku
E_b	Pa	modul pružnosti stébla získaný při bočním stlačování stébla
E_o	Pa	axiální modul pružnosti v ohybu (obr. 1)
E_{ok}	Pa	korigovaný axiální modul pružnosti (korekce na průhyb profilu stébla v místě působení osamělých sil — obr. 2)
E_{oks}	Pa	korigovaný modul pružnosti sklerenchymatických pletiv ve stéble; při výpočtu se počítá pouze s momentem setrvačnosti ploch řezu sklerenchymatickými pletivy, příspěvek parenchymatických pletiv se zanedbává
E_t	Pa	modul pružnosti v tlaku (prostý osový tlak)
E_{ts}	Pa	modul pružnosti v tlaku (prostý osový tlak) přepočtený pouze na sklerenchymatická pletiva ve stéble
F	N	síla obecně
F_b	N	síla při testu s bočním tlakem
F_o	N	síla v ohybovém testu
F_s	N	síla při stlačování stébla mezi dvěma válečky
F_t	N	síla při deformaci prostým tlakem
ΔF_b	N	změna síly F_b v lineární části deformační křivky (obr. 1)
ΔF_o	N	změna ohybové síly F_o v lineární části deformační křivky (obr. 1)
ΔF_s	N	změna síly F_s v lineární části deformační křivky (obr. 1)
ΔF_t	N	změna síly F_t v lineární části deformační křivky (obr. 1)
$F_{b\ max}$	N	síla odpovídající maximu deformační křivky — boční tlak
$F_{b\ nel}$	N	síla na mezi úměrnosti — boční tlak
$F_{o\ max}$	N	síla odpovídající maximu deformační křivky při deformaci trojbodovým ohybem
$F_{o\ nel}$	N	síla na mezi úměrnosti — deformace trojbodovým ohybem
$F_{s\ nel}$	N	síla na mezi úměrnosti — stlačování stébla mezi dvěma válečky
I	mm ⁴	plošný moment setrvačnosti průřezu stéblem
I_s	mm ⁴	plošný moment setrvačnosti příčného průřezu sklerenchymatickými pletivy stébla
l_b	mm	délka vzorku — boční tlak
l_o	mm	vzdálenost mezi podporami u trojbodového ohybu
l_t	mm	délka vzorku — prostý tlak
R	—	$\frac{\sigma_{o\ max}}{E_{ok}}$ poměrné maximální ohybové napětí
S	mm ⁴	plocha příčného průřezu stéblem
S_s	mm ⁴	plocha příčného průřezu sklerenchymatických pletiv stébla
S_e	—	stupeň elasticity (obr. 1)
S_{eb}	—	S_e pro příčná stlačování stébla
S_{eo}	—	S_e pro deformaci ohybem
S_{es}	—	S_e pro stlačování mezi dvěma válečky

Značka	Jednotka	Popis
t	mm	tloušťka stěny stébla
T_o	Nm ²	ohybová tuhost $T_o = E_{ok} \cdot I$
T_s	Nm ⁻¹	boční tuhost (obr. 1)
y	mm	deformace
y_b	mm	deformace stébla — boční tlak
y_o	mm	celkový průhyb při deformaci trojbodovým ohybem
y_s	mm	stlačení stébla při stlačování mezi dvěma válečky
y_t	mm	deformace prostým tlakem
y_s'	mm	jednostranný průhyb stébla při jeho stlačování mezi dvěma válečky
y_o'	mm	celkový lokální průhyb profilu stébla v ohybovém testu (platí pro lineární část deformační křivky v ohybu)
$y_b \text{ nel}$	mm	příčné stlačení stébla na mezi úměrnosti příslušné deformační křivky při deformaci bočním tlakem
$y_b \text{ max}$	mm	deformace odpovídající maximu deformační křivky — boční tlak
$y_o \text{ max}$	mm	deformace odpovídající maximu deformační křivky při deformaci trojbodovým ohybem
$y_o \text{ nel}$	mm	deformace odpovídající mezi úměrnosti při deformaci trojbodovým ohybem
$y_s \text{ nel}$	mm	deformace odpovídající mezi úměrnosti při stlačování stébla mezi dvěma válečky
Δy_b	mm	změna deformace y_b v lineární části deformační křivky (obr. 1)
Δy_o	mm	změna deformace y_o v lineární části deformační křivky (obr. 1)
Δy_s	mm	změna deformace y_s v lineární části deformační křivky (obr. 1)
Δy_t	mm	změna deformace y_t v lineární části deformační křivky (obr. 1)
σ_b	Pa	napětí v kritickém místě stébla (tj. v místě kontaktu stébla s příčnými destičkami) — boční tlak
$\sigma_b \text{ nel}$	Pa	σ_b odpovídající mezi úměrnosti deformační křivky — boční tlak
$\sigma_o \text{ max}$	Pa	maximální napětí ve stéble při deformaci ohybem
$\sigma_o \text{ nel}$	Pa	napětí na mezi úměrnosti deformační křivky při deformaci trojbodovým ohybem

БЛАГОВЕЦ, Й. — ПАТОЧКА, К. (Сельскохозяйственный институт, Прага): Механические свойства стебля ржи. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 65-85.

В работе экспериментально установлены основные механические свойства стебля ржи в трех верхних междоузлиях. Результаты четырех разных испытаний деформаций (изгиб, давление, два вида бокового сжатия стебля) взаимно критически сравниваются и полученные результаты — в рамках теории гибкости — интерпретируются для двух видов тканей стебля: склеренхимы и паренхимы. Результаты теста на изгиб исправлены на локальный прогиб профиля стебля в месте воздействия боковых давлений, причем о значении локальных прогибов профиля стебля ведется дискуссия также в связи с другими измеряемыми величинами. Установлено, что важную роль в описании локальных прогибов стебля и поперечного его сжатия играет отношение толщины стебля к его диаметру. Установленные значения могут служить для оценки усилий, необходимых для поперечной и продольной дезинтеграции стебля и для выбора эффективных приемов при прессовании соломы.

зерновые; ржаная солома; механические свойства стебля

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (University of Agriculture, Praha): *Mechanical Properties of Rye Stalks*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 65-85.

The basic mechanical characteristics of rye stalk in the three upper internodia are experimentally determined. The results of four different deformation tests (bending, crushing, two kinds of lateral compression of stalk) are critically compared and are interpreted, in terms of elasticity theory, for two types of stalk tissue — sclerenchyma and parenchyma. The results of the bend test are corrected for the local deflection of stalk profile at the place of the action of lateral forces; the importance of the local deflection of stalk profile is also discussed in relation with other measured characteristics. The ratio of stalk wall thickness to stalk diameter was found to play an important role in the description of the local deflections of stalk and transverse stalk compression. The obtained values can serve for the estimation of the forces needed for the longitudinal and transversal disintegration of stalk and for the choice of efficient procedures of straw pressing.

cereals; rye straw; mechanical properties of stalk

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha): *Mechanische Eigenschaften des Roggenhalmes*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 65-85.

Im Aufsatz werden auf dem Experimentalwege grundlegende mechanische Eigenschaften des Roggenhalmes in drei oberen Internodien festgelegt. Die Ergebnisse von vier verschiedenen Verformungstesten (Biegung, Druck, zwei Arten der seitlichen Halmstauchung) werden untereinander kritisch verglichen und die erzielten Ergebnisse werden im Rahmen der Elastizitätstheorie für zwei Arten der Halmgewebe ausgewertet — Sklerenchym und Parenchym. Die Ergebnisse des Biegungsversuches werden auf die lokale Durchbiegung des Halmprofils in der Stelle der Seitenkraftwirkung korrigiert und die Bedeutung der lokalen Halmprofildurchbiegungen wird auch im Zusammenhang mit sonstigen zu messenden Größen erörtert. Es wurde ermittelt, daß eine bedeutungsvolle Rolle bei der Beschreibung der lokalen Halmdurchbiegungen und Querstauchung des Halmes das Verhältnis der Halmwanddicke zu dessen Durchmesser spielt. Die gefundenen Werte können zur Schätzung der für die Längs- und Querdesintegration des Halmes erforderlichen Kräfte und zur Wahl der effektiven Verfahren bei der Strohpressung dienen.

Körnerfrüchte; Roggenstroh; mechanische Halmeigenschaften

Adresa autorů:

RNDr. ing. Jiří Blahovec, CSc., prom. biolog Karel Patočka, Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchbát

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

ZILLBAUER, J.

D 67.446/42

Das Förderband im Futterbaubetrieb.

Wien, Kuratorium f. Landtechnik 1978. 10 s., 2 fot. (Dopravníky krmiv — pásové — zkoušení — Rakousko — zprávy)

E 39.643

Efektivno ispolzuvane na mašinnotraktornija park v selskoto stopanstvo.

Sofija, Zemizdat 1978. 237 s., 22 obr., 50 tab. (Traktory a zemědělské stroje — využití efektivní — příručka)

ZANCHE, C. de

C 25.993/2

Programma di calcolo dell'appesantimento dinamico della trattrice.

Bologna, Ist. di meccanica agraria 1978. S. 67-71, 3 obr. Estratto da Macchine e motori agricoli anno 36, n. 4. 1978. (Traktory malé — kloubové — dynamika — výpočty — počítačové stroje — použití — výzkum — Itálie)

SIRÉN, M. — VUORINEN, H. — SAUVALA, K.

C 16.040/383

Pientraktorien heilunta.

Helsinki, Metsäntutkimuslaitos 1979. 12 s. Folia forestalia 383. (Traktory malé — vibrace — nízkofrekvenční — výzkum — Finsko)

D 50.847/2494

Vilken effekt har traktorn?

Uppsala, Statens maskinprovningar 1979. Nestr., obr. Meddelande 2494. (Traktory — výkonnost — zkoušení — Švédsko)

SLEDOVANIE RELATÍVNEJ RÝCHLOSTI POHYBU JEMNÉHO VÝMLATKU PO VYNÁŠACEJ DOSKE

J. Paulen

PAULEN, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Sledovanie relatívnej rýchlosti pohybu jemného výmlatku po vynášacej doske*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 87–97.

Príspevok sa zaoberá teoretickým výpočtom a experimentálnym zistením relatívnej rýchlosti pohybu jemného výmlatku po vynášacej doske pri jej rôznych pozdĺžnych sklonoch. V závere sú pre jednotlivé režimy vypočítané koeficienty prepočtu teoreticky vypočítanej relatívnej rýchlosti na relatívnu rýchlosť experimentálnu.

jemný výmlatok; relatívna rýchlosť; interval; kinematický režim

Zvyšovanie priechodnosti obilných kombajnov nutne vyžaduje okrem iného aj zvýšenie výkonnosti a predseparačnej schopnosti stupňovitej vynášacej dosky, ktorá zabezpečuje dopravu jemného výmlatku spod mlátiacieho koša na čistiadlo. Jedným zo základných faktorov ovplyvňujúcich výkonnosť a predseparačnú schopnosť vynášacej dosky je relatívna rýchlosť pohybu jemného výmlatku.

Tento príspevok sa zaoberá teoretickým výpočtom relatívnej rýchlosti pohybu výmlatku pre konkrétne kinematické parametre so súčasným porovnaním výsledkov s experimentálne zistenými hodnotami.

MATERIÁL A METÓDA

Cieľom práce je určiť hodnoty prepočtových koeficientov k_v , medzi strednou teoretickou $v_{r_{teor}}$ a experimentálnou $v_{r_{exp}}$ relatívnu rýchlosť pohybu jemného výmlatku po vynášacej doske pri určitých daných podmienkach.

Teoretický výpočet strednej relatívnej rýchlosti $v_{r_{teor}}$ je uskutočnený podľa teórie uvádzanej v publikácii Gurova a i. (1964) pre parametre: uhol kmitania $\varepsilon = 23^\circ$; amplitúda kmitania $r = 30$ mm; frekvencia otáčania hnacieho excentra $n = 300, 380, 400$ min⁻¹; priečny sklon dosky 0° ; podĺžny sklon vynášacej dosky $\alpha = +6^\circ, +16^\circ, -6^\circ$ (obr. 1, 2). Výpočtom podľa teórie Gurova a i. (1964) sa získa teoretická rýchlosť výmlatku po kývajúcej šikmej ploche s hladkým povrchom.

Pre tie isté parametre je experimentálne stanovená stredná relatívna rýchlosť pohybu hmoty $v_{r_{exp}}$ po stupňovitej vynášacej doske. Druh povrchu kývajúcej plochy (hladký, stupňovitý) by z praktického hľadiska podľa Bočkova (1973) nemal byť príčinou rozdielov, pretože autor experimentálne dokázal, že výkonnosť vynášacej dosky obilného kombajnu SK-4 je rovnaká ako pre hladký, tak aj pre stupňovitý povrch. Ako materiál sme použili jemný výmlatok pšenice o podiele vlhkosti zrna 13,00 až 14,2%, slamnatých prímiesí 9,00 až 14,4 %, hmotnostnom pomere zrna ku prímiesiam 80 : 20 a mernej hmotnosti 216 kgm⁻³.

Pre uhol trenia φ sme počítali s konštantnou hodnotou podľa literárnych prameňov $\varphi = 25^\circ$.

Strednú relatívnu rýchlosť pohybu hmoty sme zisťovali na modeli vynášacej dosky podľa Paulena (1977) tak, že na vnútornej strane sme vyznačili úsek o dĺžke 0,5 m, na ktorom sme merali čas potrebný na premiestnenie farebného polystyrénu pohybujúceho sa súčasne s výmlatkom. Vyznačená dráha nezahrňovala tie úseky pohybu hmoty, ktoré sú ovplyvňované prísunom a výpadom materiálu z dosky.

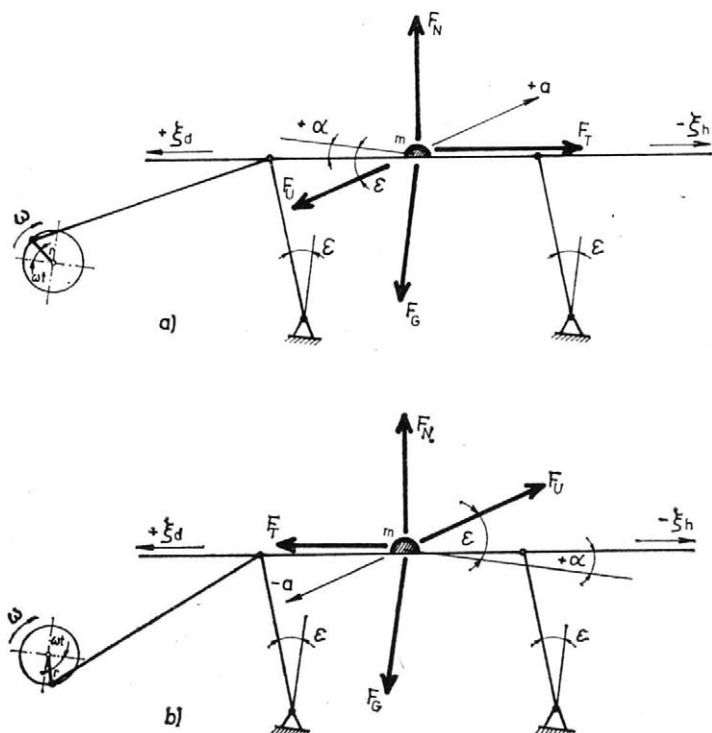
VÝSLEDKY A ZHODNOTENIE

1. TEORETICKÝ VÝPOČET STREDNEJ RELATÍVNEJ RÝCHLOSTI POHYBU JEMNÉHO VÝMLATKU

Pre výpočet teoretickej relatívnej rýchlosti pohybu jemného výmlatku $v_{r_{teor}}$ po vynášacej doske použijeme teóriu Gurova a i. (1964), ktorí uvádzajú možnosť výpočtu $v_{r_{teor}}$ graficko-analytickou metódou.

Pre pozdĺžny sklon dosky $+a$ podľa obr. 1 (kde znamienko $+$ označuje iba druh pozdĺžneho sklonu dosky) platí pre relatívny pohyb častice o hmotnosti m v pravom intervale (obr. 1a) diferenciálna rovnica (v pravom intervale je zrýchlenie dosky a označené znamienkom $+$; obr. 3):

$$m \cdot \frac{d^2(+\xi_d)}{dt^2} = F_U \cdot \cos(\varepsilon - a) + F_G \cdot \sin a - F_T \quad (1)$$



1. Schéma síl pôsobiacich na hmotnú časticu pri pohybe povrchu vynášacej dosky sklonenej pod uhlom $+a$ (a/ v pravom intervale; b/ v ľavom intervale) — Diagram of forces acting on the mass particle moving along the surface of the delivery board inclined at the angle $+a$ (a. right interval, b. left interval)

kde: $+\xi d$ — dráha častice pohybujúcej sa dolu po povrchu dosky pri jej výkyve zľava doprava
 F_U — zotrvačná sila častice o hmotnosti m
 $F_U = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$
 $F_G = m \cdot g$ — tiaž častice
 F_T — sila trenia, ktorá je proporcionálna tlaku a rovná sa:

$$F_T = F_N \cdot \operatorname{tg} \varphi = [F_G \cdot \cos \alpha + F_U \cdot \sin (\varepsilon - \alpha)] \cdot f$$

Po dosadení za F_U a F_T do rovnice (1), pričom

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$$

$$\alpha' = \varepsilon - \alpha$$

$$f = \operatorname{tg} \varphi$$

dostaneme:

$$\frac{d^2(+\xi d)}{dt^2} = a (\cos \alpha' - f \cdot \sin \alpha') - g (f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (2)$$

Rovnicu (2) podelíme $A = (\cos \alpha' - f \sin \alpha')$ a úpravou získame:

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{d^2(+\xi d)}{dt^2} = a - g \cdot \frac{\sin (\varphi - \alpha)}{\cos ((\alpha' + \varphi))} \quad (3)$$

Analogický záver možno urobiť aj pre ľavé intervaly, v ktorých odstredivá sila F_U smeruje zľava napravo (obr. 1b) a sila trenia F_T — sprava naľavo. Vtedy diferenciálna rovnica relatívneho pohybu má tvar (v ľavom intervale je zrýchlenie dosky a označené znamienkom —; obr. 3):

$$m \cdot \frac{d^2(-\xi h)}{dt^2} = -F_U \cdot \cos (\varepsilon - \alpha) + F_G \cdot \sin \alpha + F_T \quad (4)$$

kde: ξh — dráha častice pohybujúcej sa hore po povrchu dosky pri výkyve dosky sprava doľava
 $F_U = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cos \omega t$
 $F_G = m \cdot g$
 $F_T = [F_G \cdot \cos \alpha - F_U \cdot \sin (\varepsilon - \alpha)] \cdot f$

Po dosadení za F_U , F_G a F_T do rovnice (4), pričom

$$a = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$$

$$\alpha' = \varepsilon - \alpha$$

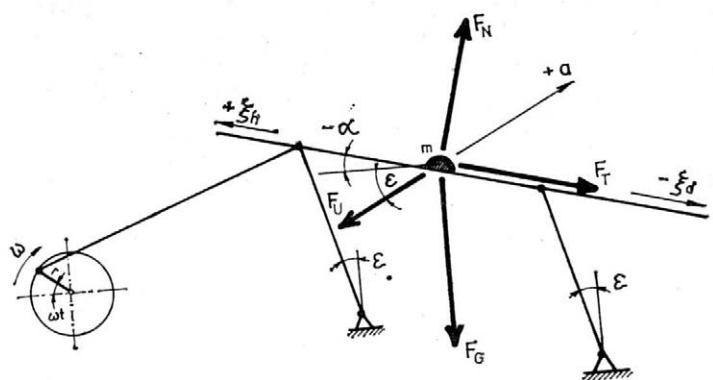
$$f = \operatorname{tg} \varphi$$

a podelením rovnice (4) hodnotou $B = (\cos \alpha' + f \cdot \sin \alpha')$ dostávame:

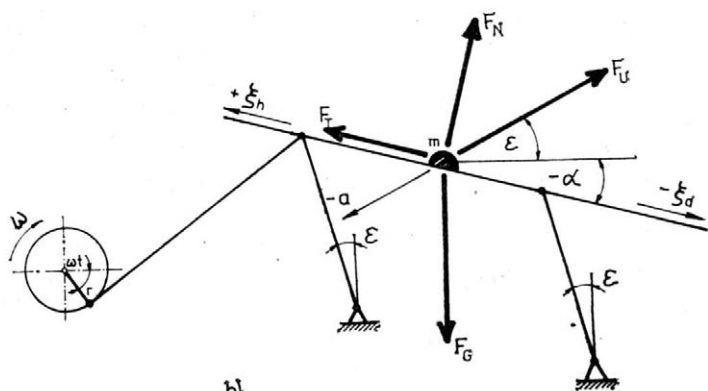
$$\frac{1}{B} \cdot \frac{d^2(-\xi h)}{dt^2} = a - g \cdot \frac{\sin (\alpha + \varphi)}{\cos (\alpha' - \varphi)} \quad (5)$$

Pokiaľ pozdĺžny sklon povrchu vynášacej dosky bude mať sklon $-\alpha$ (obr. 2), avšak smer otáčania hnacieho excentrického mechanizmu zostane nezmenený, vtedy v pravom intervale (obr. 2a) sa bude častica pohybovať v smere relatívneho pohybu $+\xi h$ (hore) a základná diferenciálna rovnica bude mať tvar:

$$m \cdot \frac{d^2(+\xi h)}{dt^2} = F_U \cdot \cos (\varepsilon + \alpha) - F_G \cdot \sin \alpha - F_T \quad (6)$$



a)



b)

2. Schéma síl pôsobiacich na hmotnú časticu pri pohybe povrchu vlnácej dosky sklonenej pod uhlom $-\alpha$ (a/ v pravom intervale, b/ v ľavom intervale) — Diagram of forces acting on the mass particle moving along the surface of the delivery board inclined at the angle $-\alpha$ (a. right interval, b. left interval)

Dosadením za jednotlivé sily a úpravou ako pri rovnici (1) získame konečný tvar:

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{d^2(+\xi h)}{dt^2} = a - g \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\alpha' + \varphi)} \quad (7)$$

Pre relatívny pohyb častice dolu po povrchu dosky v smere $-\xi d$, ktorý prebieha v ľavom intervale (obr. 2b), platí diferenciálna rovnica relatívneho pohybu:

$$m \cdot \frac{d^2(-\xi d)}{dt^2} = -F_U \cdot \cos(\varepsilon + \alpha) - F_G \cdot \sin \alpha + F_T \quad (8)$$

kde: $F_U = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$

$a = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$

$F_T = [F_G \cdot \cos \alpha - F_U \cdot \sin(\varepsilon + \alpha)] \cdot f$

Dosadením a úpravou rovnice (8) obdobne ako pri rovnici (4) získame konečný tvar rovnice pre relatívny pohyb v ľavom intervale pri pozdĺžnom sklone $-\alpha$ (obr. 2b):

$$\frac{1}{B} \cdot \frac{d^2(-\xi d)}{dt^2} = a - g \cdot \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\alpha' - \varphi)} \quad (9)$$

Po prvej integrácii rovníc (3), (5), (7), (9) dostávame vzťahy pre výpočet okamžitej relatívnej rýchlosti hmotnej častice v príslušnom smere. Ak chceme vypočítať relatívnu

dráhu premiestnenia častice hore (ξh), resp. dolu (ξd), musíme pre pozdĺžny sklon $+a$ v pravom intervale (obr. 1a) integrovať rovnicu relatívnej rýchlosti častice pre časové okamžiky začiatku $t_1 = \frac{\Theta_1}{\omega}$ a konca $t_2 = \frac{\Theta_2}{\omega}$ (obr. 3) pohybu častice smerom dolu ($+\xi d$) — druhá integrácia rovnice (3).

Po integrácii a potrebných úpravách:

$$(+\xi d) = A \cdot r \cdot \left[\cos \Theta_1 - \cos \Theta_2 - (\Theta_2 - \Theta_1) \cdot \sin \Theta_1 - \frac{1}{2} (\Theta_2 - \Theta_1)^2 \cdot \cos \Theta_0 \right] \quad (10)$$

Pre ľavé intervaly sklonu $+a$ (obr. 1b) získame vzťah na výpočet premiestnenia častice v smere ($-\xi h$) integrovaním rovnice relatívnej rýchlosti pre časové okamžiky začiatku $t_1 = \frac{\psi_1}{\omega}$ a konca $t_2 = \frac{\psi_2}{\omega}$ pohybu častice hore — druhá integrácia rovnice (5), kedy po úpravách:

$$(-\xi h) = B \cdot r \cdot \left[\cos \psi_1 - \cos \psi_2 - (\psi_2 - \psi_1) \cdot \sin \psi_1 - \frac{1}{2} (\psi_2 - \psi_1)^2 \cdot \cos \psi_0 \right] \quad (11)$$

Na základe vypočítaných dráh premiestnenia častice dolu ($+\xi d$) a hore ($-\xi h$) po povrchu dosky vypočítame strednú teoretickú rýchlosť z rovnice:

$$v_{rteor} = \frac{(+\xi d) + (-\xi h)}{2\pi} \cdot \omega \quad (12)$$

Podobne aj pre pozdĺžny sklon $-a$ (obr. 2) získame rovnice na výpočet dráhy premiestnenia častice druhou integráciou rovníc (7), (9). Je však potrebné upozorniť, že v tomto prípade sa materiál pohybuje v pravom intervale hore ($+\xi h$) — (obr. 2a) a v ľavom intervale dolu ($-\xi d$) — (obr. 2b).

Pri zohľadnení schémy síl na obr. 2 a uhlov Θ a ψ podľa obr. 3 bude pre pravý interval (obr. 2a) platiť:

$$(+\xi h) = A \cdot r \cdot \left[\cos \Theta_1 - \cos \Theta_2 - (\Theta_2 - \Theta_1) \cdot \sin \Theta_1 - \frac{1}{2} (\Theta_2 - \Theta_1)^2 \cdot \cos \Theta_0 \right] \quad (13)$$

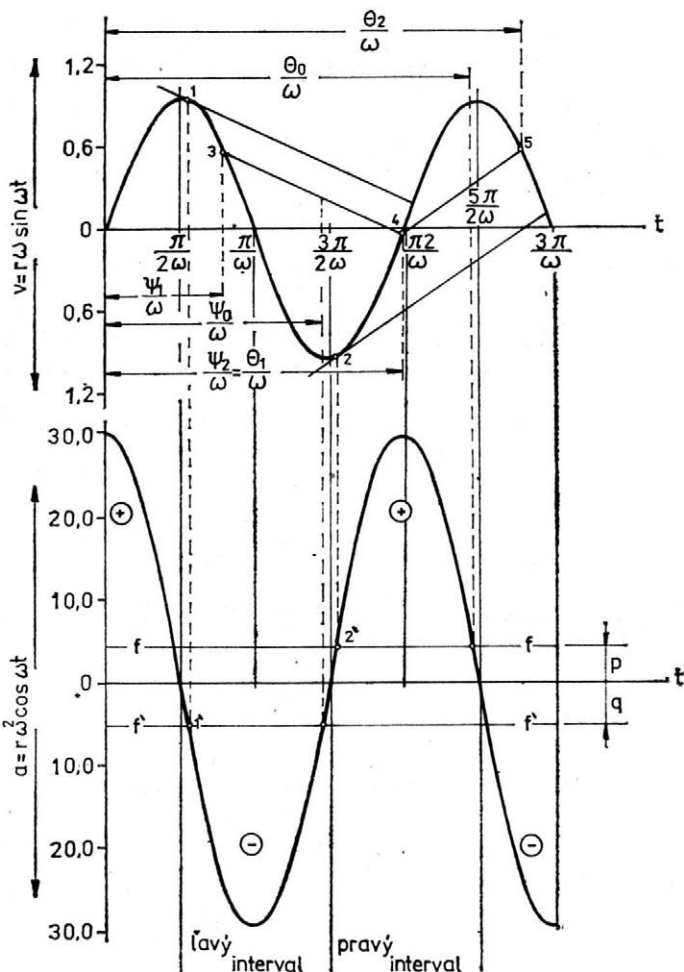
a zhodne pre ľavý interval (obr. 2b)

$$(-\xi d) = B \cdot r \cdot \left[\cos \psi_1 - \cos \psi_2 - (\psi_2 - \psi_1) \cdot \sin \psi_1 - \frac{1}{2} (\psi_2 - \psi_1)^2 \cdot \cos \psi_0 \right] \quad (14)$$

Pre jednotlivé metodikou stanovené frekvencie otáčania hnacieho excentrického mechanizmu a pozdĺžneho sklonu vynášajúcej dosky boli vo vhodných mierkach nakreslené podľa vzoru na obr. 3 priebehy rýchlosti (v) a zrýchlenia (a) povrchu dosky, hodnoty p , q a ostatné potrebné veličiny. Pritom hodnota p je od času nezávislá konštanta, predstavujúca druhého člena rovníc (3, 7) patriacich pravým intervalom, t. j.

$$p = g \cdot \frac{\sin(\varphi - a)}{\cos(a' + \varphi)}$$

$$p = g \cdot \frac{\sin(a + \varphi)}{\cos(a' + \varphi)}$$



3. Priebeh relatívnej rýchlosti a zrýchlenia hmotnej častice pri pohybe povrchu vynášacej dosky — Course of relative speed and acceleration of the mass particle moving along the surface of the delivery board

Podobne hodnota q je od času nezávislá konštanta, predstavujúca druhého člena rovníc (5, 9) patriacich ľavým intervalom, t. j.

$$q = g \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\alpha' - \varphi)}$$

$$q = g \cdot \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\alpha' - \varphi)}$$

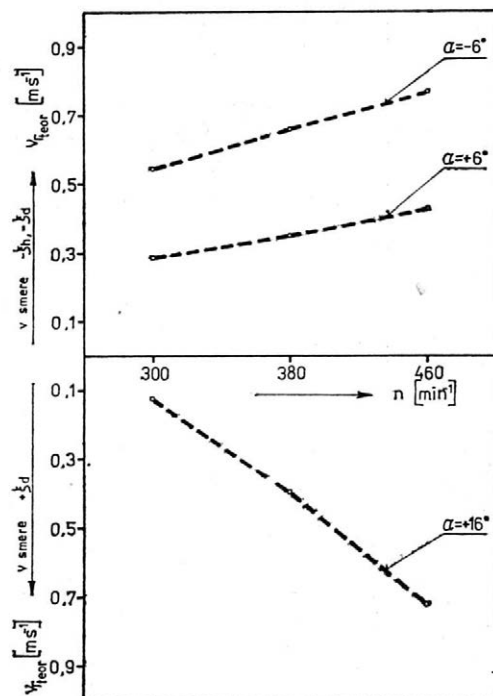
Dotyčnice v bodoch 1, 2 sme znázornili graficky a ich postupným približovaním sme získali skutočné okamžiky začiatku a konca pohybu (body 3, 4, 5). Takto sme z grafov odčítali potrebné veľkosti uhlov θ a ψ , ktorých hodnoty sú v tab. I.

Dosadením funkcií uhlov do rovníc (10), (11), resp. (13), (14) a použitím vzťahu (12) sme vypočítali stredné teoretické relatívne rýchlosti $v_{r_{teor}}$, ktoré sú znázornené na obr. 4. Z obr. 4 vidieť, že pre sklon $\alpha = +16^\circ$ má vypočítaná $v_{r_{teor}}$ opačný smer ($+\xi d$) ako je žiadúce. Je to hlavne tým, že vo výpočtoch uvažujeme s konštantným koeficientom trenia materiálu o povrch dosky.

I. Graficky zistené hodnoty uhlov θ, ψ — Graphically ascertained angles of inclination θ, ψ

Pozdĺžny sklon α [°]	Frekvencia excentra [min ⁻¹]	Uhly [°]					
		θ_1	θ_2	θ_0	ψ_1	ψ_2	ψ_0
+ 6	300	355	532	440	143	355	260
	380	358	520	443	155	358	265
	460	365	521	447	160	365	267
+16	300	337	525	445	167	337	258
	380	327	546	447	186	327	262
	460	308	539	449	180	308	265
- 6	300	363	490	435	135	363	265
	380	368	503	437	145	368	267
	460	372	508	443	147	372	267,5

4. Závislosť teoretickej relatívnej rýchlosti $v_{r\text{teor}}$ od frekvencie n otáčania hnačieho excentrického mechanizmu pohonu vynášacej dosky — Dependence of theoretical relative speed $v_{r\text{teor}}$ on the frequency n of the revolutions of the eccentric driving mechanism of the delivery board



2. EXPERIMENTÁLNE VÝSLEDKY

Namerané výsledky experimentálnej relatívnej rýchlosti $v_{r\text{exp}}$ pre jednotlivé pozdĺžne sklony dosky boli štatistickou metódou najmenších štvorcov aproximované v závislosti od hodnoty kinematického režimu k funkciami kvadratickej paraboly podľa rovníc uvedených v tab. II.

Podĺžny sklon dosky [°]	Aproximačná rovnica	Index korelácie
+ 6	$v_{r_{exp}} = -0,007397 + 0,082366 \cdot k - 0,003429 \cdot k^2$	0,9853
+16	$v_{r_{exp}} = -0,133936 + 0,117947 \cdot k - 0,008037 \cdot k^2$	0,9669
- 6	$v_{r_{exp}} = 0,083954 + 0,079563 \cdot k - 0,001633 \cdot k^2$	0,9833

Na základe indexov korelácie (tab. II) vidieť, že aproximované krivky vykazujú vysokú preukaznosť. Hodnota kinematického režimu k je daná vzťahom:

$$k = \frac{r \cdot \omega^2}{g} \quad (15)$$

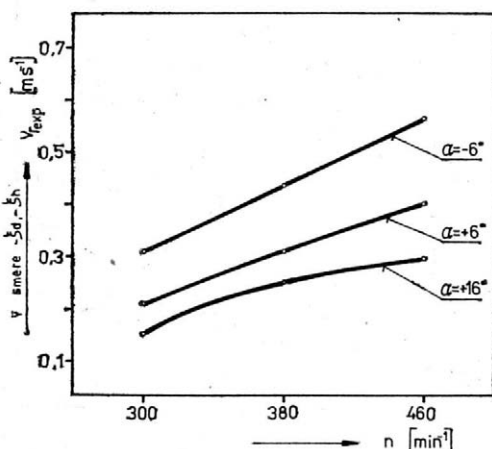
kde: r — amplitúda kmitania [m]

ω — uhlová rýchlosť excentrického mechanizmu [s^{-1}]

g — gravitačné zrýchlenie [$m \cdot s^{-2}$]

Pretože sme pri experimentálnych meraniach použili konštantnú hodnotu amplitúdy r (30 mm), potom každá hodnota k podľa vzťahu (15) odpovedá určitej frekvencii otáčania n excentrického mechanizmu.

Závislosť experimentálnej relatívnej rýchlosti $v_{r_{exp}}$ od frekvencie otáčania n hnacieho excentrického mechanizmu pre jednotlivé pozdĺžne sklony dosky α je na obr. 5. Z nej



5. Závislosť experimentálnej relatívnej rýchlosti $v_{r_{exp}}$ od frekvencie otáčania hnacieho excentrického mechanizmu n — Dependence of experimental relative speed $v_{r_{exp}}$ on the frequency n of the revolutions of the eccentric driving mechanism

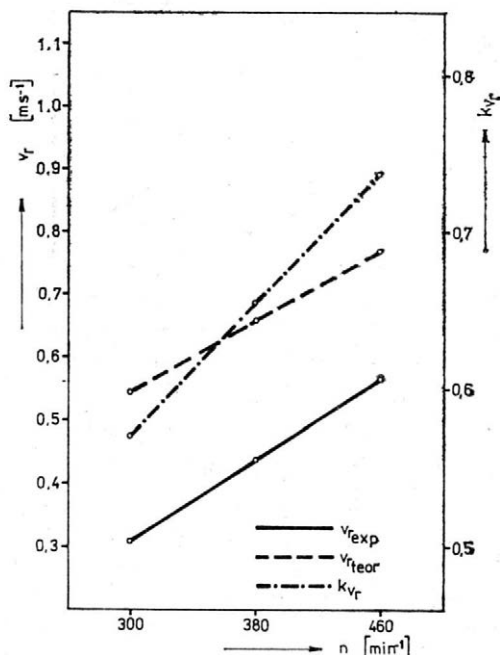
vidieť, že narastaním sklonu $+a$ klesá hodnota $v_{r_{exp}}$. V porovnaní s obr. 4 je zrejmé, že aj pri sklone $\alpha = +16^\circ$ je smer relatívnej rýchlosti v želanom smere. Ako sme už uviedli, je to možné zdôvodniť hlavne tým, že skutočný trecí uhol sa vplyvom zmeny sklonu dosky, a tým aj zmeny relatívnej rýchlosti, mení (mení sa kolmý tlak vrstvy materiálu na podložku), pričom sme pri výpočtoch uvažovali s konštantným trecím uhlom.

Porovnaním vypočítaných teoretických relatívnych rýchlostí v_{rteor} pohybu výmlatku po vynášacej doske a experimentálne nameraných v_{rexp} (obr. 6, 7, 8) vidieť, že hlavne pri sklone $\alpha = +16^\circ$ (obr. 8) a $\alpha = -6^\circ$ (obr. 6) sú medzi nimi značné rozdiely. Ako porovnávací ukazovateľ je na obr. 6, 7, 8 znázornený priebeh bezrozmerného koeficientu prepočtu teoretickej relatívnej rýchlosti v_{rteor} na experimentálnu rýchlosť v_{rexp} .

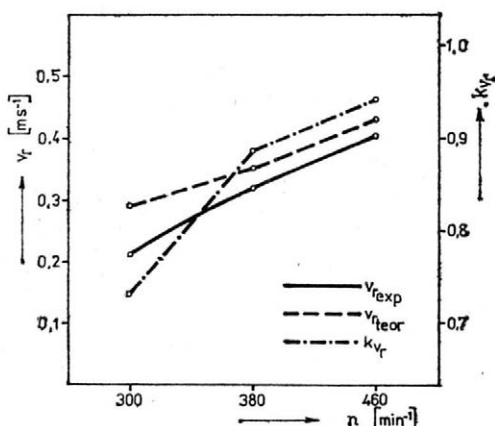
Koeficient k_{vr} je vypočítaný z rovnice:

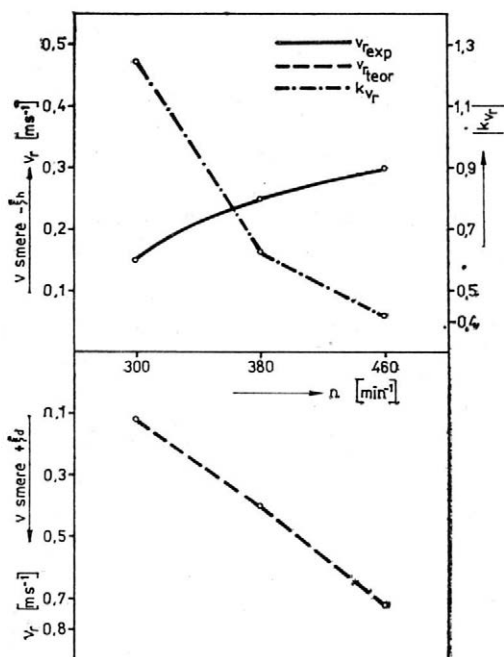
$$k_{vr} = \frac{v_{rexp}}{v_{rteor}} \quad (16)$$

6. Porovnanie priebehu teoretickej v_{rteor} a experimentálnej v_{rexp} relatívnej rýchlosti pohybu výmlatku ako aj koeficientu k_{vr} prepočtu v_{rteor} na v_{rexp} v závislosti od frekvencie hnacieho excentra n pre pozdĺžny sklon vynášacej dosky $\alpha = -6^\circ$ — Comparison of the course of theoretical v_{rteor} and experimental v_{rexp} relative speeds of threshings movement as well as the course of the coefficient k_{vr} of recalculating v_{rteor} to v_{rexp} in dependence on the frequency of the driving excentric n for longitudinal incline of the delivery board $\alpha = -6^\circ$



7. Porovnanie priebehu teoretickej v_{rteor} a experimentálnej v_{rexp} relatívnej rýchlosti pohybu výmlatku ako aj koeficientu k_{vr} prepočtu v_{rteor} na v_{rexp} v závislosti od frekvencie hnacieho excentra n pre pozdĺžny sklon vynášacej dosky $\alpha = +6^\circ$ — Comparison of the course of theoretical v_{rteor} and experimental v_{rexp} relative speeds of threshings movement as well as the coefficient k_{vr} for recalculating v_{rteor} to v_{rexp} in dependence on the frequency of the driving excentric n for longitudinal incline of the delivery board $\alpha = +6^\circ$





8. Porovnanie priebehu teoretickej $v_{r_{teor}}$ a experimentálnej $v_{r_{exp}}$ relatívnej rýchlosti pohybu výmlatku ako aj absolútnej hodnoty koeficientu k_{vr} prepočtu $v_{r_{teor}}$ na $v_{r_{exp}}$ v závislosti od frekvencie hnacieho excentra n pre pozdĺžny sklon vynášacej dosky $\alpha = +16^\circ$ — Comparison of the course of theoretical $v_{r_{teor}}$ and experimental $v_{r_{exp}}$ relative speeds of threshings movement as well as the absolute value of the coefficient k_{vr} for recalculating $v_{r_{teor}}$ to $v_{r_{exp}}$ in dependence on the frequency of the driving excentric n for longitudinal incline of the delivery board $\alpha = +16^\circ$

kde: $v_{r_{exp}}$ — experimentálne zistená relatívna rýchlosť [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 $v_{r_{teor}}$ — teoreticky vypočítaná relatívna rýchlosť [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Pre sklon $\alpha = +16^\circ$ (obr. 8) je koeficient k_{vr} , nanesený v absolútnej hodnote vzhľadom na želateľný smer pohybu $-\xi h$, nakoľko (ako je uvedená v stati 1) $v_{r_{teor}}$ pre sklon $\alpha = +16^\circ$ (obr. 4) mala opačný smer $+\xi d$.

Z celkového vyhodnotenia výsledkov vyplýva, že pre výpočet teoretickej relatívnej rýchlosti $v_{r_{teor}}$ pohybu jemného výmlatku po stupňovitej vynášacej doske je potrebné stanoviť pre skúmaný materiál a konkrétne kinematické pomery presnú hodnotu trecieho uhla materiálu o povrch dosky a až potom vypočítať $v_{r_{teor}}$. Pritom každú vypočítanú hodnotu $v_{r_{teor}}$ nemožno považovať za úplne zhodnú s hodnotou skutočnou, ale je nutné experimentálne ju overiť osobitne pre každý kinematický režim a pri tých istých vlastnostiach materiálu.

Literatúra

- BOČKOV, N. P.: Obosnovanie optimalnych režimov raboty i konstrukcii transportnoj doski zernoboročnogo kombajna. [Avtoreferat dissertacii.] Rostov na Donu, 1973.
- GUROV, I. N., a i.: Mašiny dlja uborki i obrabotki zernovych kultur — teorija, konstrukcija, račet. Moskva 1964.
- PAULEN, J.: Vplyv kinematických parametrov na prácu stupňovitej vynášacej dosky obilného kombajnu. [Kandidátska dizertačná práca.] Nitra, 1977 — Vysoká škola poľnohospodárska.

Došlo dňa 7. 5. 1980

ПАУЛЕН, Й. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Изучение относительной скорости движения продукта тонкого помола по скатной доске. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 87-97.

В статье рассматривается теоретический расчет и экспериментальное определение относительной скорости движения продукта тонкого помола по скатной доске при ее разных долевых склонах. В заключение для отдельных режимов приводятся коэффициенты пересчета теоретически вычисленной относительной скорости на относительную экспериментальную скорость.

продукт тонкого помола; относительная скорость; интервал; кинематический режим

PAULEN, J. (University of Agriculture, Nitra): *Study of the Relative Speed of Fine Threshings Movement along the Delivery Board*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 87-97.

Theoretical calculation and experimental finding of the relative speed of fine threshings movement along the delivery board, at different longitudinal inclinations, are presented. In conclusion, the calculated coefficients for recalculating the theoretical relative speed to the experimental relative speed of movement are given for different regimes.

fine threshings; relative speed; interval; kinematic regime

PAULEN, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Untersuchungen über die relative Bewegungsgeschwindigkeit des feinen Erdrusches auf dem Stufenbrett*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 87-97.

Der Beitrag befaßt sich mit der theoretischen Berechnung und der experimentalen Ermittlung der relativen Bewegungsgeschwindigkeit des feinen Erdrusches auf dem Stufenbrett bei dessen unterschiedlichem Längsgefälle. Abschließend werden für die einzelnen Regime Umrechnungskoeffizienten der theoretisch errechneten relativen Geschwindigkeiten auf die experimentale relative Geschwindigkeit angeführt.

feiner Erdrusch; relative Geschwindigkeit; Intervall; kinematisches Regime

Adresa autora:

Ing. Jozef Paulen, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 67 Nitra

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

ALEKSANDROWSKI, J.

D 67.801/7

Osiagi silników ciągnikowych w warunkach nieustalonych przy obciążeniu okresowo-zmiennym. Metoda analizy.

Wrocław, Inst. mechanizacji rolnictwa 1978. 53 s., 8 obr., tab., res. angl., rus. Zeszyty naukowe Akad. rol. Nr. 7. (Traktorové motory — zatížení — proměnlivé práce — hodnocení — výzkum — Polsko)

D 50.847/2496

Walterscheid redskapskoppling. Anmälare: Scatra AB, Nynashamn. Tillverkare: Jean Walterscheid GmbH, Siegburg, Västtyskland.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1979. Nestr., obr. Meddelande 2496. (Traktory — připojovací zařízení — zkoušení — Švédsko — zprávy)

D 57.021/40

Determination of tractor/trailer turning circles.

Aberdeen, North of Scotland College of agric. 1979. Nestr., gr. College leaflet 40. (Traktor — přívěs — otáčení)

D 50.847/2495

Bahco hyttventilator ARA. Anmälare och tillverkare: AB Bahco Ventilation, Jönköping.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1979. Nestr., tab. Meddelande 2495. (Traktorové kabiny — klimatizace — zkoušení — Švédsko — zprávy)

BABUSENKO, S. M. — KOROCKIJ, JU. JA.

E 39.653

Spravočnik molodogo traktorista.

Moskva, Vysšaja škola 1979. 222 s., 52 obr., 44 tab. (Traktory — obsluha a údržba — příručka)

KONONENKO, M. P. — KOSTECKIJ, B. P.

D 69.395

Ekonomija nafto-produktiv.

Kyjiv, Urožaj 1978. 85 s., tab. (Traktory — pohonné látky — potřeba — ekonomické otázky)

MATEMATICKÝ MODEL STATICKÝCH CHARAKTERISTIK VENTILŮ DOJICÍCH ZAŘÍZENÍ

F. Sinek

SINEK, F. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Matematický model statických charakteristik ventilů dojicích zařízení*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 99–110.

Práce popisuje sestavení a ověření matematického modelu ventilů dojicích zařízení. Tento model obecně modeluje statickou charakteristiku ventilu jako základní ukazatel jeho vlastností. Vychází ze základních rovnic teorie proudění pro adiabatický, stacionární průtok vzduchu sedlem ventilu s jednoduchou kuželkou přitlačovanou do sedla buď konstantní silou či silou úměrnou zdvihu a z rovnováhy sil působících na kuželku v ustáleném stavu. Model je určen pro výzkumné a vývojové práce zaměřené na konstrukci ventilů se zlepšenými vlastnostmi, a to zejména: na dosažení žádaného tvaru a sklonu statické charakteristiky ventilu; na odstranění nejednoznačnosti charakteristiky; na odhalení příčin a na základě toho potlačení samovolně vznikajících kmitů ventilů při práci. K simulaci modelu byl použit číslicový počítač, pro který byl vytvořen program, jehož základem je efektivní iterační metoda řešení soustav nelineárních algebraických rovnic. Použití modelu přináší úspory času i nákladů a silně omezuje potřebu experimentálních prací, které byly až dosud hlavní metodou řešení těchto problémů.

dojicí zařízení; přísávací a regulační ventily dojicích zařízení; charakteristika ventilu dojicího zařízení; matematické modelování zemědělských strojů

Při konstrukci nových regulačních prvků dojicích zařízení je nutné výrazně zlepšit jejich vlastnosti, a tím i funkci. K tomu je třeba znát, které konstrukční parametry, a jakým způsobem, ovlivňují výsledné chování těchto důležitých prvků. Základním, i když ne jediným, kritériem pro hodnocení přísávacích i regulačních ventilů dojicích zařízení je tzv. statická charakteristika. Je to závislost průtočného množství vzduchu na podtlaku u ventilu. Každý bod této charakteristiky odpovídá ustálenému stavu. Jde o v praxi rozšířený ukazatel, který zatím nejlépe zachycuje většinu hlavních vlastností ventilu.

Tato práce je věnována vytvoření a ověření obecného matematického modelu činnosti ventilů dojicích zařízení, který by dále sloužil k získání podkladů pro konstrukci nových ventilů zlepšených vlastností. Rozhodujícím požadavkem kladeným na ventily je potřeba udržovat v dojicím zařízení stabilní podtlak.

Hlavními problémy, které se vyskytují v provozu ventilů, jsou nízká strmost charakteristiky, nadměrná netěsnost ventilů po zavření, nejednoznačnost charakteristiky, změna seřízení v průběhu činnosti a některé další.

Současné způsoby regulace podtlaku v dojicích zařízeních používané v ČSSR i v zahraničí jsou vesměs velmi jednoduché a nedovolují stabilizaci podtlaku v absolutním smyslu slova. Přesto má většina současných ventilů z hlediska optimální funkce rezervy, které však již nemohou být odstraněny bez podrobného teoretického rozboru a dostatečných podkladů. Dosavadní empirický a experimentální vývoj již téměř vyčerpal své možnosti.

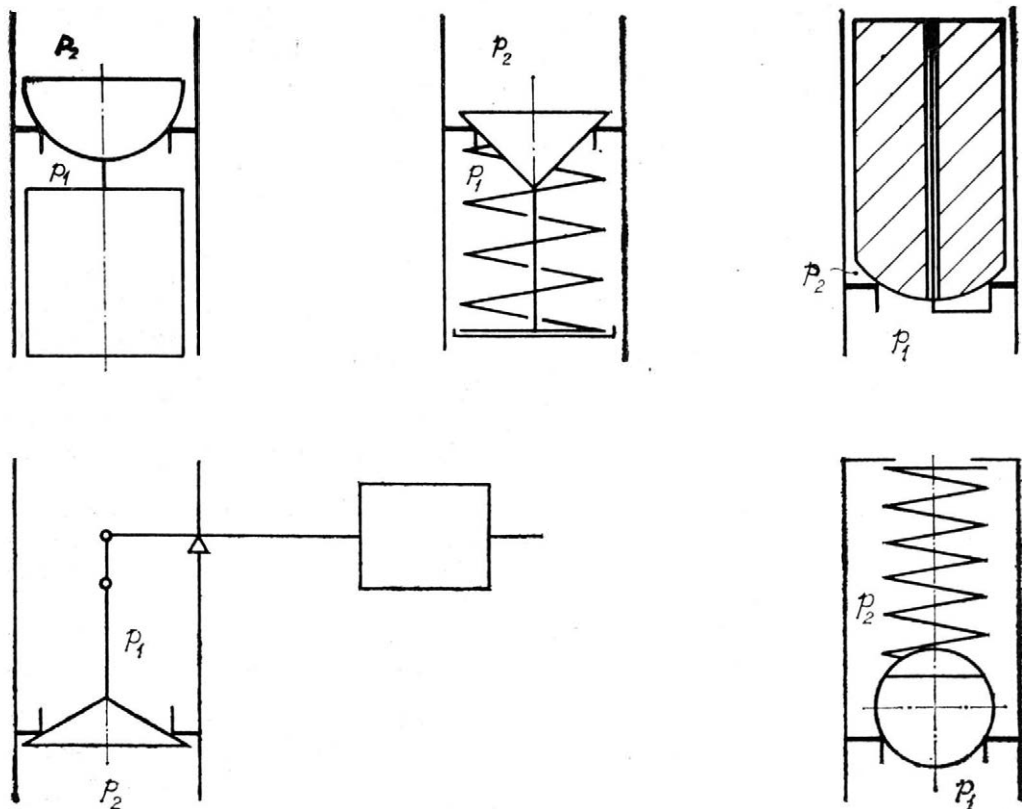
Vzhledem k charakteru problému byla proto zvolena metoda matematického modelování. Její předností je i v tomto případě možnost systematicky jednotlivě prozkoumat všechny důležité parametry, a to i v extrémních rozmezích, a získat tak potřebné podklady v relativně krátkém čase a při poměrně velmi nízkých nákladech. Toto řešení, na rozdíl od experimentálního, není nijak omezeno v počtu zkoumaných variant a vlastní řešení na počítači trvá velmi krátkou dobu.

Sestavení, oživení a ověření odpovídajícího matematického modelu je prvním krokem v celém komplexu prací směřujících ke konstrukci ventilů potřebných vlastností.

ROZBOR ÚLOHY

Řešení úlohy sestavit matematický model ventilu dojícího zařízení vychází ze zjednodušeného fyzikálního modelu odpovídajícího základním typům ventilů čs. výroby. V principu jsou si ventily jednotlivých světových výrobců dosti podobné. Nejčastěji mají jednoduchou kuželovou nebo kulovou kuželku, přitlačovanou do sedla buď pružinou nebo závažím. Model zahrnuje obě tato řešení.

Kuželka je obvykle zvedána ze sedla účinkem rozdílu tlaků a po otevření také účinkem proudu vzduchu a úměrně velikosti výslednice sil propouští potřebné množství vzduchu. Z výrobních i provozních důvodů je třeba, aby ventily byly jednoduché, a proto se zatím nepředpokládají složitější principy. V literatuře dosud žádný model těch-

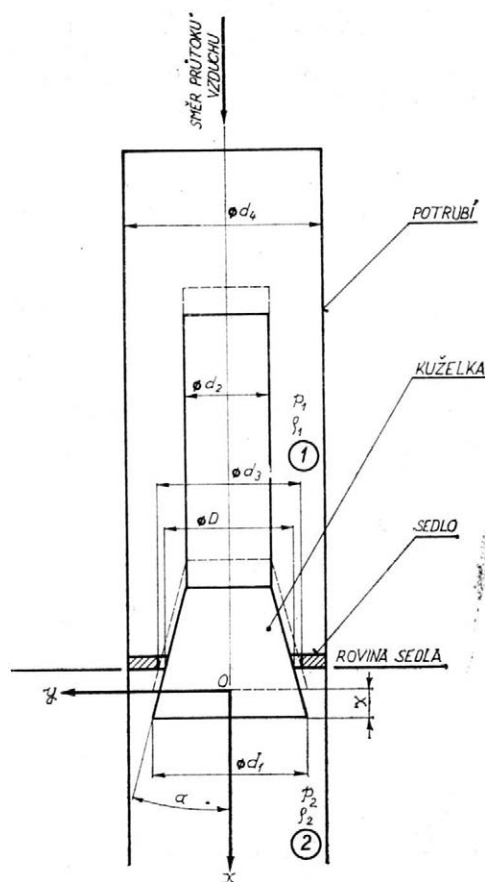


1. Schematické příklady nejčastějších řešení ventilů dojících zařízení — Diagrammatic examples of the most frequent designs of valves of milking machines

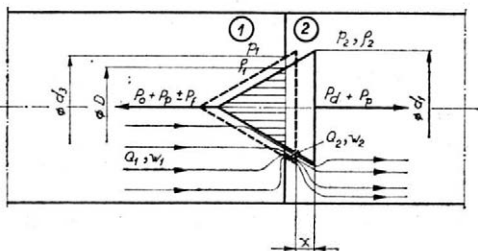
to prvků uveden nebyl. Existují práce zabývající se různými pojistnými ventily, ovšem ty jsou určeny pro jiný typ funkce.

Obr. 1 schematicky znázorňuje příklady nejčastějších řešení ventilů. Fyzikální model ventilu vychází ze zjednodušeného principu, který je uveden na obr. 2 spolu s označením rozměrů a ostatních veličin. Zjednodušení je nutné, neboť rozlišovací schopnost modelu musí odpovídat potřebám úlohy, je však zbytečné, aby byla vyšší, než je nutné. Odvození je založeno na představě znázorněné na obr. 3. Fyzikálně jde o průtok vzduchu mezikruhovým otvorem, kde vnitřní část tvoří kužel obtékaný proudem vzduchu a zatížený vnější silou. Protože se předpokládá ustálený stav, jde o stacionární proudění z prostředí s atmosférickým tlakem do prostoru, kde je tlak nižší než atmosférický. Jelikož cesta vzduchu ventilem je velice krátká a nejde o detailní řešení termodynamických poměrů, lze považovat proudění za adiabatické. Při předpokladu ztrát třením není ovšem toto proudění izentropické. Se ztrátami třením i kontrakce proudu vzduchu se počítá, protože výsledné hodnoty mají odpovídat co nejvíce skutečným poměrům především ve sklonu charakteristiky, kde se účinek těchto ztrát výrazně projevuje.

Obr. 4 ukazuje vynesenu typickou charakteristiku ventilu dojího zařízení spolu s idealizací, která se používá v dalším postupu. Jde o idealizaci, ke které se dobrý ventil může silně přiblížit. Termín strmost charakteristiky vyjadřuje velikost změny množství vzduchu propouštěného ventilem, odpovídající změně podtlaku o jednotku tlaku, např. o 1 kPa. Pro dané účely je vhodné ji vyjadřovat jako směrnici tečny k charakteristice.

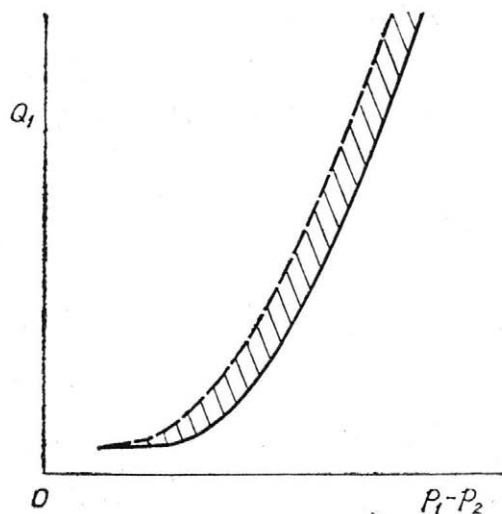


2. Zjednodušený fyzikální model ventilu s kuželovou kuželkou — A simplified physical model of the valve with conical disk

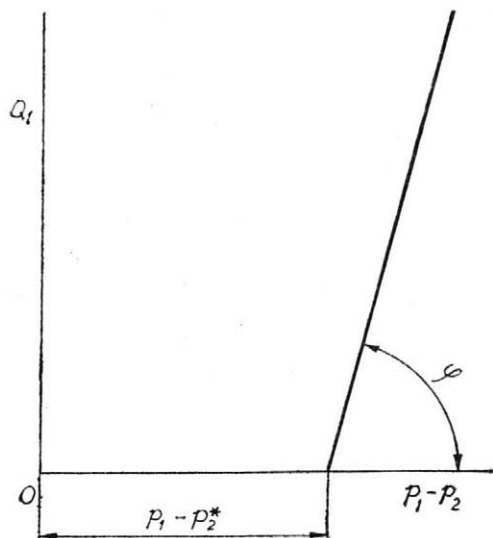


3. Idealizace průtočných poměrů v sedle ventilu — Ideal pattern of the flow conditions in the valve seat

a)



b)



4. a) Typická charakteristika běžného ventilu dojíčícího zařízení (vyšrafovaná oblast znázorňuje rozmezí možných hodnot u ventilu s nejednoznačnou charakteristikou) b) Ideální charakteristika ventilu dojíčícího zařízení — a) Typical characteristics of the current valve of milking machine (the cross-hatched region represents the range of possible values in the valve with ambiguous characteristics). b) Ideal characteristics of the valve of milking machine

Je tedy

$$s = \frac{dQ_1}{d(p_1 - \bar{p}_2)} \quad (1)$$

Hodnota podtlaku, při kterém se dokonale těsný ventil otevře, je $(p_1 - \bar{p}_2)$. Tomu odpovídá síla

$$P_o = F_{so}(p_1 - \bar{p}_2) \quad (2)$$

Vzhledem k určité netěsnosti se tato hodnota liší od podtlaku, při kterém se ventil zavírá. V důsledku netěsnosti v sedle (i elementární) se tento „zavírací“ podtlak $(p_1 - p^*_2)$ liší od $(p_1 - \bar{p}_2)$ a platí

$$(p_1 - p^*_2) \leq (p_1 - \bar{p}_2) \quad (3)$$

Postup řešení je tento:

1. odvození vztahů pro průtok vzduchu ventilem;
2. sestavení rovnice rovnováhy sil na kuželce;
3. vytvoření simulačního modelu pro počítač;
4. ověření míry shody výsledků modelování s naměřenými hodnotami.

ZÁKLADNÍ VZTAHY A PŘEDPOKLADY

Při sestavování modelu jsou použity tyto předpoklady:

1. Úloha může být převedena na soustavu s konečným počtem parametrů.
2. Proudění sedlem ventilu je stacionární a adiabatické.

3. Tlak p_1 je roven barometrickému tlaku a je konstantní, roven 98 070 Pa.
4. Teplota vzduchu vstupujícího do ventilu činí 15 °C.
5. Součinitel kontrakce proudu μ , součinitel odporu kuželky C_x a ztrátový součinitel ξ jsou konstanty, které nezávisí na tlaku.
6. V sedle ventilu existuje určitá elementární netěsnost.

Za předpokladu stacionárního adiabatického průtoku se bude kinetická a tlaková energie proudu měnit podle zákona zachování energie, vyjádřeného Bernoulliho rovnicí (Kalčík, 1963)

$$\frac{1}{2} \int_{w_1}^{w'_2} dw^2 = - \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} \quad (4)$$

Pro adiabatickou změnu platí

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konst.} \quad (5)$$

Další základní rovnicí průtoku je rovnice kontinuity

$$F \cdot w \cdot \rho = \text{konst.} \quad (6)$$

Je-li okamžitá velikost mezikruhového průřezu v sedle ventilu F_M , je skutečný průřez F_2 v důsledku kontrakce proudu menší

$$F_2 = \mu \cdot F_M \quad (7)$$

Po integraci rovnice (4) s použitím vztahu (5) lze určit teoretickou rychlost vzduchu v sedle při průtoku bez ztrát z výrazu

$$w'^2_2 - w^2_1 = \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (8)$$

Z rovnice kontinuity (6) a rovnic (5) a (7) plyne

$$w_1 = w'_2 \cdot \mu \cdot \frac{F_M}{F_1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} = w'_2 \cdot \mu \cdot \bar{m} \cdot R^{\frac{1}{\kappa}} \quad (9)$$

$$\text{kde: } \bar{m} = \frac{F_M}{F_1}$$

$$R = \frac{p_2}{p_1}$$

Po úpravě je z (8) a (9)

$$w'_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu^2 \cdot \bar{m}^2 \cdot R^{\frac{2}{\kappa}}}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - R^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (10)$$

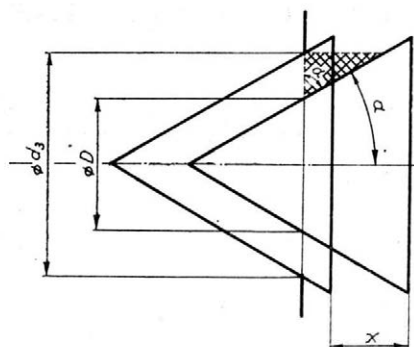
Skutečná průtoková rychlost bude následkem rozptylu energie menší. Jednoduše se toto snížení vyjadřuje ztrátovým součinitelem ξ

$$w_2 = \xi \cdot w'_2 \quad (11)$$

Množství vzduchu, které protéká v daném okamžiku ventilem, se určí takto:

$$Q_2 = w_2 \cdot F_2 \cdot 3600 = w'_2 \cdot F_M \cdot \mu \cdot \xi \cdot 3600 \quad (12)$$

$$Q_1 = Q_2 \cdot R^{\frac{1}{\kappa}} \quad (13)$$



$$\begin{aligned}
 F_M &= \frac{\pi}{4} [d_3^2 - D^2(x)] \\
 F_{so} &= \frac{\pi}{4} d_3^2 \\
 F_s &= \frac{\pi}{4} D^2 \\
 F_M &= F_{so} - F_s \\
 D &= d_3 - 2x \operatorname{tg} \alpha \\
 F_M &= \pi (d_3 x \operatorname{tg} \alpha - x^2 \operatorname{tg}^2 \alpha)
 \end{aligned}$$

5. Geometrické poměry na kuželce — Geometrical conditions on the disk

Plocha F_M je obecně funkcí zdvihu ventilu a tvaru kuželky. Pro kužel podle obr. 5 je

$$F_M = \pi \cdot (x \cdot d_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha - x^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha) = F_{so} - F_s \quad (14)$$

Rovnice statické rovnováhy sil na kuželce má podle obr. 3 tvar

$$P_t + P_d = P_o + c \cdot x \pm P_f \quad (15)$$

kde P_t je síla od rozdílu tlaků.

Protože $p_1 > p_2$, zvedá tato síla kuželku ze sedla

$$P_t = (p_1 - p_2) \cdot F_s \quad (16)$$

P_d je síla vyvolaná účinkem proudu. Působí tak, že zvedá kuželku ze sedla. Kuželka, jako každé těleso v proudu vzduchu, klade tomuto proudu odpor. Výsledná síla P_d závisí vedle rychlosti a hustoty proudu také na tvaru a rozměrech. Pro tuto sílu se v literatuře (Horák, 1960) uvádí jednoduchý vztah

$$P_d = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (17)$$

kde F je tzv. charakteristická plocha obtékaného tělesa.

Součinitel odporu C_x závisí na tvaru tělesa a na Reynoldsově čísle, které charakterizuje poměry při obtékání. V literatuře (Horák, 1960; Dubbel, 1961) se pro kruhovou desku postavenou kolmo k ose proudu udává $C_x = 1,11$ a pro kužel postavený vrcholem proti proudu s vrcholovým úhlem 30° se doporučuje $C_x = 0,34$, resp. pro vrcholový úhel 60° — $C_x = 0,51$. Pro polokouli $C_x = 0,4$. U těchto těles nezávisí C_x na Re . Pro kouli se však C_x s Re mění zejména v oblasti $(1,5 \cdot 10^5)$ a pro $Re < 1,5 \cdot 10^5$ činí $C_x \approx 0,47$.

Skutečná kuželka jako dosti složité těleso bude mít hodnotu součinitele C_x jinou než jednoduchý kužel. Pro potřeby modelu je nutné jej určit experimentálně. Tím se také vyloučí vliv toho, že kuželka není umístěna ve volném proudu, ale v tělese ventilu, kde rychlost proudu dosahuje hodnoty w_2 — viz (11) a (12) jen v sedle ventilu.

Lze psát

$$P_d \approx \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot F_{so} \cdot \rho_1 \cdot R^* \cdot w_2^2 \quad (18)$$

$P_o + c \cdot x$ je síla přitlačující kuželku do sedla, vyvolaná účinkem pružiny či závaží, popřípadě kombinací obou.

P_f — označuje pasivní odpory, např. ve vedení kuželky. Působí proti pohybu, uplatní se i ve statické situaci, neboť část sil působících na kuželku se spotřebovává na jejich překonání (vedení do pohybu). Skutečná velikost síly P_f závisí na konkrétním provedení a typu ventilu. Pro model se volí a sleduje se její vliv na tvar charakteristiky.

Odvozené vztahy vycházející z uvedených předpokladů tvoří základ matematického modelu.

MATEMATICKÝ MODEL

Rovnice (10), (12), (14) a (15) tvoří po dosazení ze vztahů (11), (13), (16) a (18) vlastní statický model ventilu ve tvaru

$$w'^2_2 \left[1 - \mu^2 \cdot \frac{F_M^2}{F_1^2} \cdot R^{\frac{2}{\kappa}} \right] = \left[1 - R^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \cdot \frac{p_1}{q_1} \cdot \frac{2\kappa}{\kappa-1} \quad (19)$$

$$F_M = \pi \cdot x \cdot d_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \pi \cdot x^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \quad (20)$$

$$Q_2 = w'_2 \cdot F_M \cdot \mu \cdot \xi \cdot 3600 \quad (21)$$

$$(p_1 - p_2) \cdot F_s + \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot F_{s0} \cdot q_1 \cdot R^{\frac{1}{\kappa}} \cdot w'^2_2 = P_o + c \cdot x \pm P_f \quad (22)$$

$$F_s = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3 - 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 \quad (23)$$

$$P_o = F_{s0} \cdot (p_1 - \bar{p}_2) \quad (24)$$

$$\bar{p}_2 = p^{\star}_2 - p_1 \cdot C_x \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot (\xi \cdot \mu)^2 \cdot (R^{\frac{1}{\kappa}} - R) \quad (25)$$

Poslední výraz, tj. výraz (25), je odvozen z rovnice (15) po dosazení za jednotlivé členy pro případ $x = 0$, $F_M = 0$, $p_2 = p^{\star}_2$.

Rovnice (19) až (25) obsahují celkem tři proměnné a po úpravě tvoří soustavu tří nelineárních algebraických rovnic tvaru

$$x^2_3 \cdot (a \cdot x^2_1 - 1) + b = 0 \quad (26)$$

$$x_1 - e \cdot x_2 + d \cdot x^2_2 = 0 \quad (27)$$

$$ch \cdot x_1 - c \cdot x_2 - f_1 \cdot x^2_3 + h + t = 0 \quad (28)$$

$$\text{kde: } a = \left(\frac{\mu}{F_1} \cdot R^{\frac{1}{\kappa}} \right)^2$$

$$b = \frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{q_1} \cdot \left(1 - R^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$

$$d = \pi \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha$$

$$e = \pi \cdot d_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$f_1 = C_x \cdot d^2_3 \cdot q_1 \cdot \xi \cdot \frac{\pi}{8} \cdot R^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$h = (p_2 - \bar{p}_2) \cdot \frac{\pi d^2_3}{4}$$

$$ch = p_1 - p_2$$

$$t = \pm P_f$$

$$x_1 = F_M, x_2 = x, x_3 = w'_2$$

Členy a , b , d , e , f_1 , h , ch , t neobsahují proměnné, nýbrž pouze konstanty a para-

metry, které mohou nabývat různých hodnot. Pro každou kombinaci parametrů lze hledat řešení soustavy rovnic (26), (27) a (28). Toto řešení, je-li reálné, udává plochu průřezu v sedle ventilu, zdvih kuželky a rychlost protékajícího vzduchu a určuje současně pro každou hodnotu tlaku p_2 jeden bod statické charakteristiky. Celkem zahrnuje model devět parametrů. Jsou to p_2 , c , a , d_3 , C_x , μ , ξ , p^*_{*2} a t . Zbývající členy, které v modelu vystupují, jsou z hlediska zadání konstanty tj. p_1 , q_1 , κ , g a F_1 .

Základem řešení prvního okruhu problémů ventilů je sledování vlivu jednotlivých konstrukčních parametrů na tvar statické charakteristiky. Proto je tzv. simulační model upraven tak, že řeší soustavy (26), (27), (28) vždy pro posloupnost hodnot p_2 . Tím je pro každou kombinaci parametrů určen průběh závislosti $Q_1 = f(p_1 - p_2)$.

SIMULAČNÍ MODEL

K řešení soustavy rovnic tvořících matematický model je nutný číslicový počítač. Příslušný program je sestaven v jazyce Fortran. Základem programu je podprogram převzatý ze sbírky (CACM 1974). Tento podprogram je založen na metodě řešení soustav nelineárních algebraických rovnic, spočívající v opakovaném rozvoji první rovnice soustavy v Taylorovu řadu kolem počáteční aproximace s vynecháním nelineárních členů rozvoje a řešením této rovnice pro jednu proměnnou, např. x_k jako lineární kombinaci zbývajících proměnných. Po dosažení výsledku za x_k do druhé rovnice se postup opakuje s tím, že se o jednu snížil počet proměnných, až poslední rovnice obsahuje pouze jedinou neznámou. Dále se pokračuje zpětnou substitucí do linearizovaného trojúhelníkového systému rovnic. Uvedený postup se opakuje tak dlouho, dokud se nedosáhne požadované přesnosti nebo předem stanoveného počtu iterací.

Tato metoda je velmi dobře konvergentní a efektivní jak z hlediska rychlosti, tak i pro relativně malé nároky na kapacitu paměti počítače. Pro účely modelování je tedy velmi vhodná, což se prakticky potvrdilo.

Konstanty modelu mají tyto hodnoty:

$$p_1 = 98\,070; q_1 = 1,1312; g = 9,81; \kappa = 1,4; F_1 = 4,91 \cdot 10^{-4}.$$

Po skončení řešení se dále vypočítávají hodnoty příslušných sil působících na kuželku. Program také sleduje a signalizuje dosažení hodnoty tzv. kritické rychlosti. Kromě toho se také v každém iteračním kroku testuje a signalizuje singularita Jacobiho matice. Pokud se hledá řešení pro technicky realizovatelné kombinace parametrů, je tato matice téměř vždy regulární.

Řešení jedné alternativy, tj. jedné kombinace parametrů, trvá (v závislosti na typu použitého počítače) několik sekund.

PŘÍKLAD POUŽITÍ MODELU

Zvolené parametry základní alternativy obsahuje tab. I. Tyto parametry jsou odvozeny od skutečného ventilu, používaného u potrubních dojicích zařízení. Hodnoty součinitelů μ , ξ a C_x byly stanoveny experimentálně.

I. Parametry základní alternativy — Parameters of the basic alternative

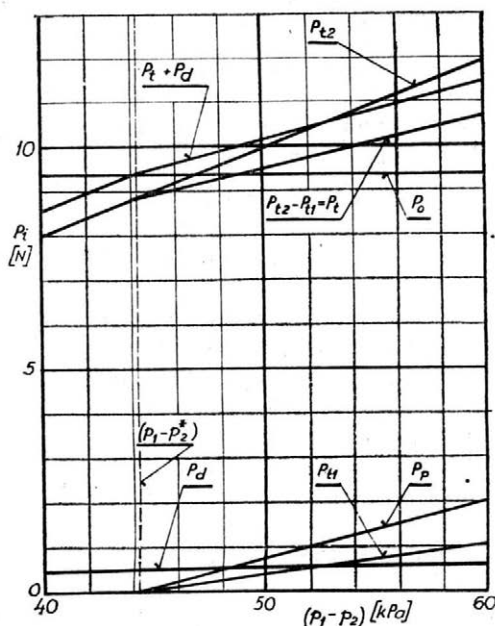
p_2	c	a	d_3	μ	ξ	C_x	t	$p_1 - p_2$
54 000	1370	15	0,016	0,828	0,725	0,25	0	44 000 až 54 000

Závislosti sledovaných veličin na podtlaku ($p_1 - p_2$) jsou na obr. 6, 7 a 8. Tyto závislosti nejsou zcela lineární. Ve sledovaném rozmezí tlaků je však dobře možné je linearizovat.

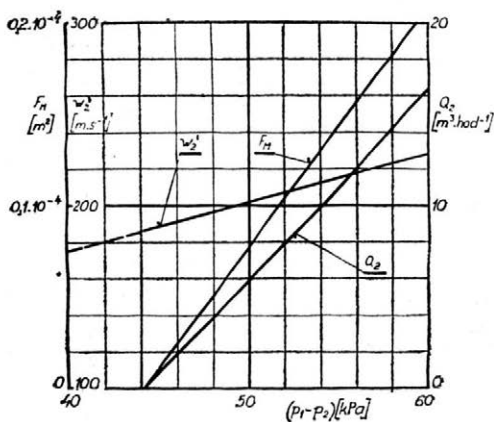
Obr. 6 ukazuje, že se ventil začne otevírat právě v okamžiku, kdy začíná platit $P_d + P_t > P_0$. Dále z obr. 6 plyne, že rozhodujícími (nejvýraznějšími) složkami, které se v rovnováze kuželky uplatní, jsou síla odpovídající počátečnímu nastavení P_0 a síla od rozdílu tlaků P_t . Síla vyvolaná účinkem proudu vzduchu P_d i síla od pružiny $P_p = c \cdot x$ jsou o řád menší, nejsou však zanedbatelné, mají vliv právě na strmost charakteristiky.

Modelovaná rychlost proudu vzduchu w_2 není v obr. 7 v okamžiku $F_M = 0$ nulová. Je funkcí rozdílu ($p_1 - p_2$) a nabývá nulové hodnoty až pro $(p_1 - p_2) = 0$. To je důsledek předpokladu existence elementární netěsnosti v sedle ventilu po zavření. Tento předpoklad zajišťuje jednoznačnost modelu pro $p_2 \rightarrow p^*_{*2}$ a odpovídá i skutečnosti, neboť ventily zpravidla po dosednutí kuželky do sedla nejsou dokonale těsné. Dokonale těsný ventil se v důsledku $Q_1 = 0$ a $P_d = 0$ pro $(p_1 - p_2) \leq (p_1 - \bar{p}_2)$ otevře při dosažení tlaku $\bar{p}_2$, zatímco při zavírání dosedne kuželka do sedla při tlaku p^*_{*2} , tj. při podtlaku $(p_1 - p^*_{*2}) < (p_1 - \bar{p}_2)$. Rozdíl pro zvolenou alternativu činí $p^*_{*2} - \bar{p}_2 = 2724$ Pa, což je hodnota značná. Ukazuje se, že nejednoznačnost charakteristiky při zavírání a otevírání výrazně souvisí s těsností a že těsné ventily nemusí být v okolí nastaveného zavíracího bodu stabilní (možný zdroj samobuzených kmitů).

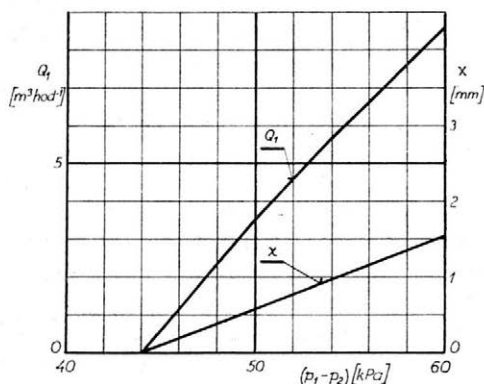
Strmost charakteristiky zvolené alternativy podle obr. 8 má hodnotu $s = 0,604 \text{ m}^3$



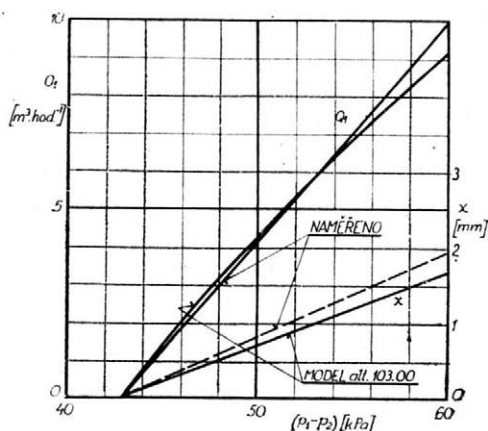
6. Průběhy sil působících na kuželku vybrané konstrukční alternativy ventilu dojího zařízení, zjištěné řešením (simulací) odvozeného matematického modelu v závislosti na podtlaku ventilu — The pattern of forces acting on the disk of a design alternative of the valve of milking machine determined by solving (simulating) the derived mathematical model in dependence on valve vacuum



7. Průběhy základních fyzikálních veličin v závislosti na podtlaku a ventilu, zjištěné na odvozeném modelu — The patterns of fundamental physical characteristics in dependence on vacuum and valve determined on the model



8. Charakteristika pružinového ventilu a závislost zdvihu kuželky ventilu na podtlaku pro vybranou konstrukční alternativu (obě závislosti jsou zjištěny řešením matematického modelu) — Characteristics of spring valve and dependence of the stroke of valve disk on vacuum for a given design alternative (both dependences were determined by solving the mathematical model)



9. Porovnání měřené a modelované charakteristiky a odpovídajícího průběhu zdvihu kuželky — A comparison of the measured and simulated characteristics and of the corresponding pattern of disk stroke

hod⁻¹ kPa⁻¹. Je to hodnota z praktického hlediska velmi nízká a odpovídá strmosti dosahované u pružinových ventilů se silnou pružinou.

Tato část práce má především ilustrovat výsledky a možnosti sestaveného modelu a ukázat, jakým způsobem je model jako účinný a efektivní nástroj používán.

VZTAH MEZI VÝSLEDKY DOSAŽENÝMI NA MODELU A NA SKUTEČNÉM VENTILU

Shodu výsledků lze ověřit porovnáním namodelované a naměřené charakteristiky. Na obr. 9 je takové porovnání uvedeno. Je modelována stejná alternativa parametrů jako na obr. 6, 7, 8, pouze bylo změněno seřízení na hodnotu $p^*_2 = 55\,140$ Pa, aby bylo shodné se seřízením měřeného ventilu.

Vzhledem ke zjednodušení přijatým při sestavování modelu, plynoucím zejména z nutnosti vyjádřit složité tvarové i průtokové poměry jednoduchou formou, je dosažená míra shody charakteristik velmi dobrá. Stejně závěry vyplývají i ze srovnání dalších alternativ.

Výraznější změny tvaru kuželky či sedla ventilu vyžadují experimentální zjištění součinitelů, především C_x .

ZÁVĚR

Popsaný matematický model ventilů dojících zařízení tvoří základní nástroj pro další výzkum a vývoj těchto prvků. Hloubka takto pojatého řešení problémů, které se při stavbě ventilů vyskytují, je značná, je však opodstatněná vysokými nároky na stabilitu podtlaku při práci dojících zařízení, který mají ventily udržovat. Experimentální práce jsou velmi náročné a zdlouhavé, a proto se volí metoda teoretická. Tato metoda přináší jednak úsporu kapacit, jednak umožňuje získat kvalitativně nové poznatky.

Matematický model byl sestaven podle zjednodušeného fyzikálního modelu, který vychází z běžných principů současných ventilů. Po nezbytném zjednodušení vznikla soustava nelineárních algebraických rovnic, tvořící základ modelu. K řešení se použil číslicový počítač, pro který byl vypracován program v jazyce Fortran, založený na moderní iterací metodě řešení soustav nelineárních algebraických rovnic.

Získaný model je určen pro řešení zásadních problémů konstrukce ventilů, z nichž tři nejdůležitější jsou:

- dosažení žádané hodnoty strmosti statické charakteristiky;
- odstranění nejednoznačnosti statické charakteristiky;
- odhalení příčin a potlačení samovolně vznikajících kmitů ventilů.

Hlavní použitá označení

c	— konstanta tuhosti pružiny (N m^{-1})
C_x	— součinitel odporu tělesa v proudu vzduchu (l)
d_i	— průměr i -tého charakteristického průřezu (m)
F	— charakteristická plocha kuželky při obtékání proudem vzduchu (m^2)
F_M	— plocha mezikruhového průřezu v sedle ventilu (m^2)
F_s	— plocha průřezu kuželky v rovině sedla (m^2)
F_{s0}	— plocha průřezu sedla (m^2)
κ	— Poissonova konstanta pro vzduch (l)
p	— tlak (Pa)
p_1	— tlak před ventilem (ve směru proudění vzduchu), také barometrický tlak (Pa)
p_2	— tlak za ventilem (ve směru proudění vzduchu) (Pa)
$p_1 - p_2$	— podtlak za ventilem (Pa)
p_2^*	— tlak p_2 , při kterém ventil uzavře průtok vzduchu (Pa)
$\bar{p}_2$	— tlak p_2 , při kterém se začne dokonale těsný ventil otevírat (Pa)
P_d	— síla na kuželku vyvolaná dynamickým účinkem proudu vzduchu ve ventilu (N)
P_f	— síla způsobená pasivními odpory ve vedení kuželky (N)
P_t	— síla na kuželku vyvolaná rozdílem tlaků p_1 a p_2 (N)
P_o	— výsledná síla na kuželku, při které se dokonale těsný ventil začne otevírat (N)
Q	— průtokové množství vzduchu ($\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)
Q_1	— množství volného vzduchu protékající ventilem ($\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)
Q_2	— množství expandovaného vzduchu protékající ventilem ($\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$)
s	— strmost charakteristiky ventilu určená ze závislosti protékajícího volného vzduchu na podtlaku ($\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \text{ Pa}^{-1}$)
w_1	— rychlost proudění vzduchu v prostoru před ventilem ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
w_2	— rychlost proudění vzduchu v sedle ventilu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
w'_2	— rychlost proudění ideálního plynu v sedle ventilu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
x	— zdvih kuželky (m)
x_i	— nezávisle proměnné
α	— polovina vrcholového úhlu kuželky ($^\circ$)
μ	— součinitel kontrakce proudu (l)
ξ	— ztrátový součinitel (l)
ϱ	— měrná hmotnost ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
ϱ_1	— měrná hmotnost vzduchu při barometrickém tlaku ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
ϱ_2	— měrná hmotnost vzduchu při tlaku p_2 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Literatura

- CACM: Collected Algorithms from CACM. CACM New York 1974.
 DUBBEL: Inženýrská příručka pro stavbu strojů II. Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1961.
 HORÁK, Z.: Technická fyzika. Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1960.
 KALČÍK, J.: Technická termomechanika. Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1963.

Došlo dne 2. 7. 1980

СИНЕК, Ф. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Математическая модель статических характеристик клапанов доильных установок. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (2) : 99-110.

В работе описывается составление и испытание математической модели клапана доильной установки. Эта модель обычно моделирует статическую характеристику клапана как основной показатель его свойств. Она исходит из основных уравнений теории потока для адиабатического стационарного потока воздуха через седло клапана с простым конусом, прижимаемым к седлу постоянной силой или силой, пропорциональной подъему, и из равновесия сил, действующих на конус в состоянии покоя. Модель предназначена для научно-исследовательских и экспериментальных работ, направленных на конструкцию клапанов с улучшенными свойствами, а именно: на достижение требуемой формы и уклона статической характеристики клапана, на устранение противоречий характеристики, на установление причин и, на основе этого, устранение произвольно возникающих колебаний клапанов во время работы. Для имитации модели применили цифровую вычислительную машину, для которой была составлена программа, основанная на эффективном итерационном методе решения систем нелинейных алгебраических уравнений. Применение модели экономит время и затраты и сильно ограничивает потребность в экспериментальных работах, которые до сих пор были главным методом решения этих проблем.

доильная установка; присасывающиеся и регуляционные клапаны доильных установок; характеристика клапана доильной установки; математическое моделирование сельскохозяйственных машин

SINEK, F. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *A Mathematical Model of the Static Characteristics of Valves of Milking Machines*. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (2) : 99-110.

The devising and testing of a mathematical model of the valve of milking machines is described. By this model the static characteristics of the valve is simulated in general as a basic indicator of its properties. The model has been derived from basic equations of the flow theory for adiabatic, stationary air flow through the valve seat with a simple disk pushed to the seat either by a constant force or a force proportionate to the stroke and from the equilibrium of forces acting on the disk in steady state. The model should be applied to research and developmental work undertaken to design valves with better properties: — to achieve the desired form and slope of the static characteristics of the valve; — to remove the ambiguous nature of the characteristics; — to reveal the causes of spontaneous oscillations of valves in the course of their operation and to find out how to suppress them. To simulate the model a digital computer was used for which a program was devised that is based on the effective iterative method of the solution of the systems of non-linear algebraic equations. By the model the time and costs are being saved and experimental works are reduced considerably that have been the principal method of solving these problems up to now.

milking machine; suction and control valves of milking machines; valve characteristics of milking machine; mathematical simulating of farm machines

Adresa autora:

Ing. František Sinek, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

J. Kupr

KUPR, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Silové poměry pohyblivého dna rozmetadel*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 111–118.

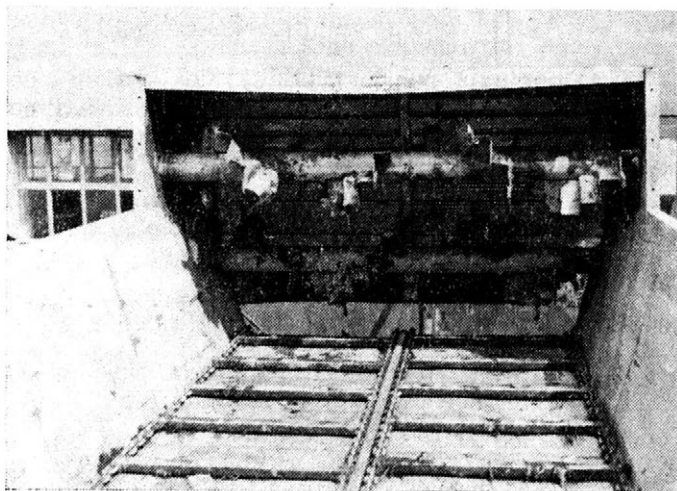
Práce se zabývá řešením silových poměrů dopravníku pohyblivého dna rozmetadel hnoje s ohledem na druh a velikost nákladu. Teoretický rozbor byl ověřován experimentálními výsledky, získanými na různých provedeních rozmetadel hnoje, především na automobilním rozmetadle RMA-10.

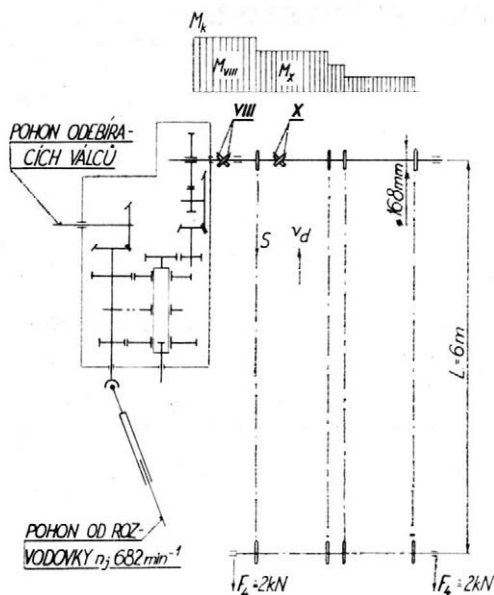
rozmetadlo; pohyblivé dno; tah v řetězu

Příspěvek navazuje na předchozí práce, které se zabývaly energetickými nároky pracovních orgánů rozmetadel. Příkon pohyblivého dna, tj. hrabíčového dopravníku (obr. 1), který posouvá náklad kontinuálně či cyklicky k rozmetacím jednotkám, je v porovnání s příkony ostatních pracovních ústrojí (např. rozmetacích jednotek) výrazně nižší a z hlediska energetické bilance stroje téměř zanedbatelný. Podrobné rozborů energetické náročnosti jednotlivých pracovních ústrojí jsou uvedeny v práci Kupra (1973, 1974).

Přesto je žádoucí věnovat dopravníku pohyblivého dna pozornost, neboť vzhledem ke specifčnosti pracovních podmínek je mimořádné zatížení všech prvků kinematického řetězce pohonu pohyblivého dna (obr. 2) — především hnacího hřídele a tažných elementů (řetězu) dopravníku, u kterých porucha některého prvku vyžaduje rozmetadlo z činnosti a vede k obtížné opravě — komplikované přítomnosti nákladu, který se musí při poruše většinou ručně odstraňovat.

1. Pohled na korbu rozmetadla (roštový dopravník pohyblivého dna a odebírací válce) od kabiny řidiče — A view of the spreader body (slatted conveyor of the movable bottom and discharge rollers) from the driver's cabin





2. Převodové schéma pohonu dopravníku s vyznačenými měřicími místy kroutícího momentu (místo VIII a X) a rozložením hnacího momentu M_k podél hnacího hřídele — Transmission diagram of conveyor drive with the marked measuring places of torsional moment (places VIII and X) and distribution of driving moment M_k along the driving shaft

TEORETICKÝ ROZBOR

Dopravník pohyblivého dna nese náklad hnoje nebo kompostu k rozmetacímu ústrojí. Svým uspořádáním a způsobem dopravy lze dopravník pohyblivého dna posuzovat jako redler. Dopravník dna se od obvyklého uspořádání redleru výrazně odlišuje především neúměrnou šířkou, větším počtem tažných elementů (řetězů), malou výškou unášecích lišt, malým průměrem hnacích řetězek a jejich nízkou obvodovou rychlostí a z toho vyplývajících odlišných pracovních podmínek.

Tah v řetězech dopravníku lze definovat odpory, které dopravník překonává a které lze určit z Coulombova zákona. Protože se jedná o horizontální dopravník, je třeba počítat především s těmito odpory:

— Odpory proti pohybu řetězů s unášeci; tato síla přibližně představuje velikost pasivních odporů při běhu naprázdno a lze ji vystihnout vztahem:

$$F_1 = 2f_0(q_f + q_u) \cdot L \quad (1)$$

— Odpory proti pohybu nákladu; jedná se o sílu k překonání tření nákladu na dně korby F_2 a o sílu k překonání tření o bočnice korby F_3 . Protože je náklad většinou kusovitý, lze síly F_2 a F_3 vyjádřit pomocí tlaků, které platí pro zatížení dna a stěn nízkého zásobníku (nízká výška vzhledem k průřezu) sypaným materiálem. Síly F_2 a F_3 lze vyjádřit vztahy:

$$F_2 = f_1 \cdot q_m \cdot L \quad (2)$$

$$F_3 = f_1 \cdot q_b \cdot \frac{H}{B} \cdot L \quad (3)$$

Závislost mezi zatížením q_b a q_m určuje Rankinův vztah (4), jehož odvození uvádí Hofman (1970) ve tvaru

$$\frac{q_b}{q_m} = \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \quad (4)$$

Ze vztahu (4) vyplývá, že zatížení bočnice korby q_b bude klesat s rostoucím synpným úhlem ϱ . Protože dopravovaný materiál (hnůj i komposty) představuje vlhký vazný materiál s velkou hodnotou synpného úhlu, je zřejmé, že rozhodující vliv bude mít tření nákladu o dno. Např. při stejné výšce a šířce korby, tj. $B = H$, a synpném úhlu $\varrho = 45^\circ$ (což odpovídá synpnému úhlu vlhkého jílů — viz ČSN 26 3002 — jehož vlastnosti lze ztotožnit s vlhkým kompostem), bude síla F_3 činit pouze 17 % síly F_2 . V případě, že poměr $H : B < 1$, bude vliv tření o bočnice ještě menší.

— Předpětí v řetězu; napínací síla se určuje většinou na základě zkušeností. Např. Janovský a Podivínský (1975) uvádějí, že napínací síla má vyvodit v tažném orgánu tah minimálně 1000 N. Velikost napínací síly v podstatě ovlivňuje velikost pasívních odporů řetězů (jejich tuhost); nízké předpětí řetězů zhoršuje jejich stabilitu při nabíhání na kladky, což může vést k tomu, že spadávají.

Ze vztahů (2) a (3) vyplývá, že tah v řetězech je lineární funkcí zatížení dopravníku, tj. dopravovaného nákladu

$$Q = q_m \cdot L \quad (5)$$

To znamená, že zatížení tažných elementů bude nejvyšší na začátku rozmetání a s pokračujícím vyprazdňováním korby bude lineárně klesat až na úroveň běhu naprázdno. Gradient klesání tažné síly bude přímo úměrný rychlosti posuvu dopravníku.

PŘÍSTROJE A PODMÍNKY MĚŘENÍ

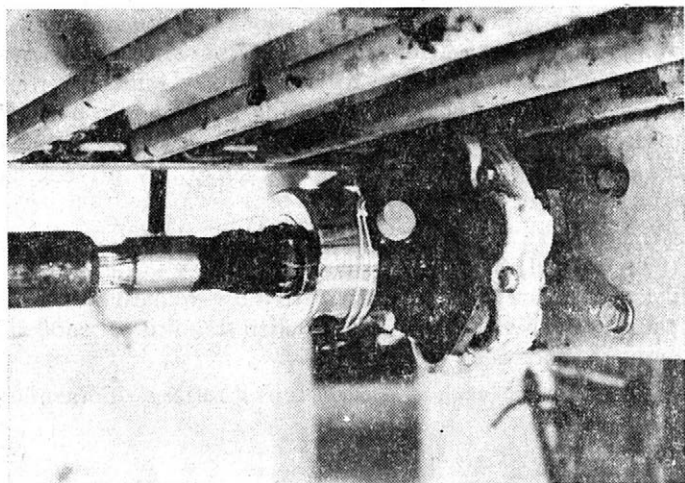
Pro experimentální ověření teoretického řešení a po zjištění potřebných charakteristických hodnot byla vykonána tenzometrická měření. Experimentální podklady byly zjištěny na funkčním modelu a prototypu automobilního rozmetadla RMA-10, které bylo řešeno jako nástavba připravovaného zemědělského automobilu Tatra-815-Z.

Tažná síla $F_{VIII} = F_1 + F_2 + F_3$, potřebná k pohybu dopravníku, byla určována z velikosti krouticího momentu na hnacím hřídeli dopravníku (obr. 2) a z rozměrů hnací řetězky ze vztahu

$$F_{VIII} = \frac{2M_{VIII}}{d_s} \quad (6)$$

Hnací moment M_{VIII} byl měřen přímo na hnacím hřídeli mezi převodovou skříní a první řetězkou; kromě toho byl měřen ještě krouticí moment M_x mezi první a druhou řetězkou (obr. 2), což umožnilo určit rozložení hnacího momentu M_k podél hnacího hřídele, a tím i tah v řetězu krajní řetězky. K měření momentu byly použity elektrické odporové snímače KC 120 n. p. Mikrotechna, které byly zapojeny tak, aby reagovaly pouze na krut. Snímače byly kroužkovými převaděči VÚZS připojeny k zesilovačům EMS-004 n. p. Tesla Bratislava. Průběh krouticích momentů byl registrován oscilografem Bell & Howell „Galvomat“ se smyčkami 7-320. Při měření bylo rozmetadlo nakládáno hnojem z polního i statkového hnojiště a hlinitým kompostem bez znatelných organických zbytků.

Podrobně jsou pracovní podmínky a přístrojové vybavení pracoviště popsány v práci Kupra (1979). Pro doplnění podmínek měření jsou uváděny následující charakteristiky pohyblivého dna, které tvoří hrabivý dopravník (obr. 1) se čtyřmi tažnými řetězy 13×36 ČSN 02 3222.11 spojenými příčkami z hraněného obdélníkového průřezu $50 \times 35 \times 3$; rozteč příček byla 450 mm a šířka dopravníku 1700 mm. Ostatní údaje dopravníku jsou uvedeny na obr. 2. Horní větev dopravníku je vedena bočnicemi dna (obr. 1), spodní pásnicí a stojinou podélníku korby rozmetadla (obr. 3).



3. Pohled na spodní větev dopravníku pohyblivého dna s vedením příček podélníkem rámu rozmetadla (ve spodní části obrázku torzní dynamometr VÚZS, kterým se měřil hnací moment rozmetacích jednotek) — A view of the lower strand of the conveyor of the movable bottom with slats fixed in the longitudinal beam of the frame of the dung spreader (in the lower part of the figure there is a torsional dynamometer of the Research Institute of Agricultural Machinery by which the driving moment of spreading units was measured)

I. Rychlost dopravníku v_d ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) v závislosti na zařazeném převodovém stupni a provedení rozmetadla — Conveyor speed v_d (m per sec.) in dependence on the gear and design of the spreader

Převodový stupeň	Rozmetadlo		
	RA-10; 1. pr.	RA-10; 2. pr.	RMA-10
1.	0,0255		—*)
2.	0,0379		0,0367
3.	0,0805		0,068
Zpáteční	—	—	0,0427

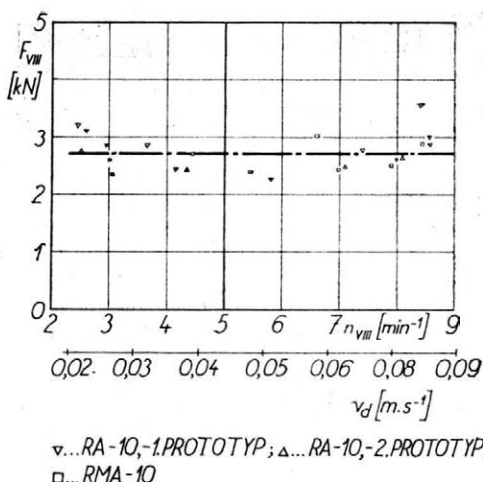
*) U rozmetadla RMA-10 byl 1. převodový stupeň nahrazen zpátečkou, aby se snáze uvolnilo ucpané rozmetadlo. Pás dopravníku byl u všech provedení předepnut silou $F_1 \approx 2 \text{ kN}$, působící v každém ložisku (obr. 2)

Rychlost dopravníku v_d byla měnitelná třístupňovou převodovkou. V tab. I jsou uvedeny jmenovité rychlosti při zařazených převodových stupních. Jmenovité rychlosti odpovídají jmenovitým otáčkám hřídele pomocného pohonu, a to 910 min^{-1} .

VÝSLEDKY

Výsledky měření krouticího momentu hnacího hřídele (v místě VIII) při běhu na prázdko ukázaly, že střední hodnota krouticího momentu M_{VIII} a z toho vyplývající tažná síla F_{VIII} je ve zkoumaném rozsahu nezávislá na otáčkách hřídele (obr. 4). Rozptyl výsledků je ovlivněn především přičlením dopravníku a silovými poměry při nabíhání řetězů na řetězky v důsledku nestejně deformace řetězů.

4. Střední hodnota tažné síly dopravníku F_{VIII} při běhu naprázdno v závislosti na otáčkách hnacího hřídele n_{VIII} (na obr. je vyznačena odpovídající stupnice rychlosti pásu dopravníku v_d) — The mean value of the traction force of the conveyor F_{VIII} at idle running in dependence on the revolutions of the driving shaft n_{VIII} (the corresponding scale of the speed of the conveyor belt v_d is designated in the figure)



Ze zhodnocení výsledků měření vyplývá, že při běhu naprázdno u čistého a zaběhaného rozmetadla a uložení hřídelů dopravníku do valivých ložisek dosahuje tažná síla hodnoty $F_{VIII} = 2,73 \pm 0,67$ kN. Při parametrech dopravníku, tj. délce dopravníku $L = 6$ m a hmotnosti pásu, která vychází ze skutečnosti, že 1 m jedné větve dopravníku má hmotnost $q_f + q_u = 29,5$ kg, vychází dosazením do vztahu (1) globální součinitel odporu $f_o = 0,77 \pm 0,19$.

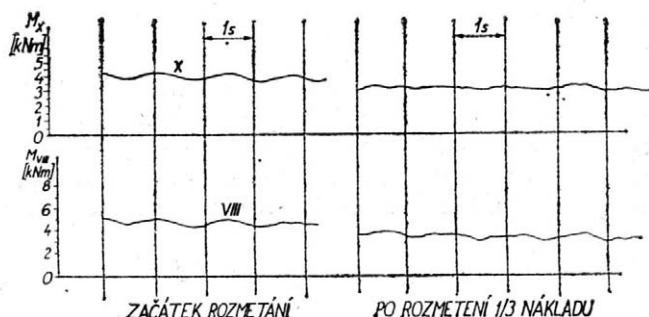
Rovněž rozmetání potvrdilo uvedené předpoklady; krouticí moment hnacího hřídele byl největší vždy na začátku rozmetání, tj. při plném nákladu. S ubýváním nákladu klesal. V porovnání s jinými měřicími místy se hnací moment dopravníku vyznačuje jen nevýrazným kolísáním (obr. 4), což je způsobeno specifičností pracovních podmínek. V případě zvýšení odporů pohybu nákladu nad určitou mez danou přilnavostí nákladu k unašcům dojde k prokluzu dopravníku pod vrstvou nákladu, takže fyzikální vlastnosti působí jako určitá pojistka proti přetížení.

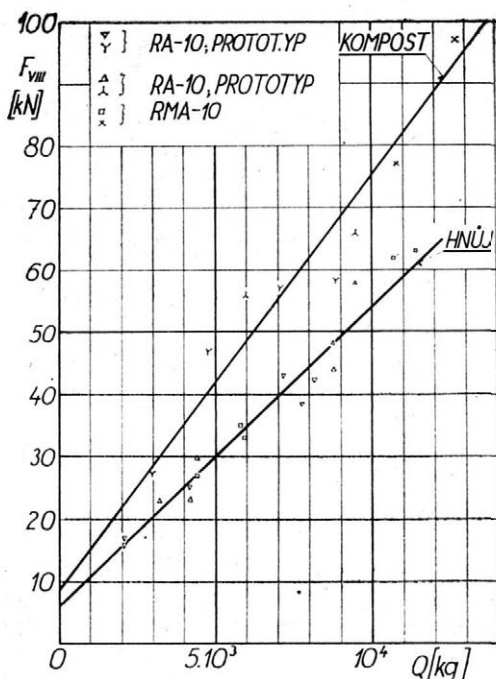
Z teoretického rozboru vyplývá, že tažná síla F_{VIII} je lineární funkcí zatížení dopravníku, tj. tíhy nákladu Q . Výsledky měření hnacího momentu a z něho vyplývající tažné síly F_{VIII} byly zobrazeny v závislosti na hmotnosti nákladu (obr. 6) a vztah mezi veličinami byl vyjádřen lineární funkcí

$$F_{VIII} = F_o + k \cdot Q \quad (7)$$

Teoretický předpoklad lineární závislosti tažné síly na velikosti nákladu byl měřeními velmi dobře potvrzen, i když byly výsledky měření zatíženy poměrně velkým rozptylem.

5. Průběh krouticího momentu v místě VIII a X při vyhrnování 11 460 kg mokrého hnoje — The pattern of torsional moment at place VIII and X at discharging 11,460 kg wet dung





6. Průběh tažné síly F_{VIII} pásu dopravníku v závislosti na hmotnosti a druhu nákladu Q — The pattern of the traction force F_{VIII} of the conveyor belt in dependence on the weight and kind of load Q

lem; koeficient korelace r mezi veličinami F_{VIII} a Q při dopravě hnoje byl $r \approx 0,93$ a při dopravě kompostu $r = 0,96$. To lze hodnotit jako velmi „těsný“ stupeň závislosti.

Lineární regresí byly stanoveny hodnoty koeficientů F_0 a k ve vztahu (7), a to:

$$\begin{aligned} F_0 &= 6 \pm 4 \text{ kN}; & k &= 4,7 \pm 0,6 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1} & \text{pro hnůj} \\ F_0 &= 7,95 \pm 6,93 \text{ kN}; & k &= 6,72 \pm 1,27 \text{ N} \cdot \text{kg}^{-1} & \text{pro kompost} \end{aligned}$$

Regresní koeficient F_0 udává v podstatě velikost tažné síly při nulovém zatížení dopravníku. Tato hodnota by měla být rovna tažné síle při běhu naprázdno. Z porovnání obou hodnot vyplývá, že tažná síla F_0 při nulovém zatížení je v průměru dvakrát až třikrát větší než síla při běhu naprázdno.

To lze vysvětlit tím, že při běhu naprázdno se jednalo o čisté rozmetadlo, kdežto při nulovém nákladu (po rozmetání nákladu) je dopravník, tj. řetězy i příčky, obalen zbytky dopravovaného nákladu, které zvyšují pasivní odpory při běhu naprázdno (globální součinitel f_0).

Konfrontací výrazu (7) se vztahem (2) a (3) lze určit součinitel pasivních odporů při pohybu nákladu f_1 , který vychází pro:

$$\begin{aligned} \text{hnůj} & \quad f_1 = 0,486 \pm 0,06 \\ \text{kompost} & \quad f_1 = 0,685 \pm 0,13 \end{aligned}$$

Pohyb nákladu se realizuje tahem řetězů. Na obr. 2 je zobrazen teoretický průběh hnacího momentu M_k podél hnacího hřídele. Nejvyšší hodnota krouticího momentu je tedy mezi velkým kolem převodovky a krajní řetězkou; za každou další řetězkou o 25 % klesá. To znamená, že rozdíl krouticích momentů na obou stranách řetězky je úměrný síle (tahu) v řetězu. Velikost tahu (na roztečné kružnici řetězky) je dána výrazem:

$$S = 2 \frac{M_{VIII} - M_X}{d_s} \quad (8)$$

II. Přehled extrémních hodnot krouticích momentů hnacího hřídele a maximálních sil v krajním řetězu — A survey of the extreme values of torsional moments of the driving shaft and of the maximum forces in the side chain

Hmotnost nákladu [kg]	Rychlost dopravníku v_x [m.s ⁻¹]	Kroucí moment [N m]				Tah [kN] v krajním řetězu	Poznámka
		místo VIII		místo X			
		max	min	max	min		
	0,014	600	200	470	110	1,5	běh naprázdno
	0,026	600	60	450	40	1,7	
	0,084	610	60	400	0	2,4	
	0,086	500	50	390	20	1,3	
3 690	0,014	2650	1950	2000	1600	7,6	náklad mokrého hnoje
5 740	0,030	3600	2700	2950	2100	7,6	
5 790	0,060	4050	2800	3100	2100	11,0	
8 180	0,068	4150	2500	2900	1850	12,5	
8 760	0,023	4600	3250	3250	2800	15,7	
9 150	0,017	4200	3600	2450	2300	20,4	
9 320	0,026	4100	3200	3450	2700	7,6	
10 320	0,033	5950	250	4500	150	17,0	
11 460	0,072	5750	4250	4200	3200	17,5	

V tab. II jsou uvedeny maximální hodnoty tahu v krajním řetězu, určené z rozdílu maximálních krouticích momentů v místě VIII a X (obr. 1). Výsledky měření potvrdily teoretické předpoklady o rozdělení hnacího momentu. Při hodnocení maxim tažné síly v řetězu je nutno mít na zřeteli, že uvedené síly jsou jen dynamické, tj. určené pouze z přenaščeného zatížení dopravníku.

Skutečný (absolutní) tah řetězů bude vyšší o statické předpětí. Vzhledem k tomu, že dopravník byl při montáži předepnut celkovou silou cca 4 kN (obr. 1), lze přibližně určit předpětí jednotlivých řetězů na 1 kN.

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

Rozbor zatížení dopravníku dna i experimentální výzkum prokázaly rozhodující vliv velikosti a druhu nákladu na zatížení hnacích elementů dopravníku. Rozložení krouticího momentu podél hnacího hřídele při větším počtu tažných řetězů umožnily vhodně dimenzovat jak tažné řetězy z hlediska povoleného zatížení, tak i hnací hřídel. Znalost rozložení krouticího momentu vedla k řešení hnacího hřídele ze dvou částí, a to v úseku mezi převodovkou a krajní řetězkou, kde je krouticí moment největší (místo VIII) z plné tyče

$\varnothing$ 75 mm, a v další části, kde krouticí moment výrazně klesá, z trubky $\varnothing$ 75 $\times$ 10. Náhrada téměř 2/3 hřídel trubkou přinesla výraznou úsporu (cca 35 %) materiálu při zachování stejné bezpečnosti konstrukce.

Použité symboly

B – šířka dopravního dna, m; d_s – roztečný průměr řetězky, m; f_o – globální součinitel odporu při běhu naprázdno; f_1 – globální součinitel odporu při pohybu nákladu; F_o – pasivní odpor dopravníku při nulovém nákladu, N; F_1 – pasivní odpor dopravníku při běhu naprázdno čistého zaběhnutého rozmetadla, N; F_2 – pasivní odpor nákladu při pohybu po dně rozmetadla, N; F_3 – pasivní odpor nákladu při pohybu po bočnici z rozmetadla, N; F_4 – statické předpětí pásu dopravníku, N; F_{VIII} – síla v tažné větvi dopravníku, N; H – výška bočnic rozmetadla, m; k – součinitel úměrnosti, N.kg⁻¹; L – délka dopravníku, m; M_k – hnací moment dopravníku, N.m; M_{VIII} ; M_X – krouticí moment v místě VIII; X, N.m; q_o – zatížení 1 m bočnice dopravníku, N.m⁻¹; q_m – zatížení 1 m dopravníku, N.m⁻¹; q_i – tíha 1 m řetězu, N.m⁻¹; q_n – tíha přiček připadající na 1 m dopravníku, N.m⁻¹; Q – tíha nákladu dopravovaného rozmetadlem, N; S – dynamická síla v řetězu dopravníku, N; v_d – rychlost pohybu pásu dopravníku, m.s⁻¹; φ – sypaný úhel nákladu, rad

Literatura

- HOFMAN, J.: Zemědělské stroje. Stroje pro živočišnou výrobu, II. díl. Praha, Vydavatelství ČVUT 1970.
 JANOVSKEJ, L. – PODIVINSKEJ, V.: Příklady z transportního zařízení. Praha, Vydavatelství ČVUT 1975.
 KUPR, J.: Pevnostní a energetické měření prvního prototypu automobilního rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 3222.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.
 KUPR, J.: Energetické poměry druhého prototypu automobilového rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 3386.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.
 KUPR, J.: Energetické poměry pracovních orgánů rozmetadel hnoje. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 11, s. 659-668.

Došlo dne 2. 7. 1980

КУПР, Я. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Режим сил у подвижного дна туковой сеялки. Земед. Техн., 27, 1981 (2): 111-118.

Работа посвящена режиму сил у транспортера подвижного дна туковых сеялок с учетом вида и величины груза. Теоретический анализ проверялся экспериментальным путем на разных типах туковых сеялок, прежде всего на автомобильной туковой сеялке РМА-10.

туковая сеялка; подвижное дно; сила тяги в цепи

KUPR, J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): The Relations of Forces of the Movable Bottom of Dung Spreaders. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2): 111-118.

The relations of forces of the conveyor of the movable bottom of dung spreaders are being solved with regard to the kind and size of load. The theoretical analysis was checked by experimental results obtained on dung spreaders of different designs, especially on the truck spreader RMA-10.

dung spreader; movable bottom; chain pull

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

STOCHASTICKÝ SIMULAČNÍ MODEL LINKY PRO VYSKLADŇOVÁNÍ PRŮMYSLOVÝCH HNOJIV

V. Tlustý, M. Saidl, K. Prokop

TLUSTÝ, V. — SAIDL, M. — PROKOP, K. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Stochastický simulační model linky pro vyskladňování průmyslových hnojiv*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 119-127.

Použitím vyrovnávacích zásobníků v lince pro vyskladňování tuhých průmyslových hnojiv lze snížit prostoje dopravních rozmetadel i nakladače a zvýšit výkonnost linky i rozmetadel, a tím snížit náklady na rozmetání hnojiva. Práce se zabývá zkoumáním chování vyskladňovací linky v závislosti na počtu zásobníků při různých počtech rozmetadel pomocí stochastického simulačního modelu, který umožňuje zachytit jak strukturu linky, tak působení náhodných vlivů na její činnost. Sestrojený model umožňuje optimalizovat základní parametry linky, např. výkonnost nakladače, počet zásobníků, objem zásobníku, počet plnicích stanovišť, počet rozmetadel v závislosti na dopravních vzdálenostech apod.

vyskladňování průmyslových hnojiv; vyskladňovací linka s vyrovnávacími zásobníky; stochastický simulační model; optimalizace linky

Výkonnost dopravních prostředků a dopravních rozmetadel při dopravě a rozmetání tuhých průmyslových hnojiv je ovlivňována výkonností a prostoji při plnění hnojivem. Vhodným uspořádáním linky pro vyskladňování hnojiva ve skladech agrochemických podniků (dále jen ACHP) se proto mohou odstranit prostoje a zvýšit výkonnost automobilních rozmetadel.

V praxi ACHP se všeobecně ujalo plnění rozmetadel samojízdnými nakladači přímo ve skladech. Pokud není třeba hnojivo drtit, je výkonnost uspokojivá a prostoje rozmetadel vznikají obvykle jen na začátku pracovní směny. Aby se nezvyšovala v ovzduší skladu koncentrace spalín ze spalovacích motorů dopravních prostředků, je třeba sklad intenzivně provětrávat. To však vyvolává nadměrnou kontaminaci skladovaných hnojiv a zařízení skladu vzdušnou vlhkostí a umožňuje únik prachu do vnějšího prostředí. Přemístění plnicího stanoviště dopravních prostředků mimo skladovací prostor do tzv. vyskladňovacího přístavku vede v důsledku prodloužení přepravní vzdálenosti uvnitř skladu k poklesu výkonnosti samojízdného nakladače při plnění. Rovněž při úpravě hnojiva pro hnojení např. drcením výkonnost plnění rozmetadel podstatně klesá.

Uvedené nedostatky odstraňuje vyskladňovací linka, vybavená vyrovnávacími zásobníky s vysokou výkonností vyprazdňování. Činnost linky s vyrovnávacími zásobníky je plynulejší, plnění rozmetadel se urychlí a tím vzroste výkonnost celé linky. Účelem vyrovnávacích zásob-

níků je uvolnění tuhé vazby mezi nakladačem a rozmetadly a snížení závislosti linky na působení náhodných vlivů, které silně ovlivňují vznik prostojů.

METODIKA

Ke zkoumání závislosti chování vyskladňovací linky na nejrůznějších faktorech, např. na počtu zásobníků, plnicích stanovišť a rozmetadel, na středních hodnotách a rozptylech časů trvání jednotlivých činností, byl vzhledem ke značné závislosti linky na náhodných vlivech i vzhledem k její složitosti použit simulační model. Tento model umožní pro konkrétní podmínky určit hodnoty jednotlivých faktorů, při nichž je chování linky optimální, tzn., že umožní stanovení optimálního počtu rozmetadel, zásobníků a dalších požadovaných parametrů.

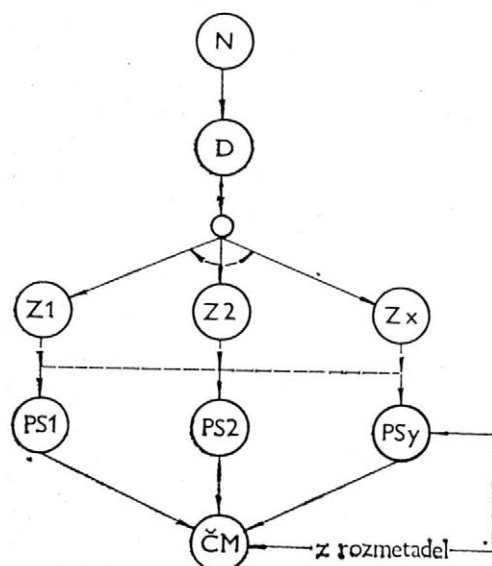
VLASTNÍ PRÁCE

POPIS LINKY

Zkoumaná linka je určena pro vyskladňování hnojiva ze skladu, úpravu jeho zrnitosti a plnění rozmetadel, která hnojivo dopravují na pole a rozmetají.

Skládá se z nakladače, drtiče s dopravníkem, zásobníků, plnicích stanovišť, čekacího místa pro rozmetadla a z rozmetadel (obr. 1).

Nakladač plní ve skladu násypku drtiče. Rozdrcené hnojivo se dopravuje postupně do jednotlivých zásobníků. Jsou-li všechny zásobníky naplněny, nakladač čeká na vyprázdnění některého z nich. Prázdné rozmetadlo, které přijíždí do skladu, čeká na čekacím místě na uvolnění plnicího stanoviště. Uvolní-li se, začne na něm příprava k plnění nejdříve čekajícího rozmetadla. Po ukončení přípravy a v případě, že na stanovišti ústí plný zásobník, začne vyprazdňování zásobníku, tzn. plnění rozmetadla. Po naplnění odjíždí rozmetadlo na pole, kde hnojivo rozmetá a vrátí se ke skladu.



1. Schema vyskladňovací linky —
A scheme of the dispatching line
Struktura vazeb mezi zásobníky a plnicími stanovišti závisí na počtu zásobníků a plnicích stanovišť, např. pro čtyři zásobníky a dvě plnicí stanoviště ústí na každé stanoviště dva zásobníky
N — nakladač
D — drtič
Z — zásobníky 1...x
PS — plnicí stanoviště 1...y
ČM — čekací místo

U linky bez zásobníků je činnost obdobná jen s tím rozdílem, že z drtiče se hnojivo dopravuje přímo do připraveného rozmetadla.

V jednom okamžiku může být plněn pouze jeden zásobník. Všechny zásobníky mají stejný objem. Plnění prázdných zásobníků probíhá postupně podle jejich pořadových čísel, tzn., že nejdříve se začne plnit prázdný zásobník s nejnižším číslem. Vyprazdňování plných zásobníků se děje podle téhož pravidla.

Zásobníky se mohou vyprazdňovat na jednotlivá plnicí stanoviště. Pro každé stanoviště je definována množina zásobníků, které na něj ústí. Na plnicí stanoviště se vejde jedno automobilní rozmetadlo. Nejdříve je rozmetadlem obsazeno volné stanoviště s nejnižším pořadovým číslem. Na kterémkoliv volné stanoviště může zajet rozmetadlo z čekacího místa.

Čekací místo má kapacitu alespoň rovnou celkovému počtu rozmetadel. Všechna rozmetadla mají stejnou nosnost. Objem zásobníku je roven objemu rozmetadla. Režim fronty rozmetadel čekajících na přípravu k plnění i fronty rozmetadel čekajících na naplnění je FIFO (First in — First Out).

Délka pobytu rozmetadla v ACHP je obecně dána časem čekání na přípravu k plnění (na uvolnění plnicího stanoviště), časem přípravy k plnění rozmetadla, časem čekání na naplnění a časem plnění rozmetadla.

Délka pobytu rozmetadla mimo ACHP je součtem času jízdy rozmetadla na pole a zpět a času rozmetání hnojiva.

Události měnící stav systému jsou :

- příjezd rozmetadla na čekací místo,
- konec přípravy plnění rozmetadla,
- konec vyprazdňování zásobníku, tj. současně konec plnění rozmetadla u linky se zásobníky,
- konec přímého plnění rozmetadla u linky bez zásobníků,
- konec plnění zásobníku.

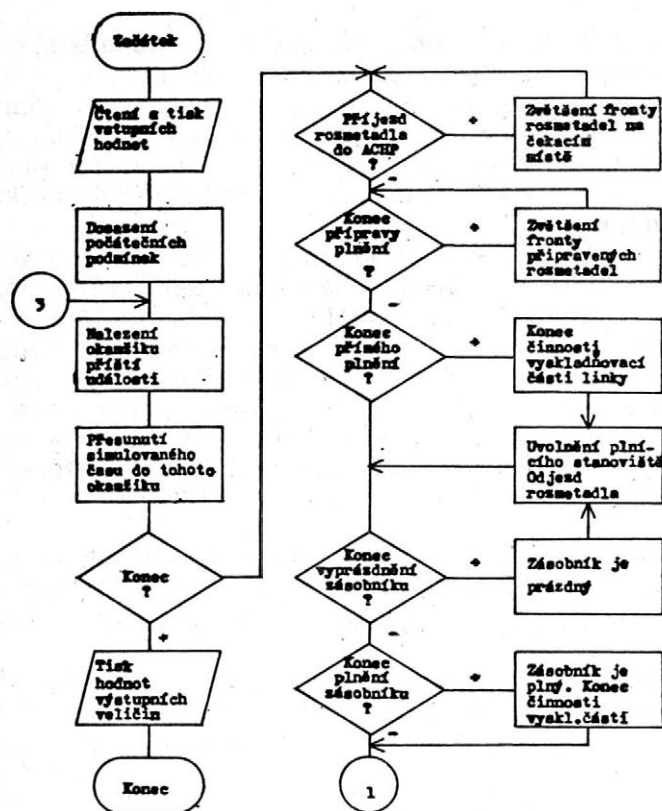
CHARAKTERISTIKA SIMULAČNÍHO MODELU

Model linky na vyskladňování průmyslových hnojiv v ACHP je stochastickým modelem dynamického procesu. Je určen k realizaci na číslicovém počítači. Hodnoty náhodné veličiny s normálním rozdělením, kterou je čas jízdy rozmetadla na pole a zpět, se získávají generátorem náhodných čísel.

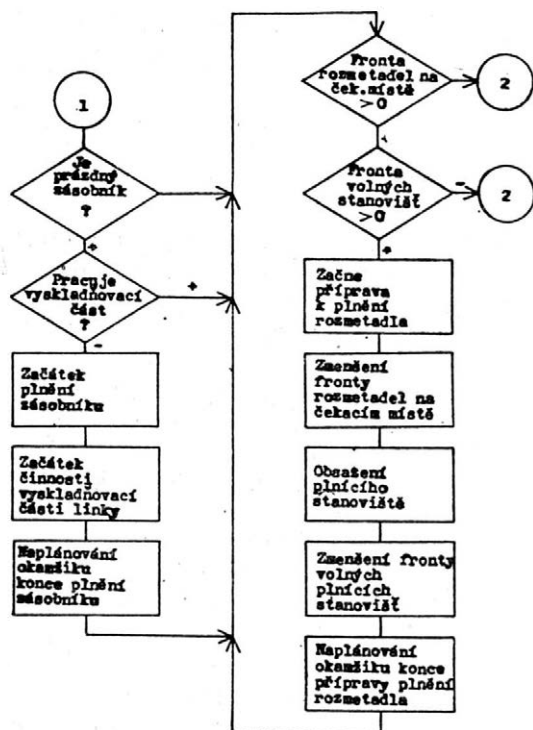
Vzhledem k tomu, že se předpokládá použití rozmetadel stejného typu, ztrácí smysl sledovat prostoje u každého rozmetadla jednotlivě a k posouzení činnosti linky postačí sledovat pouze sumy prostojů všech rozmetadel. Z toho plyne, že v simulačním modelu není třeba respektovat režimy front rozmetadel, neboť ty ovlivňují pouze rozdělení prostojů mezi jednotlivá rozmetadla, nikoliv však jejich sumy.

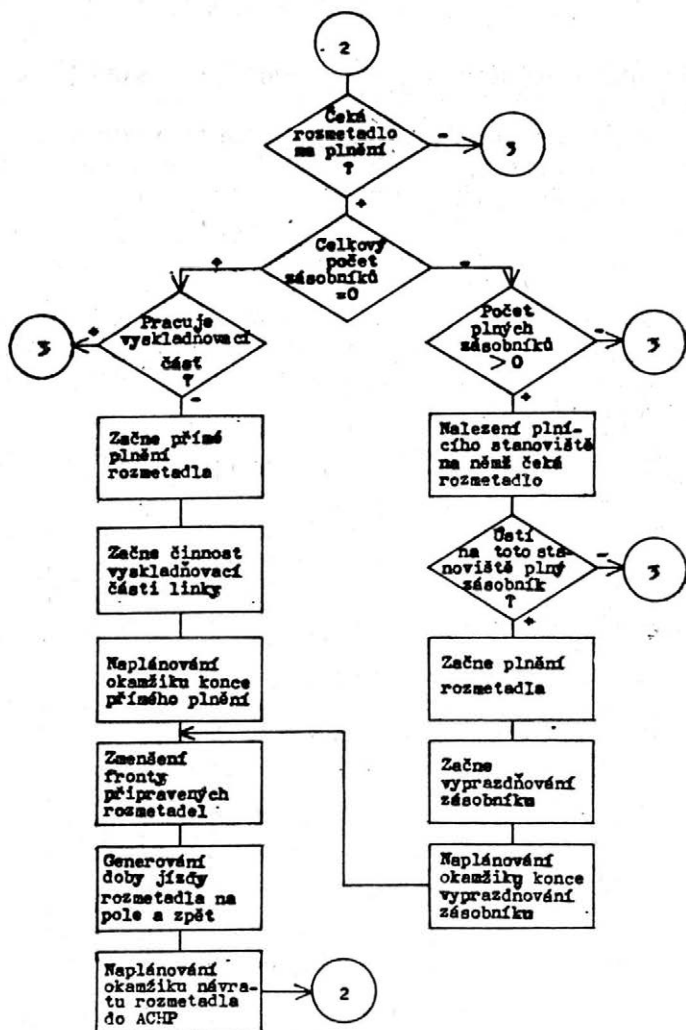
Z zachycení časových změn v modelu byla použita metoda proměnného časového kroku, která je pro tento systém, v němž nedochází ke změnám stavu pravidelně, výhodnější, než metoda pevného časového kroku.

Simulační program byl vytvořen v jazyce BASIC. Po ověření správnosti modelu na počítači HEWLETT PACKARD 9830 byl program pro po-



2. Hrubý vývojový diagram — Approximate flow diagram
Vyskladňovací částí linky se rozumí nakladač a drtič s dopravníkem





třebu rozsáhlých experimentů na počítači EC 1030 přepsán do jazyka FORTRAN.

Sestavený model umožňuje simulovat činnost linky pro obecné počty zásobníků, plnicích stanovišť a rozmetadel. Je také uzpůsoben pro libovolnou změnu struktury vazeb mezi zásobníky a plnicími stanovišti. To umožňuje zkoumat a porovnávat značný počet variant uspořádání linky.

Podstatu simulačního modelu vystihuje hrubý vývojový diagram na obr. 2.

V jednom okamžiku může dojít k více událostem téhož typu. Může např. přijet více rozmetadel společně. Proto se v případě, že přijelo rozmetadlo, vracíme ve vývojovém diagramu po zvětšení fronty rozmetadel před rozhodovací blok „Přijezd rozmetadla do ACHP?“, a tážeme se na příjezd dalšího rozmetadla. Přijelo-li jenom jedno, pokračujeme po záporné větvi k dalšímu rozhodovacímu bloku. Obdobně může v jednom okamžiku skončit přípravu plnění více rozmetadel a vyprazdňování více zásobníků.

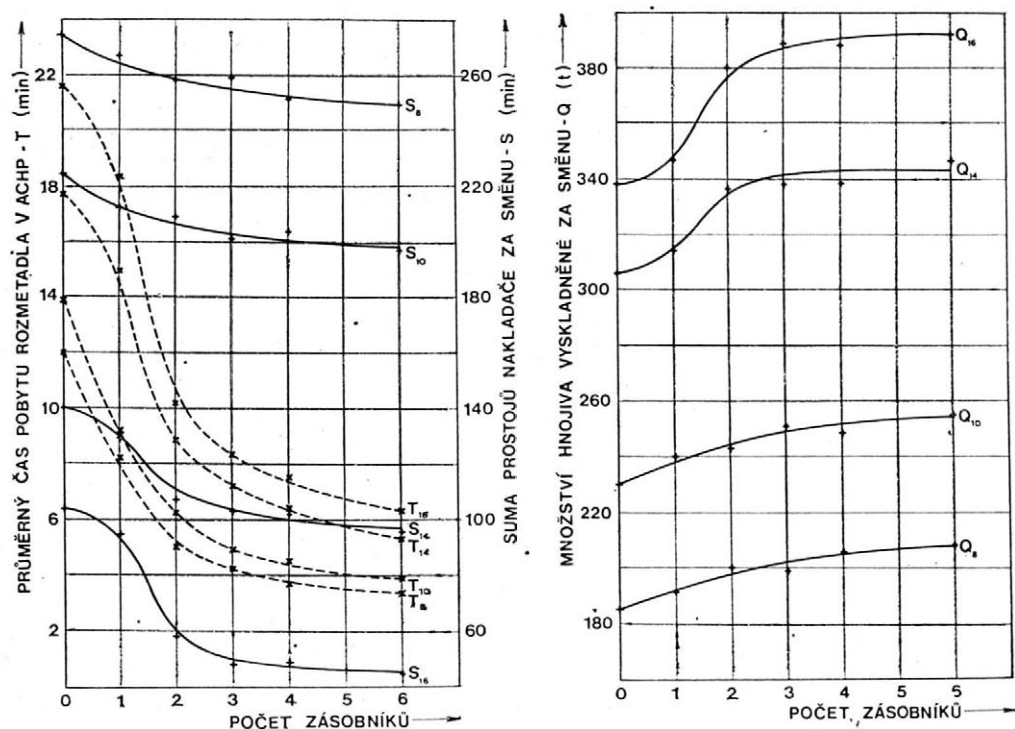
Model je pojat jako tzv. konverzační. Umožňuje konverzaci uživatele s modelem, tj. vkládání souboru vstupních veličin, výpočet hodnot

výstupních veličin a podle nich opět vkládání dalšího souboru vstupních dat.

Správnost modelu byla ověřena speciálním programem, který umožňuje sledovat činnost algoritmu krok za krokem a zjistit, zda algoritmus odpovídá struktuře reálného systému.

SIMULAČNÍ EXPERIMENTY

Po ověření správnosti simulačního modelu byl vytvořený program použit pro studium chování vyskladňovací linky ve skladech typu Tesko v závislosti na počtu vyrovnávacích zásobníků při různém počtu rozmetadel [obr. 3].



3. Závislost průměrného času pobytu rozmetadla v ACHP (T), sumy prostojů nakladače (S) a množství hnojiva vyskladňovaného za směnu (Q) na počtu zásobníků při různých počtech rozmetadel — The dependence of the average time spent by distributor in the agrochemical centre (T), sums of loader idle time (S) and the amount of fertilizer dispatched per shift (Q) upon the number of bins and different numbers of distributors used

- čas vyprazdňování zásobníku 1 min
- čas plnění zásobníku 5 min
- čas přípravy rozmetadla k plnění 1 min
- čas rozmetání hnojiva 30 min
- minimum a maximum času jízdy rozmetadla na pole a zpět (náhodná veličina s normálním rozdělením charakterizovaným variačním rozpětím) 30 min
- délka směny 90 min
- počet směn 8 h
- nosnost rozmetadla 5
- 4,5 t

Počet rozmetadel je udán indexem u veličin T , S a Q

Jedná se o linku s jedním plnicím stanovištěm, neboť ve vyskladňovacím přístavku skladu Tesko může být v jednom okamžiku přítomno jen jedno rozmetadlo.

Při experimentech byly získány hodnoty, kterým v grafech na obr. 3 odpovídají body. Pro větší názornost jsou body proloženy křivkami. Jednotlivé body představují odhad středních hodnot náhodných veličin, neboť výsledky získané ze simulačních modelů, v nichž jsou přítomny náhodné veličiny, je třeba chápat rovněž jako náhodné veličiny.

DISKUSE

Z výsledků simulačních experimentů lze učinit určité obecné závěry o vlivu některých faktorů na činnost linky pro vyskladňování průmyslových hnojiv.

Zařazením jednoho zásobníku do linky se sníží průměrný čas pobytu rozmetadla v ACHP. Vzhledem k střední hodnotě i rozptylu času jízdy rozmetadla a vzhledem k času rozmetání hnojiva nemá však většinou podstatný vliv na počet cyklů rozmetadla, a tím ani na zvýšení množství hnojiva rozmetaného za směnu (obr. 3). V takových případech je vybavení linky jedním zásobníkem neúčelné. Efektivní však je použití většího počtu zásobníků, neboť zvyšováním jejich počtu se :

- snižuje průměrný celkový prostoj rozmetadla v ACHP v důsledku zkracování jak průměrného času čekání na přípravu k plnění, tak průměrného času čekání na naplnění rozmetadla,
- snižuje průměrný čas pobytu rozmetadla v ACHP, a tím i zkracuje průměrný čas cyklu,
- zvyšuje průměrný počet cyklů jednoho rozmetadla za směnu,
- zvyšuje množství hnojiva vyskladněného za směnu,
- snižují prostoje nakladače.

Roste-li jen počet zásobníků (při stálých hodnotách ostatních faktorů), pak od jistého počtu klesá jejich příznivý dopad na činnost linky. Při určitém počtu zásobníků a při zvolených hodnotách ostatních faktorů tak dojde až ke stavu „nasycení“, kdy zařazování dalších zásobníků nepřináší již efekt v podobě zvýšení množství hnojiva vyskladněného za směnu.

Počet zásobníků, při kterém dojde ke stavu „nasycení“, i maximální dosažitelnou výkonnost linky při tomto stavu ovlivňují hladiny všech ostatních faktorů.

Zvyšování počtu rozmetadel zvyšuje příznivý vliv zásobníků na činnost linky. Např. pro linku s osmi rozmetadly se zařazením šesti zásobníků zvýší výkonnost proti lince bez zásobníků o 23 tuny, tj. o 12 %, zatímco pro linku s šestnácti rozmetadly o 54 tun, tj. o 16 % (obr. 3).

Zvyšováním počtu rozmetadel v lince při konstantním počtu zásobníků se zvyšuje množství hnojiva vyskladněného linkou za směnu. S rostoucím počtem rozmetadel však klesají přírůstky vyskladněného množství. Z toho lze usuzovat, že průběh výkonnosti linky v závislosti na počtu rozmetadel je obdobný jako závislost na počtu zásobníků, tzn. že při určitém počtu rozmetadel by se přestala zvyšovat výkonnost linky a zvyšování počtu rozmetadel by ztratilo při nezměněných hodnotách

ostatních faktorů smysl. Počet rozmetadel, při němž k tomu dochází, je ovlivňován hodnotami ostatních faktorů. Např. zdvojnásobíme-li u linky bez zásobníků počet rozmetadel z osmi na šestnáct, zvýší se vyskladněné množství hnojiva ze 185 tun na 328 tun, tj. 1,8krát.

Provedeme-li toto srovnání u linky se šesti zásobníky, zjistíme, že se zvýší výkonnost z 208 tun na 392 tuny, tj. 1,9krát (obr. 3). Z toho vyplývá, že zvyšováním počtu zásobníků v lince se zlepšuje využití vyššího počtu rozmetadel, tzn. že oblast „nasycení“ linky rozmetadly se posouvá k vyšším počtům.

Zkracování času jízdy rozmetadla na pole a zpět a zkracování času rozmetání hnojiva zmenšují čas cyklu rozmetadla a působí zcela obdobně jako zvyšování počtu rozmetadel v lince.

Zvětšování variačního rozpětí času jízdy rozmetadla na pole a zpět zvýhodňuje použití vyššího počtu zásobníků v lince. Tato závislost je logickým důsledkem toho, že účelem zásobníků je kompenzace prostojů, které jsou přímým důsledkem působení náhodných vlivů na činnost linky.

Výsledky simulačních experimentů potvrzují vhodnost použití vyrovnávacích zásobníků v lince. Zvlášť výrazný příklad výhodnosti použití zásobníků představuje zařazení dvou vyrovnávacích zásobníků do linky se čtrnácti rozmetadly, neboť přináší stejné zvýšení vyskladněného množství hnojiva jako zvýšení počtu rozmetadel na šestnáct (obr. 3).

ZÁVĚR

Uvedené experimenty představují jen část možností použití simulačního modelu linky pro vyskladňování průmyslových hnojiv. Tohoto modelu lze použít pro optimalizaci parametrů linky, jako je výkonnost nakladače, počet zásobníků, objem jednoho zásobníku, počet plnicích stání, počet rozmetadel nasazených pro různé vzdálenosti apod. Touto optimalizací lze dosáhnout nejvhodnější skladby vyskladňovací linky z hlediska její činnosti i optimálního využití.

Vytvořený model je možné podle požadavků dále rozšiřovat tak, aby umožňoval vstup i výstup dalších dat. Umožňuje také zavést další náhodné veličiny, jako je čas vyprazdňování zásobníku, čas plnění zásobníku, čas přípravy plnění rozmetadla apod. Všechny tyto úpravy vyžadují jen nepodstatné zásahy do modelu, přičemž základní algoritmus zůstává nedotčen.

Došlo dne 7. 5. 1980

ТЛУСТЫ, В. — САЙДЛ, М. — ПРОКОП, К. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Стохастическая симуляционная модель линии для выдачи минеральных удобрений. Земед. Techn., 27, 1981 (2): 119-127.

С помощью выравнивающих бункеров в линии для выдачи твердых минеральных удобрений можно сократить простои тукоразбрасывателей и погрузчиков, повысить производительность линии и тукоразбрасывателей и, следовательно, сократить расходы по разброске удобрений. В работе рассматривается, как себя оправдывает линия в зависимости от числа бункеров и навозоразбрасывателей. Для этого составлена стохастическая симуляционная модель, отражающая как структуру линии, так и воздействие случайных факторов на ход ее работы. Модель позволяет оптимизировать основные параметры линии: производительность погруз-

чика, число бункеров, объем бункера, число мест заполнения, число навозоразбрасывателей в зависимости от транспортных расстояний и пр.

выдача минеральных удобрений; линия выдачи с выравнивающими бункерами; стохастическая симуляционная модель; оптимизация линии

TLUSTÝ, V. — SAIDL, M. — PROKOP, K. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha - Rěpy): *A Stochastic Simulation Model of the Line for Dispatching Commercial Fertilizers*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 119-127.

If equalizing bins are included in the dispatching line for solid commercial fertilizers, the idle time of truck-mounted distributors and loaders can be reduced and the performance of the line and distributors can be increased. The paper concerns the study of the behaviour of the dispatching line in dependence on the number of bins and on the number of distributors. The study is based on the use of a stochastic simulation model which makes it possible to take into account the structure of the line as well as the effect of random factors on its work. The model enables the optimization of the basic parameters of the line, e. g. the performance of the loader, number of bins, bin volume, number of filling sites, number of distributors depending on transport distances, etc.

dispatching of commercial fertilizers; dispatching line with equalizing bins; stochastic simulation model; optimization of the line

TLUSTÝ, V. — SAIDL, M. — PROKOP, K. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha - Rěpy): *Das stochastische Simulationsmodell der Straße für Auslagerung der Handelsdünger*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (2) : 119-127.

Durch Anwendung von Zwischenbehältern in der Straße für Auslagerung der festen Handelsdünger können die Stillstandzeiten der Transportstreuer sowie des Laders herabgesetzt und die Leistung der Straße und der Düngerstreuer erhöht werden, was eine beträchtliche Senkung der Streuungskosten zur Folge haben muß. Die vorliegende Arbeit untersucht das Verhalten der Straße in Abhängigkeit von der Anzahl der Behälter bei verschiedener Anzahl der Düngerstreuer mit Hilfe eines sog. stochastischen Simulationsmodells, das ermöglicht sowohl die Struktur der Straße zu kontrollieren als auch die Wirkung der zufälligen Einflüsse auf ihre Tätigkeit zu untersuchen. Das entwickelte Modell ermöglicht die Grundparameter der Straße (z. B. die Leistung des Laders, die Anzahl von Behältern, den Umfang eines Behälters, die Anzahl von Beschickungsstandorten, die Anzahl von Düngerstreuern in Abhängigkeit von den Transporteentfernungen) zu optimieren.

Auslagerung der Handelsdünger; Auslagerungsstraße mit Zwischenbehältern; stochastisches Simulationsmodell; Optimierung der Straße

Adresa autorů:

Ing. Vlastimil Tlustý, ing. Miloslav Saidl, PhDr. Karel Prokop, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6 - Rěpy

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 3 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články :

V. Mayer : Drcení kamenů na poli

K. Bláha, M. Ruml : Kritický rozbor technologických způsobů zpracování kejdy prasat

J. Juríček : Reologický model výkalov ošípaných

P. Hnilica : Pravděpodobnostní model procesu úderového mletí

J. Staněk, J. Šiška, M. Lehocký : Posouzení samojízdných sklizečů cukrovky z hlediska hluku a vibrací

E. Kindler, J. Janda : Mezinárodní seminář uživatelů jazyka SIMULA v Maďarsku

Blahovec J., Patočka K.: Mechanické vlastnosti stébla žita	65
Paulen J.: Sledovanie relatívnej rýchlosti pohybu jemného výmlatku po vynášacej doske	87
Sinek F.: Matematický model statických charakteristik ventilů dojících zařízení	99
Kupr J.: Silové poměry pohyblivého dna rozmetadel	111
Tlustý V., Saidl M., Prokop K.: Stochastický model linky pro vyskládňování průmyslových hnojiv	119

СОДЕРЖАНИЕ

Благовец Й., Паточка К.: Механические свойства стебля ржи	84
Паулен Й.: Изучение относительной скорости движения продукта тонкого помола по скатной доске	97
Синек Ф.: Математическая модель статических характеристик вентилях доильных установок	110
Купр Я.: Режим сил у подвижного dna туковой сеялки	118
Тлусты В., Сайدل М., Прокоп К.: Стохастическая симуляционная модель линии для выдачи минеральных удобрений	126

CONTENTS

Blahovec J., Patočka K.: Mechanical Properties of Rye Stalks	85
Paulen J.: Study of the Relative Speed of Fine Threshing Movement along the Delivery Board	97
Sinek F.: A Mathematical Model of the Static Characteristics of Valves of Milking Machines	110
Kupr J.: The Relations of Forces of the Movable Bottom of Dung Spreaders	118
Tlustý V., Saidl M., Prokop K.: A Stochastic Simulation Model of the Line for Dispatching Commercial Fertilizers	127

INHALT

Blahovec J., Patočka K.: Mechanische Eigenschaften des Roggenhalmes	85
Paulen J.: Untersuchungen über die relative Bewegungsgeschwindigkeit des feinen Erdrusches auf dem Stufenbrett	97
Sinek F.: Mathematisches Modell der statischen Charakteristiken der Ventile von Melkanlagen (E)	110
Kupr J.: Kraftverhältnisse des Rollbodens von Stallmiststreuern (E)	118
Tlustý V., Saidl M., Prokop K.: Das stochastische Simulationsmodell der Straße für Auslagerung der Handelsdünger	127

Rukopisy odevzdány k tisku 3. 11. 1990 — Podepsáno k tisku 12. 1. 1991

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS - ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.