

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů
v Chodově



9-10

ROČNÍK 14 (XLI)
PRAHA,
ZÁŘÍ-ŘÍJEN 1968
CENA 20 Kčs

ÚSTŘEDÍ ZEMĚDĚLSKÉHO A POTRAVINÁŘSKÉHO VÝZKUMU

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Alfonz Marko, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višinský, CSc.

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1968

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

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

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

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

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

Práce obsahuje výsledky pokusu řešit pulsátor dojicího stroje na analogovém počítači MEDA-40TA. Cílem pokusu je kromě jiného přispět k vyřešení otázky, zda některé problémy vývoje zemědělských strojů je možno v první fázi principiálně v celé šíři vyřešit na počítači a tím zkrátit dobu vývoje, zkvalitnit řešení a snížit náklady. Takovýto závěr není předem uskutečnitelný na základě jen jednotlivých, spíše okrajových nebo jen teoreticky zajímavých aplikací uváděných v literatuře. Rovněž známé aplikace z jiných strojírenských oborů, kde jsou pracovní podmínky strojů podstatně jednoznačnější, nejsou pevným podkladem k vyřešení této otázky.

Vývoj solidního pulsátoru dojicího stroje pouze pokusným způsobem je obtížným úkolem. Tvar charakteristiky pulsátoru má splňovat řadu požadavků. Přitom je ovlivňován velkým množstvím parametrů, jejichž vztahy jsou pouhým názorem těžko sledovatelné. Zjištění všech důležitých veličin na několika alternativách reálného modelu je velmi nákladné a snaha po zjednodušení má tedy značný ekonomický význam.

Použitá označení

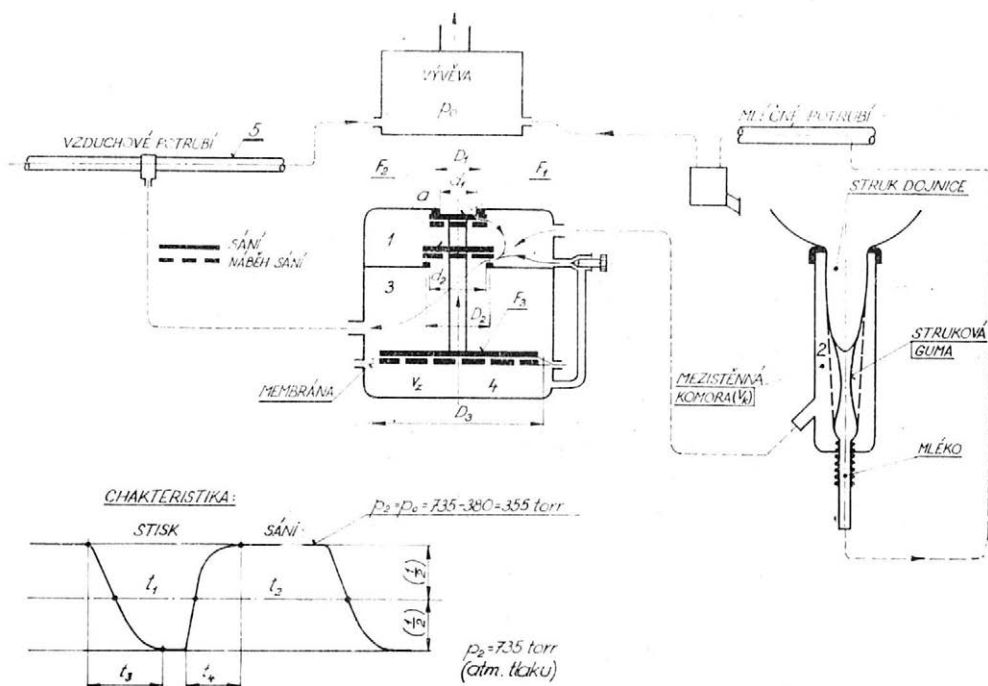
p_m	— tlak v místě m , které je označeno na obr. 1 (kp m^{-2})
$\bar{p}_m$	— podtlak v místě m (torr)
c_{mn}	— rychlost vzduchu, který proudí z místa m do místa n . Je uvažována rychlost odpovídající průtočnému množství při normálním stavu, tj. při teplotě 20°C a tlaku 735 torrů (m s^{-1})
k_{mn}	— průtokový součinitel otvoru mezi místy m a n ($\text{m}^2 \text{s}^{-1} \text{kp}^{-1/2}$)
v	— měrný objem ($\text{m}^4 \text{kp}^{-1} \text{s}^{-2}$)
ϱ	— měrná hmota ($\text{kp s}^2 \text{m}^{-4}$)
M	— množství (hmota) vzduchu ($\text{kp s}^2 \text{m}^{-1}$)
O	— množství (objem) vzduchu ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)
g	— tíhové zrychlení (m s^{-2})
f_{mn}	— plocha otvoru kanálu spojujícího místa m a n (m^2)
x	— dráha pohyblivé části ventilu (m)
C	— konstanta tlumení
h	— zdvih ventilu (m)
V_k	— objem mezistěnných komor 4 strukových násadců (m^3)
V_z	— objem komory zásobníku pulsátoru (m^3)
F_1	— účinná plocha horního talíře ventilu (m^2)
F_2	— účinná plocha středního talíře ventilu (m^2)
F_3	— účinná plocha dolního talíře ventilu (m^2)
D_1	— průměr odpovídající ploše F_1 (m)
D_2	— průměr odpovídající ploše F_2 (m)
D_3	— průměr odpovídající ploše F_3 (m)
d_1	— vnitřní průměr dosedací plochy mezikruží sedla horního talíře (m)
d_2	— vnitřní průměr dosedací plochy mezikruží sedla středního talíře (m)

l	— délka hadice pulsujícího podtlaku (m)
d	— průměr hadice pulsujícího podtlaku (m)
N_p	— norma proměnné p (kp cm ⁻²)
N_c	— norma proměnné c (m s ⁻¹)
N_x	— norma proměnné x (m)
M_t	— měřítko času
t	— čas na reálném modelu
T	— strojový čas
R	— součet sil plynoucích z tlaků na tři taliře ventilu (kp)
t_n	— časový úsek na charakteristice pulsátoru, vyznačený na obr. 2 (s)
$P = t_2/t_1$	— pulsační poměr (%)
$s = t_2/t_p \cdot 100$	— délka doby sání (%)
$t_3/t_p \cdot 100$	— délka doby plného atmosférického tlaku (%)
$n_{sá} = t_4/t_p \cdot 100$	— náběh sání (%)
$n_{st} = t_3/t_p \cdot 100$	— náběh stisku (%)
t_p	— doba jednoho pulsu (s)
n	— počet pulsů za minutu (1/min)

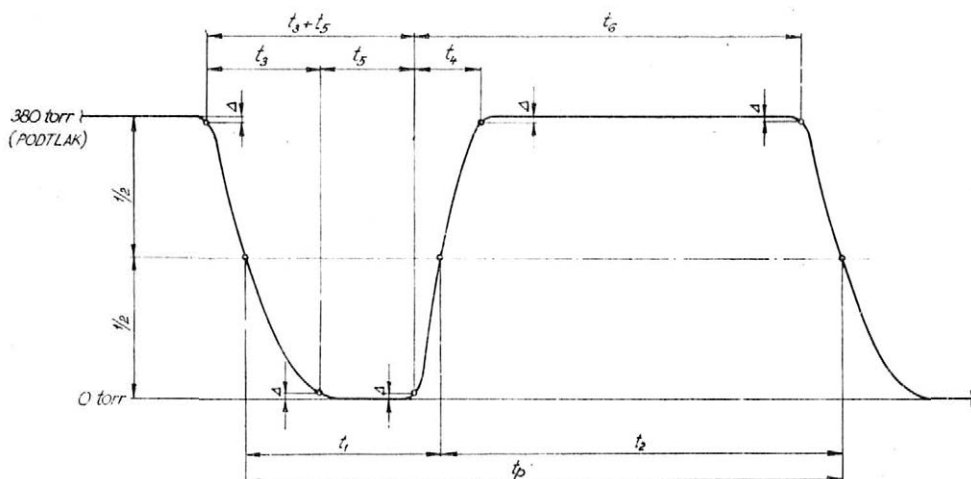
1. POPIS A PRINCIP ČINNOSTI PULSÁTORU DOJICÍHO STROJE

Na obrázku 1 je schematicky znázorněn pneumatický pulsátor zapojený v sestavě ostatních prvků dojícího automatu [4]. Dojící stroj se v principu skládá ze čtyř strukových násadců, vývěvy a pulsátoru.

Strukový násadec, který je nasazen na struku dojnice, má dva oddělené prostory: podstrukovou a mezistěnnou komoru. Do podstrukové komory s trvalým podtlakem se odsává mléko a v mezistěnné komoře je pulsující podtlak. Tento podtlak, který vyvozuje pulsátor, působí střídavě takt stisku a takt sání mléka.



1. Schematické znázornění pulsátoru dojícího automatu a průběh charakteristiky



2. Charakteristika pulsátoru dojícího stroje s vyznačenými parametry důležitými pro její hodnocení

Pulsátor má tři prostory. Prostor 3 je trvale připojen k podtlakovému potrubí, tedy k vývěvě. Prostor 1 je podle polohy ventilu, jehož pohyblivá část má tři talíře, spojen s podtlakem nebo atmosférickým tlakem. Tento pulsující podtlak je hadicí trvale připojen k mezistěnné komoře strukového násadce. Do prostoru 4 nabíhá postupně spojovacím kanálkem tlak, který je v prostoru 1. Škrcením průtoku ve spojovacím kanálku pomocí regulačního šroubu se řídí počet pulsů. Pulsátor pracuje samočinně. Střídání polohy ventilu, tj. taktu sání a stisku, závisí na tlakových, resp. silových poměrech na třech talířích ventilu. Silové poměry jsou dány plochou talířů a tlakem v prostorech 1, 3, 4. K přesunu ventilu z dolní do horní polohy dojde tehdy, když tlak v prostoru 1, který je spojen s atmosférou, naběhne do prostoru 4 na hodnotu odpovídající výsledné síle (rozdíl síly na ploše F_2 a F_3) směřující vzhůru. K přesunu ventilu z horní do dolní polohy dojde tehdy, když podtlak v prostoru 1 naběhne do prostoru 4 na hodnotu odpovídající výsledné síle (rozdíl síly na ploše F_1 a F_3) směřující dolů. Prostory 3 a 4 jsou odděleny gumovou membránou, která umožňuje přenos tlakového rozdílu na plochu F_3 . Z fyziologických hledisek jsou důležité úseky charakteristiky vyznačeny na obrázku 2.

2. MATEMATICKÁ FORMULACE POPISUJÍCÍ FUNKCI PULSÁTORU DOJÍCÍHO STROJE

Základní jev, k němuž v pulsátoru dochází, je proudění vzduchu z jednoho prostoru do druhého přes škrtkový otvor na základě rozdílu tlaku mezi těmito prostory. Pro jednoduchý případ za předpokladu adiabatického děje je tento problém řešen v literatuře [3]. V pulsátoru však dochází k celé sérii těchto jevů. Praktické řešení touto metodou s plným počtem důležitých prvků je nereálné. Bylo proto nutno zavést jednodušší formulaci základního jevu. V literatuře [2] se doporučuje předpokládat při řešení pulsátoru (odvolání na Gorjačkina), že základní jev lze popsat diferenciální rovnicí

$$\frac{dp}{dt} = k(p_0 - p) \quad (1)$$

Podle této rovnice se předpokládá, že rychlost růstu tlaku v některém prostoru, který je otvorem spojen s druhým prostorem s podtlakem p_0 , je úměrná rozdílu tlaků. Je zřejmé, že podle tohoto předpokladu tlak nabíhá podle exponenciální funkce času. Formulace úlohy za tohoto předpokladu byla uskutečněna v předběžném řešení. Výsledky takto získané se značně lišily od skutečnosti (tvar charakteristiky byl jiný, pulsační poměr se lišil, počet pulsů byl nezávislý na podtlaku). Byl proto zaveden reálnější předpoklad, který vychází ze základního vztahu termodynamiky pro proudění z prostoru 1, kde je konstantní tlak, do uzavřeného zásobníku 2 (s objemem V_z)

$$\frac{c_{12}^2}{2g} = -\varphi \int_1^2 \frac{v}{g} dp \doteq \frac{\varphi}{\varrho_a g} (p_1 - p_2) \quad (2)$$

kde: ϱ_a, c_{12} — veličiny odpovídající normálnímu stavu vzduchu (735 torr, 20 °C)
 p_1, ϱ_a, φ — konstanty
 c_{12}, p_2 — funkce času

$$c_{12} = \sqrt{\frac{2\varphi}{\varrho_a} (p_1 - p_2)}$$

$$c_{12} = k_{12} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (3)$$

Rovnice (3) je základním vztahem, jehož platnost se v dalším předpokládá. Konstanta k_{12} je zde nazývána průtokovým součinitelem, který se zjišťuje experimentálně a rychlost odpovídá průtočnému množství při normálním stavu vzduchu (tj. 735 torr a 20 °C).

Rovnice (3) vychází ze zjednodušených úvah o zachování energie. Dále je možno využít rovnice kontinuity. Množství vzduchu na začátku ($t = 0$) je M_{20} a v závislosti na čase se mění ($M_1 = f(t)$)

$$M_2 = M_{20} + \varrho_a f_{12} \int_0^t c_{12} dt$$

$$M_2 = V_z \cdot \varrho_2$$

$$p_2 v_2 = p_{20} \cdot v_{20} \quad \varrho_2 = \frac{p_2}{p_{20}} \varrho_{20}$$

$$\frac{p_2}{p_{20}} \varrho_{20} V_z = M_{20} + \varrho_a f_{12} k_{12} \int \sqrt{p_1 - p_2} dt$$

$$p_2 = p_{20} + \frac{\varrho_a f_{12} k_{12} p_{20}}{M_{20}} \int \sqrt{p_1 - p_2} dt$$

$$p_{20} v_{20} = p_1 v_1 \quad p_{20} = \frac{\varrho_{20}}{\varrho_a} p_a$$

$$p_2 = p_{20} + \frac{\varrho_a f_{12} k_{12} \varrho_{20} p_a}{M_{20} \varrho_a} \int \sqrt{p_1 - p_2} dt$$

$$p_2 = p_{20} + \frac{f_{12} k_{121} p_a}{V_z} \int \sqrt{p_1 - p_2} dt$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{p_a f_{12} k_{12}}{V_z} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (4)$$

V diferenciální rovnici (4) kromě proměnné p_2 vystupují konstanty p_a (atmosferický tlak), f_{12} (plocha škrticího otvoru), k_{12} (průtokový součinitel), V_z (objem zásobníku, do kterého vzduch proudí) a p_1 (tlak v prostoru, z kterého vzduch proudí). Rovnice (4) v principu odpovídá náběhu stisku, kdy vzduch proudí do mezistěnné komory ($p_1 > p_2$). Pro náběh sání lze vyvodit podobnou rovnici

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{p_a f_{21} k_{21}}{V_z} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (5)$$

Náběh sání i stisku společně popisuje rovnice (pro $f_{21} = f_{12} = f$, $k_{21} = k_{12} = k$)

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{p_a \cdot f \cdot k}{V_z} \sqrt{|p_2 - p_1|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_1) \quad (6)$$

V prvním návrhu matematického modelu pulsátoru byly obsaženy všechny jeho prvky. Vznikla soustava 19 lineárních i nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic prvního a druhého řádu, přesahující svým rozsahem kapacitu analogového počítače MEDA-40TA. Navíc by při tak rozsáhlém řešení značně klesla přesnost. Zmenšení počtu rovnic vyjadřujících vztah mezi rychlostí a tlakovou ztrátou se dosáhlo sloučením odporů, které jsou v sérii, jak je uvedeno dále. Některé z prvků bylo možno zanedbat. Uvažovala se též pohybová rovnice ventilu. V počátku řešení byl pohyb ventilu mezi dorazy (dorazy lze modelovat jako pružiny s vysokou tuhostí) skutečně namodelován. Zdvih a hmota ventilu jsou však malé a proto doba přepnutí ventilu je při běžném provedení konstrukce velmi krátká (přepínání ventilu je o dva řády rychlejší než vlastní náběh podtlaku, který se má sledovat). Hmotu ventilu je tedy možno zanedbat. Je to účelné též s ohledem na přesnost řešení.

Na základě těchto úvah byl pro řešení pulsátor zjednodušen na schéma uvedené na obrázku 1. Matematickou formulaci pro tento případ představuje dále uvedená soustava rovnic. Rovnice (7) až (16) modelují náběh a vlastní sání; celý puls je modelován stejnou soustavou rovnic, kde u všech odmocnin je uvedeno označení (sign) tlakového rozdílu. Tento zjednodušený způsob zápisu rovnic se používá též dále, kromě obrázku 9, kde se uvažuje úplná formulace odpovídající rovnici (6).

$$c_{a1} = k_{a1} \sqrt{p_a - p_1} \quad (7)$$

$$c_{13} = k_{13} \sqrt{p_1 - p_3} \quad (8)$$

$$c_{21} = k_{21} \sqrt{p_2 - p_1} \quad (9)$$

$$c_{41} = k_{41} \sqrt{p_4 - p_1} \quad (10)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{p_a f_{21} k_{21}}{V_k} \sqrt{p_2 - p_1} \quad (11)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = - \frac{p_a f_{41} k_{41}}{V_z} \sqrt{p_4 - p_1} \quad (12)$$

$$c_{13} f_{13} = c_{a1} f_{a1} + c_{21} f_{21} + c_{41} f_{41} \quad (13)$$

$$f_{a1} = (h - x) \pi d_1 \quad (14)$$

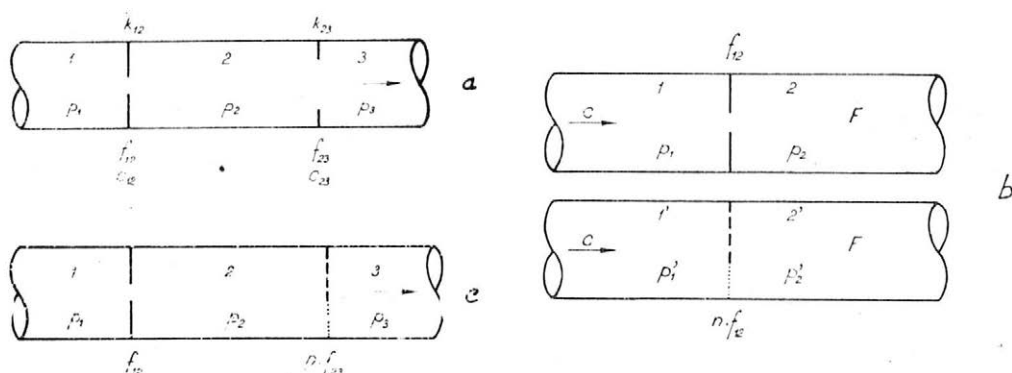
$$f_{13} = x \pi d_2 \quad (15)$$

$x = 0$ — pro ventil v dolní poloze ($R > 0$)

$x = h$ — pro ventil v horní poloze ($R < 0$)

$$R = (p_3 - p_4) F_3 + (p_1 - p_3) F_2 + (p_a - p_1) F_1 \quad (16)$$

Uvedený způsob formulace umožňuje respektovat v hodnotách průtokových součinitelů vliv též dalších prvků, které na uvažované navazují. Např. v sání pulsátoru se uplatňuje vliv jednak škrcení v sacím otvoru a škrcení v mezeře na obvodu horního talíře. Je možno uvažovat náhradního průtokového součinitele, jehož hodnotu lze vypočítat na základě znalosti průtokových součinitelů dvou základních jednoduchých prvků.



3. a — schematické znázornění dvou škrticích otvorů v sérii; b — porovnání dvou případů: jeden otvor a n stejných otvorů v sérii; c — s jedním otvorem v sérii n paralelních otvorů stejné velikosti

Pro otvory 12 (spojující prostor 1 a prostor 2) a 23 na obrázku 3a platí

$$c_{12} = k_{12} \sqrt{p_1 - p_2}$$

$$c_{23} = k_{23} \sqrt{p_2 - p_3}$$

$$\frac{c_{12}^2}{k_{12}^2} = p_1 - p_2$$

$$\frac{c_{23}^2}{k_{23}^2} = p_2 - p_3$$

$$\frac{c_{12}^2}{k_{12}^2} + \frac{c_{23}^2}{k_{23}^2} = p_1 - p_3$$

Uvažujeme otvor 12 jako základní

$$c_{23} f_{23} = c_{12} f_{12}, \quad c_{23} = c_{12} \frac{f_{12}}{f_{23}}$$

$$c_{12}^2 \left(\frac{1}{k_{12}^2} + \frac{1}{k_{23}^2} \frac{f_{12}^2}{f_{23}^2} \right) = p_1 - p_3 \quad (17)$$

$$c_{12} = \frac{k_{12} k_{23} f_{23}}{\sqrt{k_{23}^2 f_{23}^2 + k_{12}^2 f_{12}^2}} \sqrt{p_1 - p_3} = k_{ekv\ 13} \sqrt{p_1 - p_3} \quad (18)$$

$$k_{ekv\ 13} = \frac{k_{12} k_{23} f_{23}}{\sqrt{k_{23}^2 f_{23}^2 + k_{12}^2 f_{12}^2}} \quad (19)$$

Podobně je možno vyvodit výraz pro ekvivalentní průtokový součinitel pro několik otvorů (n) stejné velikosti, zařazených paralelně (obr. 3b)

$$c = n k_{12} \frac{f_{12}}{F} \sqrt{p'_1 - p'_2} \quad (20)$$

Dále je třeba řešit případ podle obrázku 3c, kde s jedním otvorem je v sérii n paralelních otvorů stejné velikosti (za základní se uvažuje otvor 12). Pro tento případ platí

$$k_{ekv\ 13} = \frac{k_{12} k_{23} n f_{23}}{\sqrt{k_{23}^2 n^2 f_{23}^2 + k_{12}^2 f_{12}^2}} \quad (21)$$

3. VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ

Cílem experimentálních prací bylo zjistit hodnoty průtokových součinitelů hlavních konstrukčních prvků, které jsou obsaženy v pulsátoru, a ověřit základní předpoklad, který matematicky vyjadřují rovnice (3), (4), (5).

3.1 HODNOTY PRŮTOKOVÝCH SOUČINITELŮ ZÁKLADNÍCH KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

Podle rovnice (3) se předpokládá platnost vztahu

$$c = k \sqrt{\Delta p} \quad (22)$$

a u tvarově složitých prvků, kde plocha otvoru není výrazně definována, se uvažuje výraz

$$\begin{aligned} cf &= kf \sqrt{\Delta p} \\ O &= K \sqrt{\Delta p} \end{aligned} \quad (23)$$

Koeficienty k , resp. K , se určovaly pro:

- gumovou hadici o vnitřním průměru 7,85 mm a délce 2,2 m (drsnost povrchu odpovídá běžné hadici dojíacího stroje),
- přípojovací kohout (tzv. dvojuzávěr),
- pulsátor s ventilem nahoře a ventilem dole,
- hladké otvory se zaoblenými hranami, které byly vyvrtány v duralových destičkách tloušťky 5 mm.

Měřilo se ve všech případech (kromě měření na pulsátoru s ventilem dole) tak, že zkoumaný prvek byl připojen na zdroj stálého podtlaku (výše podtlaku je u výsledků vždy uváděna). Průtočné množství se nastavovalo kohoutem a měřilo se plynoměrem (obr. 4). Tlakový rozdíl se měřil rtuťovým U-manometrem. Ukázky získaných experimentálních výsledků jsou uvedeny na obrázku 5 a v tabulce I. Vynesením těchto závislostí na logaritmický papír se zjistilo, že jde o mocninné závislosti typu

$$\Delta p = \text{konst.} \cdot c \quad (24)$$

I. Získané experimentální výsledky hodnot průtokových součinitelů

Zkoumaný prvek		k	K	p torr	α
Gumová hadice (7,85 mm, 2,2 m)		0,91	—	380	1,77
		0,98	—	160	1,55
Připojovací kohout	vzduchový vývod	—	$7,14 \cdot 10^{-5}$	380	1,69
	mléčný vývod	—	—	380	1,69
Pulsátor — ventil nahoře		—	$6,3 \cdot 10^{-5}$	380	1,63
		—	$7,4 \cdot 10^{-5}$	160	1,89
Pulsátor — ventil dole saje z atmosféry sacím otvorem o prům.	5,2 mm	—	$3,08 \cdot 10^{-5}$	—	2,43
	$4 \times 2,4$ mm	—	$4,12 \cdot 10^{-5}$	—	2,12
	$2 \times 2,4$ mm	—	$2,3 \cdot 10^{-5}$	—	2,46
Otvor o průměru 1 mm		5,15	—	100	—
		4,85	—	200	—
		4,28	—	300	—
Otvor o průměru 1,5 mm		3,87	—	100	—
		3,61	—	200	—
		3,07	—	300	—
Otvor o průměru 2 mm		3,84	—	100	—
		3,42	—	200	—
		3,10	—	300	—
Otvor o průměru 3 mm		3,78	—	100	—
		3,51	—	200	—
		3,04	—	300	—

V tabulce I jsou uvedeny koeficienty α pro různé případy. Rovnicemi (22) a (23) se předpokládá $\alpha = 2$. Je zřejmé, že tato hodnota je rozumnou střední hodnotou.

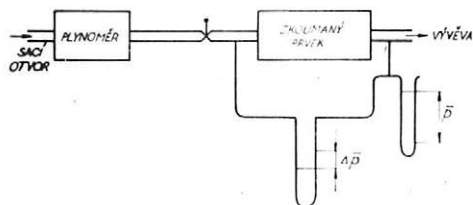
Hodnoty k , odpovídající předpokladu vyjádřenému rovnicemi (22) a (23), nejsou přesně konstantní, ale částečně se mění. Při větších průměrech (asi od 1,5 mm) hodnoty průtokových součinitelů téměř nezávisí na průměru. Se stoupajícím podtlakem průto-

kový součinitel klesá. Pro běžné průměry ideálních otvorů v pulsátoru lze tedy uvažovat hodnoty $k = 3 - 3,8$. Je zřejmé, že předpoklad o konstantní hodnotě průtokového součinitele je přijatelný.

3.2 MĚŘENÍ PRŮBĚHU TLAKU NABÍHAJÍCÍHO DO UZAVŘENÉ NÁDOBY PŘIPOJENÉ KE ZDROJI KONSTANTNÍHO TLAKU

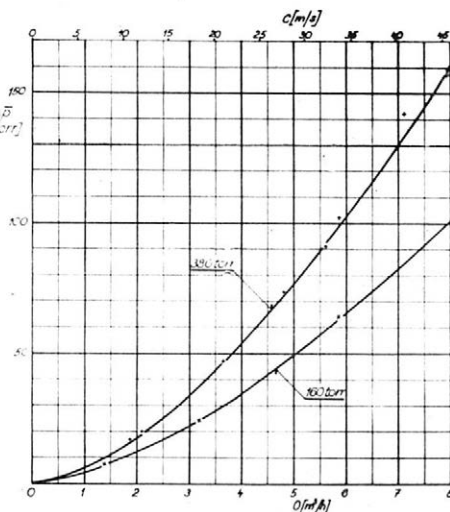
V další skupině měření se zkontrolovala platnost diferenciálních rovnic (4) a (5), které popisují časovou závislost náběhu podtlaku do uzavřené nádoby. Měřilo se tak, že nádoba, na jejímž hrdle byla rovná destička s otvorem (jako při měření uvedeném ve statí 3.1), se připojila dalším vývodem, uzavíratelným kohoutem, ke zdroji podtlaku. Přitom otvor byl zakryt gumovou membránou, a tím dokonale uzavřen. Po uzavření kohoutu se membrána strhla a průběh podtlaku se měřil snímačem (na principu odporových tenzometrů — viz seznam lit. [5]), který byl připojen k tenzometrickému zesilovači TDA-3 a smyčkovému oscilografu Galvomat. V tomto případě se měřilo při náběhu atmosférického tlaku do nádoby. Bylo též uskutečněno měření při náběhu podtlaku (nádoba byla po otevření kohoutu připojena ke zdroji stálého podtlaku). Při prvním způsobu, který bylo možno dokonaleji realizovat, se měnil podtlak v čase $t = 0$, plocha otvoru a objem nádoby.

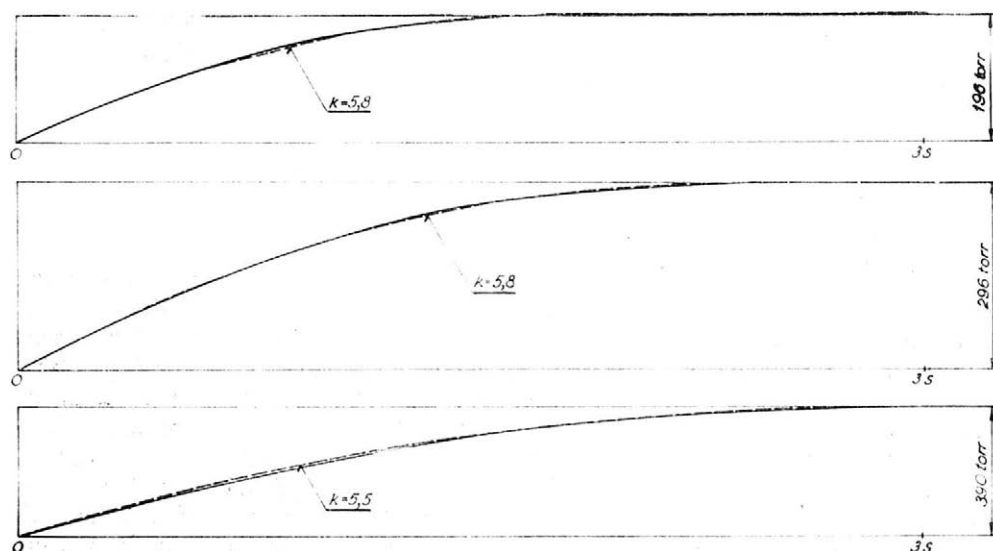
Ukázka získaných výsledků měření je na obrázku 6 (uvedené výsledky se zjišťovaly při objemu nádoby $0,818 \text{ dm}^3$ a průměru otvoru 1 mm). Jsou uvedeny též výsledky teoretického řešení za předpokladu platnosti diferenciálních rovnic (4) a (5). Je zřejmé, že charakter takto získaných závislostí téměř dokonale souhlasí se skutečností, což potvrzuje platnost diferenciálních rovnic (4) a (5) (na rozdíl od rovnice (1), jejímž řešením se získávají závislosti odporující svým charakterem naměřeným průběhům). Projevuje se pouze určitá proměnnost v hodnotách průtokových součinitelů. K přesnému řešení je nutno hodnoty průtokových součinitelů zpřesňovat porovnáním výsledků získaných na počítači a na reálném modelu některé typické alternativy provedení pulsátoru. Vliv objemu nádoby vystihují uvedené rovnice velmi dobře. Vliv plochy, hlavně v oblasti malých průměrů (pod $1,5 \text{ mm}$), vykazuje určité odchylky (obr. 7). Způsob řešení na počítači je uveden ve statí 4.1.



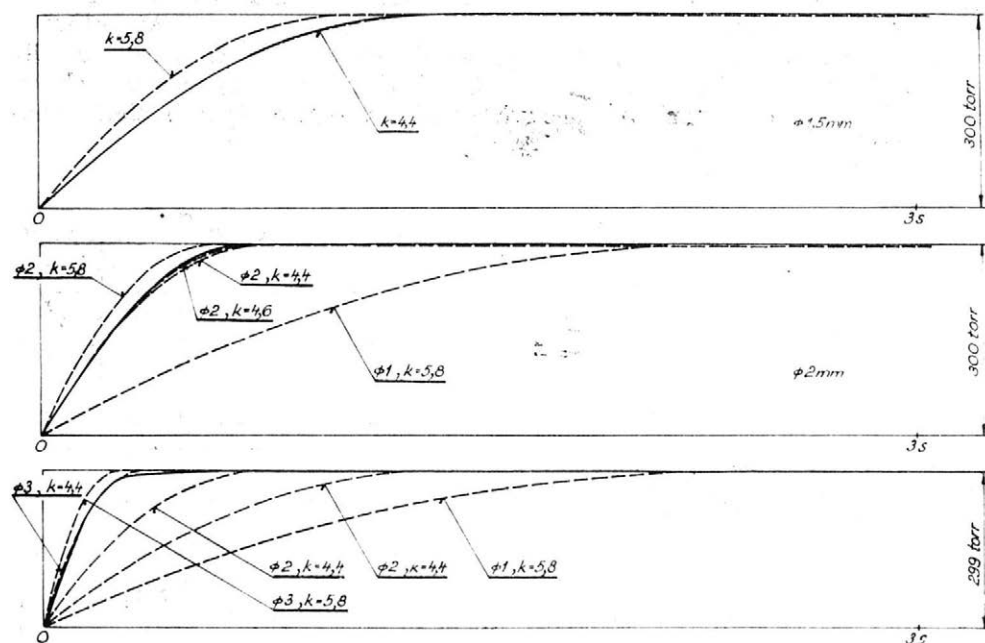
4. Způsob měření průtokových množství, tlakových ztrát a tlaků, z kterých se zjišťovaly hodnoty průtokových součinitelů

5. Závislost tlakové ztráty na průtokovém množství vzduchu a rychlosti v gumové hadici o průměru $7,85 \text{ mm}$ a délce $2,2 \text{ mm}$ (při podtlaku 160 a 380 torr)





6. Náběh atmosférického tlaku do uzavřené nádoby ($P = f[t]$) předem vyčerpané na podtlak 196, 296 a 390 torr.
Plně jsou zakresleny křivky získané experimentálně a čárkovaně výsledky řešení na počítači pro uvedené hodnoty průtokových součinitelů



7. $P = f(t)$ obdobně jako v obr. 6 pro různé průměry otvorů

4. ŘEŠENÍ NA POČÍTAČI

4.1 MATEMATICKÉ ŘEŠENÍ NÁBĚHU TLAKU DO UZAVŘENÉ NÁDOBY

Případ řešený experimentálně (viz stať 3.2) se řešil výpočtem. Dosazením základních konstrukčních údajů (objem zásobníku 0,818 dm³, průměr otvoru 1 mm) dostaneme (v soustavě kp, m, s)

$$\frac{dp}{dt} = 9,6 k \sqrt{10^4 - p} \quad (25)$$

Príslušné programové schéma je na obrázku 8. Výsledky řešení včetně porovnání s měřením na reálném modelu jsou ve stati 3.2.

4.2 ŘEŠENÍ PULSÁTORU

4.21 Úprava matematické formulace a sestavení programu pro řešení na počítači MEDA-40TA

Vychází se ze soustavy rovnic (7) až (16). Vztah (13), který je rovnicí kontinuity, bude po dosazení výrazů (14) a (15) uvažován v implicitním tvaru:

$$x (\pi d_2 c_{13} + c_{a1} \pi d_1) - c_{21} f_{21} - c_{a1} h \pi d_1 - c_{41} f_{41} = 0 \quad (26)$$

Pro další řešení je výhodné zavést

$$\pi d_2 c_{13} + c_{a1} \pi d_1 = A$$

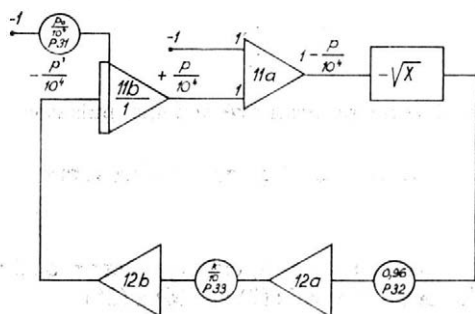
Obecné programové schéma uvedené soustavy rovnic je na obrázku 9. K amplitudové transformaci se použilo metody normalizace [6, 7]. Místo původních proměnných zavedeme normalizované proměnné

$$p_n = \frac{p}{N_p} \quad (27)$$

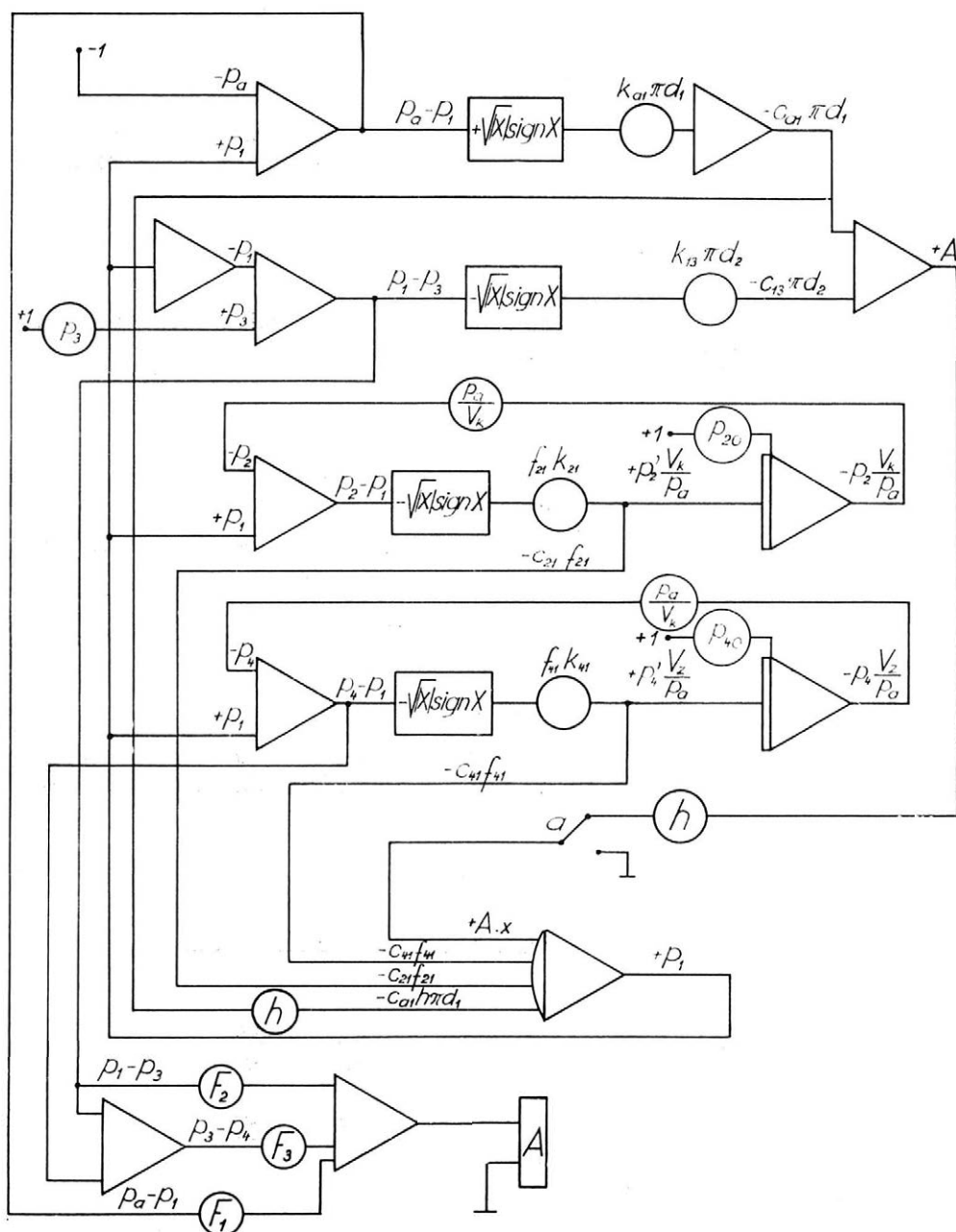
Norma $N_p \geq \max |p|$. Podobné vztahy platí pro proměnnou c a x .

Volíme pro

$$\begin{aligned} p_{max} &= 10^4 \text{ kp/m}^2 & \dots & \dots & N_p &= 10^4 \\ c_{max} &= 500 \text{ m/s} & \dots & \dots & N_c &= 10^3 \\ x_{max} &= 3 \cdot 10^{-3} \text{ m} & \dots & \dots & N_x &= \frac{1}{200} \end{aligned}$$



8. Programové schéma řešení náběhu atmosférického tlaku do uzavřené nádoby



9. Obecné programové schéma pulsátoru dojíciho stroje podle obr. 1

Časová transformace je dána vztahem

$$T = M_t t \quad (28)$$

Volíme $M_t = 5$, tedy výpočet probíhá pětikrát pomaleji než skutečný děj. Dosazením do soustavy rovnic (7) až (16) a (26)

$$\left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) = \frac{k_{a1}}{10} \sqrt{\left(\frac{p_a - p_1}{10^4}\right)} \quad (29)$$

$$\left(\frac{c_{13}}{10^3}\right) = \frac{k_{13}}{10} \sqrt{\left(\frac{p_1 - p_3}{10^4}\right)} \quad (30)$$

$$\left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) = \frac{k_{21}}{10} \sqrt{\left(\frac{p_2 - p_1}{10^2}\right)} \quad (31)$$

$$\left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) = \frac{k_{41}}{10} \sqrt{\left(\frac{p_4 - p_1}{10^4}\right)} \quad (32)$$

$$\frac{p'_2}{10^4} = -\frac{p_a f_{21}}{V_k 10} \left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) \quad (33)$$

$$\frac{p'_4}{10} = -\frac{p_a f_{41}}{V_z 10} \left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) \quad (34)$$

$$50 \left[(200x) 5 \left(20\pi d_2 \left(\frac{c_{13}}{10^3}\right) + 20\pi d_1 \left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) \right) - 2 \cdot 10^4 h \pi d_1 \left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) - \right. \\ \left. - 2 \cdot 10^4 f_{21} \left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) \right] - \left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) f_{41} 10^6 = 0 \quad (35)$$

$$R = \left(\frac{p_3 - p_4}{10^4}\right) F_3 10^4 + \left(\frac{p_1 - p_3}{10^4}\right) F_2 10^4 + \left(\frac{p_a - p_1}{10^4}\right) F_1 10^4 \quad (36)$$

$$x = 0 \text{ pro } R > 0, x = h \text{ pro } R < 0$$

Výchozí modelovaná úprava vycházela z konstrukčních parametrů pulsátoru DZ-100, které jsou uvedeny v tabulce II.

II. Číselné konstrukční údaje použité pro výchozí úpravu pulsátoru

k_{a1}	k_{13}	k_{21}	$k_{41}^*)$	p_a	f_{21}	V_k	$F_{41}^*)$
0,758	0,568	0,522	-1	10^4	$0,502 \cdot 10^{-4}$	$1,90 \cdot 10^{-4}$	$0,245 \cdot 10^{-6}$
V_z	F_1	F_2	F_3	πd_2	h	πd_1	—
$0,33 \cdot 10^{-4}$	$1,0386 \cdot 10^{-4}$	$6,85 \cdot 10^{-4}$	$15,9 \cdot 10^{-4}$	$8,8 \cdot 10^{-2}$	$0,55 \cdot 10^{-3}$	$3,3 \cdot 10^{-2}$	—

*) $k_{41} f_{41} 10^6 = 0,245$ pro $n = 45$

Dosažením číselných hodnot plyne

$$\left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) = 0,0758 \sqrt{\left(\frac{p_a - p_1}{10^4}\right)} \quad (37)$$

$$\left(\frac{c_{13}}{10^3}\right) = 0,0568 \sqrt{\left(\frac{p_1 - p_3}{10^4}\right)} \quad (38)$$

$$\left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) = 0,0522 \sqrt{\left(\frac{p_2 - p_1}{10^4}\right)} \quad (39)$$

$$\left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) = 0,1 \sqrt{\left(\frac{p_4 - p_1}{10^2}\right)} \quad (40)$$

$$\frac{p'_2}{10^4} = -264 \left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) \quad (41)$$

$$\frac{p'_4}{10^4} = -7,4 \left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) \quad (42)$$

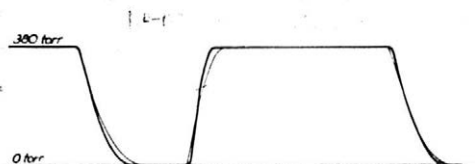
$$50 \left[(200x) 5 \left(1,76 \left(\frac{c_{13}}{10^3}\right) + 0,66 \left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) \right) - 0,33 \left(\frac{c_{a1}}{10^3}\right) - 1,004 \left(\frac{c_{21}}{10^3}\right) \right] - \left(\frac{c_{41}}{10^3}\right) 0,245 = 0 \quad (43)$$

$$R = \frac{p_3 - p_4}{10^4} 15,9 + \frac{p_1 - p_3}{10^4} 6,85 + \frac{p_a - p_1}{10^4} 1,038 \quad (44)$$

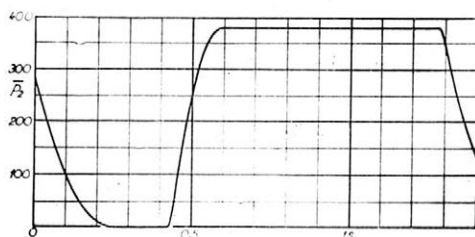
$$x = 0 \text{ pro } R > 0, x = h \text{ pro } R < 0 \quad (45)$$

Dále bylo sestaveno podrobné programové schéma pro řešení soustavy rovnic (37) až (45) (není zde uvedeno). Toto schéma je sestaveno tak, aby bylo možno počítat s podtlakem místo s absolutním tlakem. Hodnoty koeficientů (včetně vztahů pro jejich výpočet), realizované potenciometry zapojenými v počítačové síti, jsou uvedeny v tabulce III. K některým konstantám v rovnicích tabulky III (které obsahují průtokové součinitele) se došlo postupně. Výpočtem podle vztahů (17) až (21) na základě odhadu průtokových součinitelů základních prvků se získala první varianta řešení. Tento odhad se provedl podle výsledků hodnot průtokových součinitelů získaných experimentálně (podle stati 3.1).

Hodnoty průtokových součinitelů použité ve výpočtu se získaly na základě porovnání výsledků získaných výpočtem a měřením na reálném modelu pulsátoru DZ-100. Korekci hodnot průtokových součinitelů se dosáhla dokonalá shoda průběhu podtlaku v mezistěnné komoře i uvnitř pulsátoru. K této korekci se přistoupilo proto, aby dále získané výsledky bylo možno dokonaleji využít též k praktickým závěrům. Z obrázku 10 je zřejmé, že rozdíly mezi skutečnou charakteristikou a v plném rozsahu teoreticky získanou jsou malé. Přitom odchylky se týkají pouze délky náběhů (náběhy jsou u sku-



10. Porovnání charakteristik pulsátoru, získaných na matematickém modelu s vypočtenými hodnotami průtokových součinitelů (silně) a hodnotami, které dávají dokonalou shodu s charakteristikou získanou na reálném modelu (slabě)



11. Charakteristika pulsátoru, zjištěná na matematickém modelu (detailní záznam)

III. Nastavení potenciometru

Potenciometr	Rovnice koeficientu	Výchozí veličiny	Koeficient
P 1	$\frac{p_{20}}{10^4 \cdot 5 \cdot 0,526}$	—	0—0,382
P 2	$\frac{p_a}{2 \cdot 10^5 \cdot 500 \cdot V_k}$	$p_a = 10, V_k = \frac{1,9}{10^4}$	0,526
P 4	$\frac{p_{40}}{10^4 \cdot 5 \cdot 0,606}$	—	0—0,331
P 5	$10 \cdot \frac{k_{21}}{10} \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot f_{21}$	$k_{21} = 0,522, f_{21} = \frac{0,502}{10^4}$	0,523
P 8	$\frac{p_a}{10^6 \cdot 10 \cdot 50 \cdot V_z}$	$p_a = 10^4, V_z = \frac{0,33}{10^4}$	0,606
P 11	$\frac{k_{11}}{10} \cdot f_{11} \cdot 10^6$	$k_{11} \cdot f_{11} \cdot 10^6 = 0,245$	0,0245
P 14	$h \cdot 10^3$	$h = \frac{0,5}{10^4}$	0,5
P 20	—	—	0,916
P 23	—	—	0,916
P 26	—	—	0,916
P 29	—	—	0,916
P 31	$\frac{k_{a1}}{10} \cdot 20\pi d_1$	$k_{a1} = 0,758, d_1 = \frac{1,05}{10^2}$	0,050
P 32	$\frac{k_{13}}{10} \cdot 20\pi d_2$	$k_{13} = 0,568, d_2 = \frac{2,8}{10^2}$	0,100
P 33	$\left(\frac{p_3}{10^4}\right) - 1$	$p_3 = \frac{380}{735} \cdot 10^4$	0,517
P 34	$\frac{F_2}{10} \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{2,5}$	$D_2 = \frac{2,95}{10^2}, F_2 = \frac{6,855}{10^4}$	0,273
P 35	$2 \cdot \frac{F_3}{50} \cdot 10^4$	$D_3 = \frac{4,5}{10^2}, F_3 = \frac{15,9}{10^4}$	0,636
P 36	$\frac{F_1}{10} \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{2,5}$	$D_1 = \frac{1,15}{10^2}, F_1 = \frac{1,0386}{10^4}$	0,0415
P 37	$2 \cdot 10^3 \cdot h$	$h = \frac{0,5}{10^3}$	1,0

IV. Přehled hodnot průtokových součinitelů

Průtokový součinitel (obr. 1)	Ovlivňuje	Zahrnuje (podle obr. 1)	k		
			prvků	vypočtené	použité ve výpočtu
k_{a1}	náběh stisku	štěrbinu mezi horním sedlem a taliřem	1,0	0,89	0,758
		sací otvor	3,5		
k_{21}	náběh sání a stisku	hadici pulsujícího podtlaku	0,91	0,87	0,522
		otvory v kroužku (uvažováno 6 otvorů)	3,5		
k_{13}	náběh sání	štěrbinu mezi středním taliřem a sedlem	1	0,98	0,568
		přípojovací kohout a hadici mezi pulsátorem a potrubím	3		

tečné charakteristiky asi o 4 % delší). Pulsační poměr nebyl změnami průtokových součinitelů ani jinými zásahy korigován, a přesto se dosáhlo dokonalé shody. Odchyly v délkách náběhů jsou zcela pochopitelné, neboť teoretický výpočet průtokových součinitelů, vycházející z experimentálních hodnot získaných na základních prvcích, některé spojovací elementy zanedbává a nerespektuje též vliv přechodu z jednoho prvku do druhého. I když v budoucím praktickém použití metody matematického modelování pulsátorů lze pravděpodobně v některých případech očekávat větší odchyly od skutečnosti, budou i tehdy takto získané výsledky ještě prakticky použitelné. (Tabulka IV.)

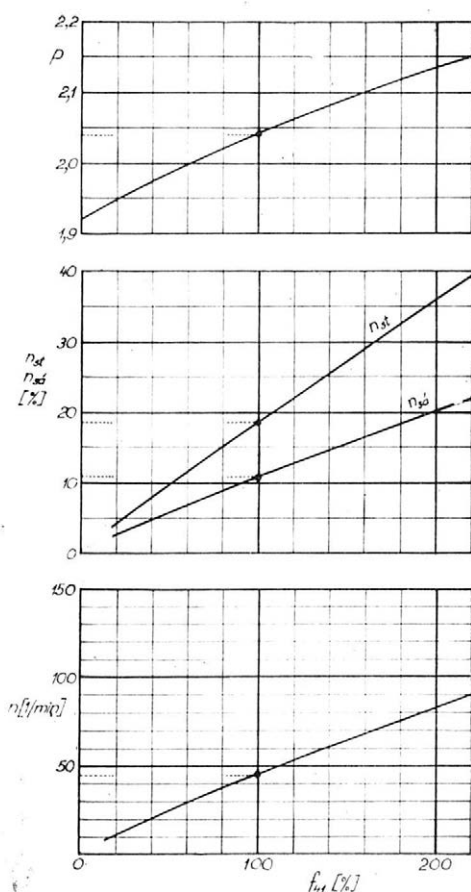
4.22 Výsledky řešení

Nejdůležitějším výsledkem řešení je charakteristika pulsátoru (obr. 11). Pro koeficienty uvedené v tabulce III se zjistilo v průměru $P = 2,04$, $n_{st} = 18,6\%$, $n_{sa} = 10,9\%$.

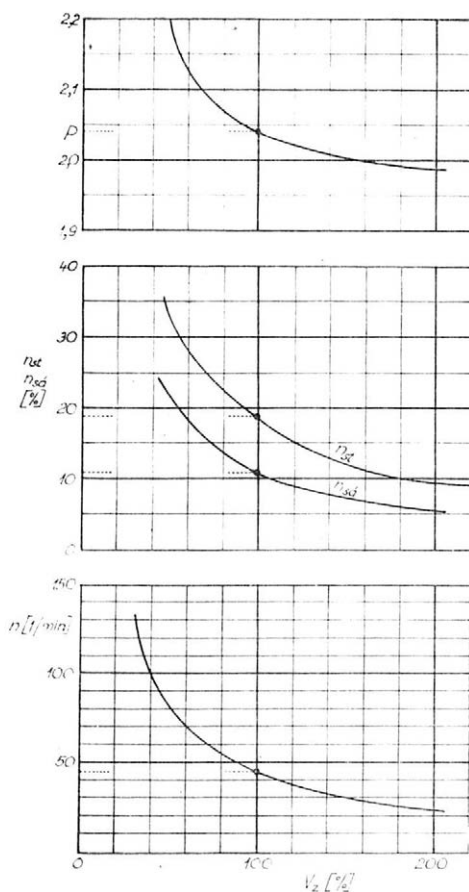
Vliv seřizování počtu pulsů (resp. velikosti škrťacího otvoru) na tvar charakteristiky a na počet pulsů je zřejmý z obrázku 12.

Počet pulsů se mění s plochou škrťacího otvoru přibližně lineárně. V důsledku změny počtu pulsů se mění procentní podíl, který připadá na náběh stisku a sání (doba potřebná na náběh stisku a sání je konstantní). V důsledku kombinace proměnných a konstantních úseků, které se uvažují při výpočtu pulsačního poměru, dochází s regulací počtu pulsů též k určité proměnnosti pulsačního poměru. Tento vliv je však z praktického hlediska zanedbatelný.

Z výsledků plyne, že znečištění škrťacího otvoru v provozu působí podstatné změny v poměrech. S ohledem na velikost otvoru (činí zlomky mm²) je zanášení (a tím změny hlavně v počtu pulsů) velmi pravděpodobné. Možnost snadného čištění a vyřešení co nejdokonalější filtrace vzduchu, který je do pulsátoru nasáván, je tedy základním konstrukčním úkolem.



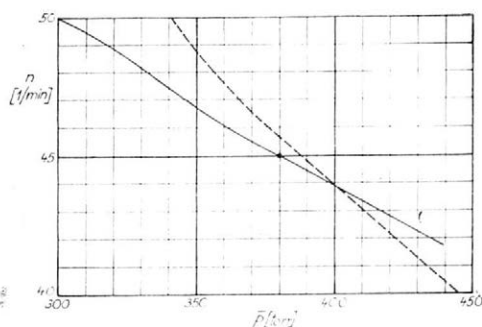
12. Závislost pulsačního poměru, náběhu sání a stisku a počtu pulsů na velikosti škrticího otvoru v regulaci počtu pulsů



13. Vliv velikosti komory zásobníku pulsátoru na počet pulsů, náběh sání, náběh stisku a pulsační poměr

Z obrázku 13 je zřejmý vliv velikosti komory zásobníku pulsátoru na počet pulsů a na další veličiny (odpovídá změně, ke které by došlo bez seřízení počtu pulsů). V případě seřízení počtu pulsů by k žádné změně prakticky nedošlo. Výsledky jsou významné, neboť ukazují, že s růstem velikosti komory zásobníku se pulsátor zpomaluje, což umožňuje zvětšení škrticího otvoru k dosažení nominálního počtu pulsů. Větší škrticí otvor je výhodnější tím, že snižuje možnost a vliv zanášení.

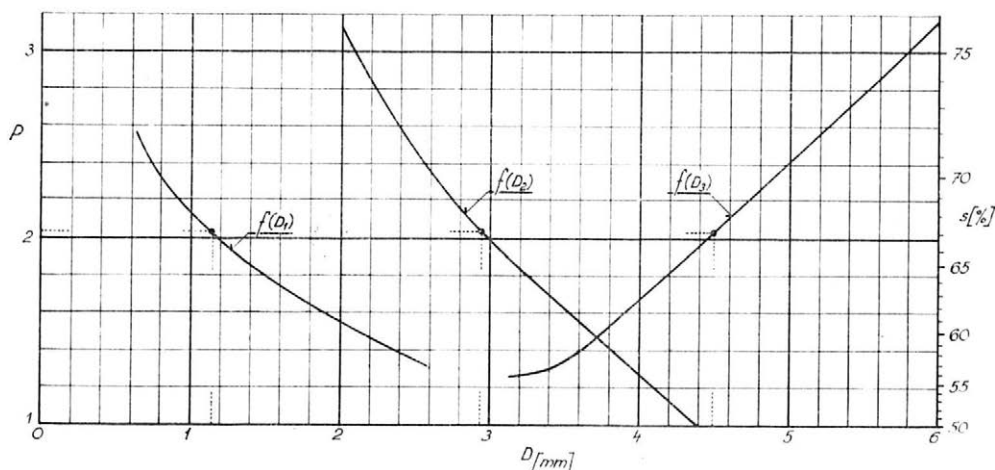
Zjistilo se, že vlivem změny podtlaku se prakticky nemění tvar charakte-



14. Závislost počtu pulsů pulsátoru na podtlaku (plně zjištěno na počítači, částečně na reálném modelu)

ristiky (P , n_{st} , $n_{sá}$). Mění se však výrazně počet pulsů. Z obrázku 14 plyne, že se stoupajícím podtlakem počet pulsů klesá. To je ve shodě s výsledky měření na reálném modelu. Pokles na skutečné konstrukci je o něco výraznější.

Vliv velikosti průměru sedel ventilů je zřejmý z obrázků 15, 16, 17. Zmenšení pulsačního poměru lze podle obrázku 15 dosáhnout zvětšením D_1 nebo D_2 , popř. zmenšením D_3 přibližně se stejným účinkem. Nejvýhodnější je však zvětšení D_2 , neboť umožňuje použít větší škrticí otvor (pro nominální počet pulsů), jak plyne z obrázku 16. Z obrázku 17 je zřejmé, že zvětšení D_2 působí růst rozdílů minimálního a maximálního podtlaku v komoře zásobníku $\bar{p}_{max} - \bar{p}_{min}$, což je rovněž výhodné, neboť se tím snižuje vliv neurčitých přechodů při změně polohy ventilu (průběh p_4 má větší strmost, s čímž souvisí růst gradientu síly způsobující změnu polohy ventilu).



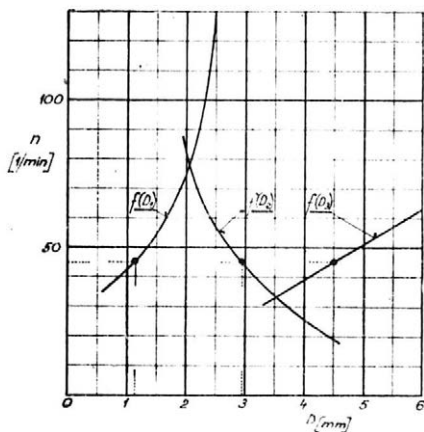
15. Pulsační poměr (resp. délka doby sání) v závislosti na průměru talířů ventilu D_1 , D_2 , D_3 (při změně jednoho průměru zůstávají ostatní dva konstantní, tj. na hodnotách uvedených v tab. II a III); počet pulsů byl seřizován na 45 pulsů/min

Zvětšení pulsačního poměru lze podle obrázku 15 dosáhnout zmenšením D_1 nebo D_2 a zvětšením D_3 . Zmenšení D_2 je zřejmě podle výše uvedených kritérií nevýhodné. Rovněž zmenšování D_1 je již nevýhodné, neboť při malém průměru jsou relativní změny, způsobené výrobou nebo provozem, větší (opotřebením nebo znečištěním se může změnit účinný průměr na dosedací ploše sedla). Rovněž zvětšování $\bar{p}_{max}$, které doprovází zmenšení D_1 , není výhodné (i když tím roste rozdíl $\bar{p}_{max} - \bar{p}_{min}$), neboť se využívá křivky p_4 v oblasti nízkého gradientu. Zvětšení D_3 je nevýhodné ve zmenšení škrticího otvoru f_{41} , také v růstu $\bar{p}_{max}$, ve zmenšení rozdílu $\bar{p}_{max} - \bar{p}_{min}$ a v nutnosti růstu vnějších rozměrů. Zvážením všech výhod i nevýhod by pravděpodobně bylo nejvýhodnější zvětšovat pulsační poměr zmenšováním D_2 .

K menším korekcím pulsačního poměru je pochopitelně možno využít kteréhokoliv z uvedených způsobů. Zvláště účinné jsou kombinace změn průměrů.

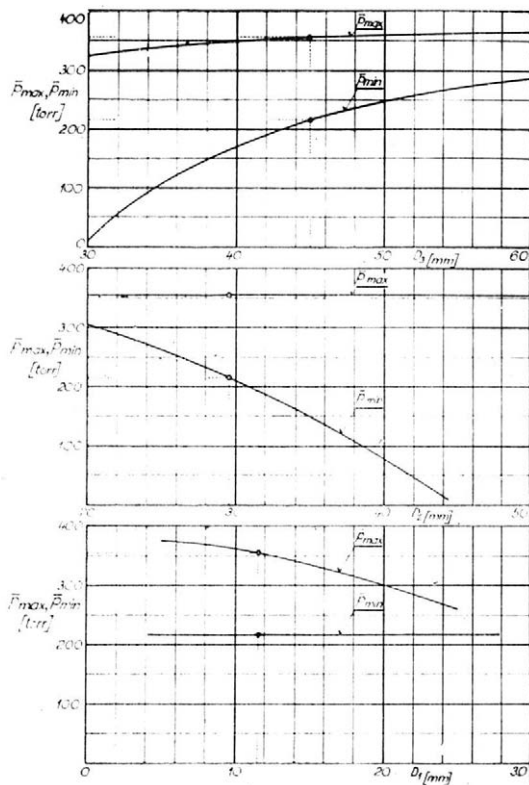
Změnou průměru sedel ventilů se prakticky nemění náběhy sání a stisku.

Průměr sacích otvorů ovlivňuje náběh stisku, jak vyplývá z obrázku 18 (v sání jsou dva otvory; ve výchozí úpravě mají průměr 2,4 mm). Účinnost změny průměru na náběh stisku závisí na absolutní velikosti otvoru. Při malých průměrech je prodloužení náběhu stisku, způsobené zmenšením sacích otvorů, značně větší než při velkých průměrech. Tento výsledek je ve shodě se závěry zjištěnými na reálném modelu.



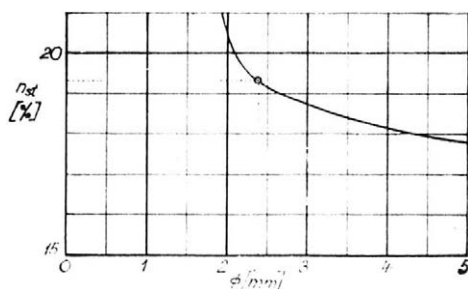
16. Závislost počtu pulsů na průměru talířů ventilu D_1 , D_2 , D_3 (při změně jednoho průměru zůstávají ostatní dva konstantní, tj. na hodnotách uvedených v tab. II a III); počet pulsů se seřídil na 45 pulsů/min pouze při výchozí alternativě

17. Závislost maximálních a minimálních hodnot podtlaků v komoře zásobníku pulsátoru na velikosti průměru talířů ventilů D_1 , D_2 , D_3 (při změně jednoho průměru zůstávají ostatní dva konstantní, tj. na hodnotách uvedených v tab. II a III)



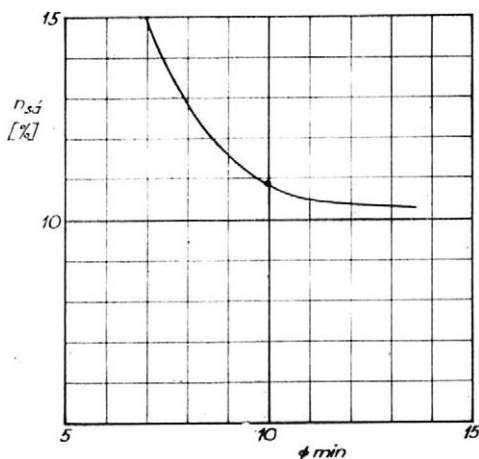
Vliv průměru otvoru připojovacího kohoutu je patrný z obrázku 19 (ve výchozí úpravě je uvažován průměr 10 mm). Tyto výsledky se zjistily na počítači s doplňným programem (v porovnání s obr. 9).

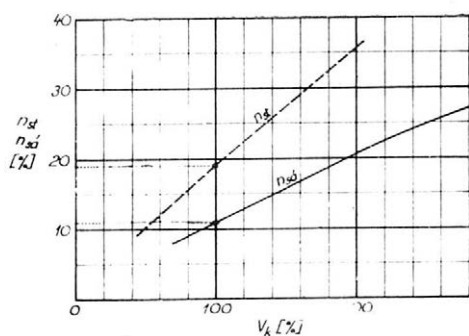
Je zřejmé, že průměr otvoru připojovacího kohoutu má být alespoň 10 mm. Při menším průměru dochází k podstatnému zkreslení charakteristiky (prodloužení náběhu



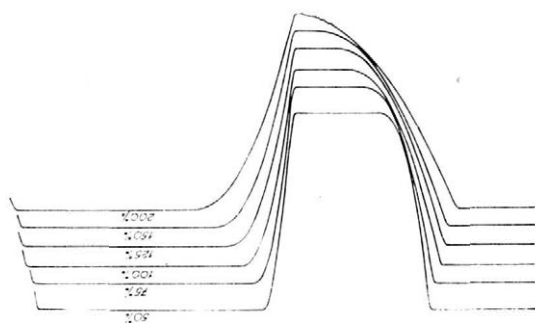
18. Závislost délky náběhu stisku na průměru sacích otvorů (v sání jsou dva otvory)

19. Vliv průměru otvoru připojovacího kohoutu na náběh sání

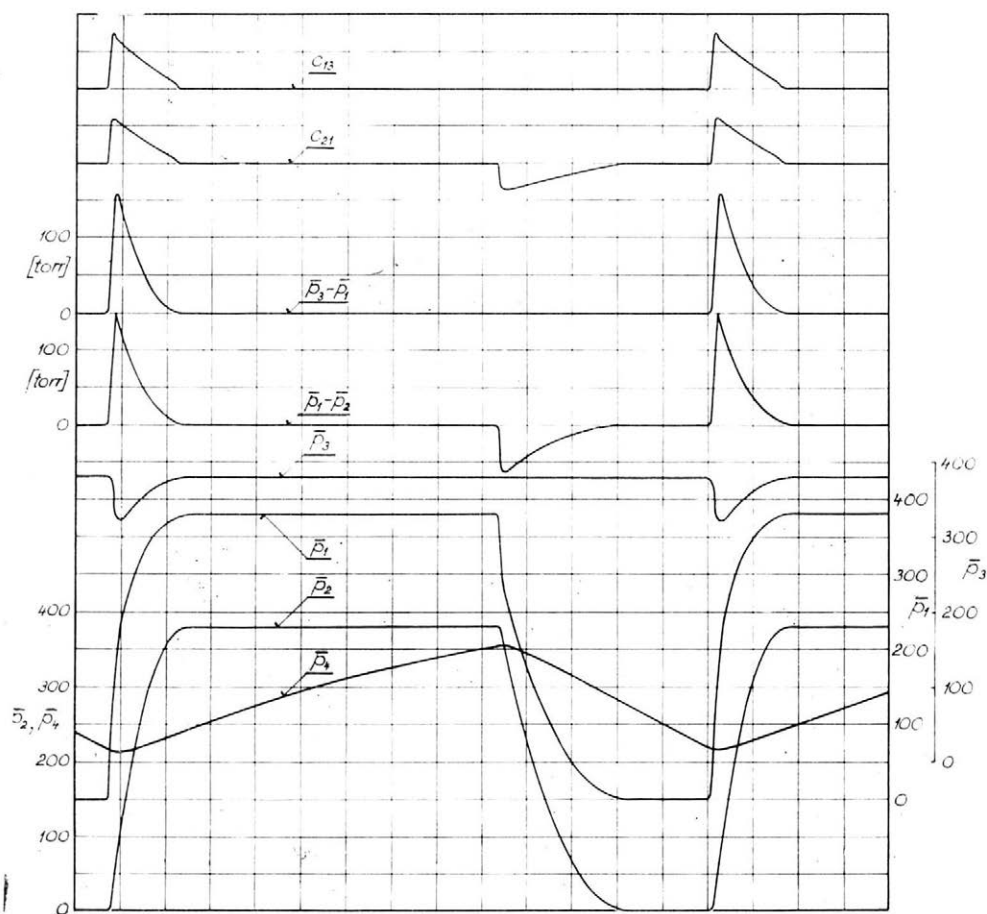




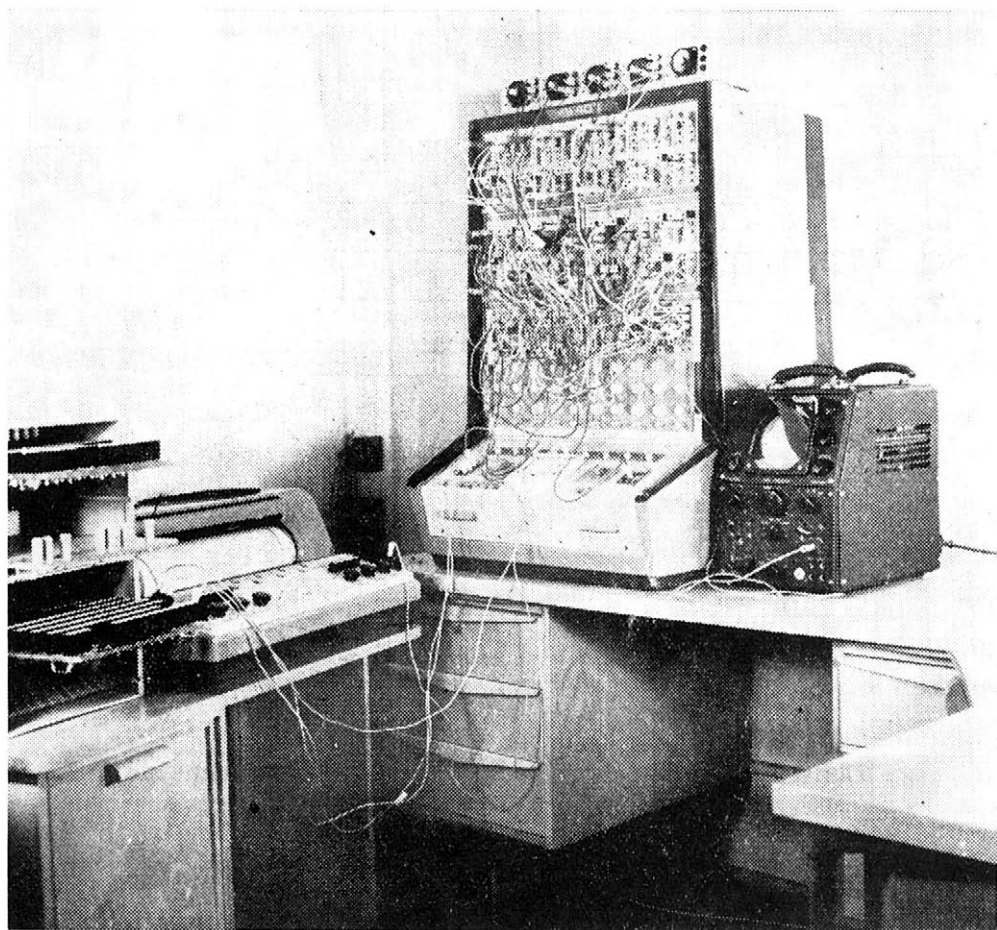
20. Závislost náběhu sání a stisku na velikosti mezistěnné komory



21. Vliv objemu mezistěnné komory na tvar náběhu sání a stisku



22. Záznam průběhu nejdůležitějších veličin zjištěných na matematickém modelu pulsátoru (podtlaků $P_1, 2, 4$, tlakových rozdílů p_1-p_2 a p_3-p_1 a rychlostí c_{21}, c_{12})



24. Celkový pohled na počítač MEDA-4OTA a zapisovač BAK II s příslušenstvím v sestavě použité při modelování pulsátoru dojícího stroje

Použité programové schéma bylo zcela stabilní. Při použití vhodných počátečních podmínek integrátorů se zesilovače rychle nulovaly. Podmínkou vynulování zesilovačů byl kondenzátor, paralelně připojený k zesilovači implikátoru. Byl použit kondenzátor $0,22 \mu F$. Tento kondenzátor nijak neovlivňuje výsledek řešení (použil se zkušební kondenzátor s hodnotou řádově $20 \times$ větší a poloviční bez měřitelného vlivu na průběh charakteristiky).

5. CELKOVÉ ZHODNOCENÍ POUŽITÉ METODY MATEMATICKÉHO MODELOVÁNÍ

Řešením se dosáhlo jednak řady konkrétních závěrů a také výsledků důležitých pro nově vyvíjené pneumatické pulsátory. Bylo možno teoreticky zjistit tvar charakteristiky pro velké množství kombinací parametrů pulsátoru a získat podklady k optimálnímu řešení konstrukce, jakož i výhled na možnosti racionálních změn a rekonstrukce při změnách technických požadavků nebo při obtížích v použití v provozu.

Velkým ziskem matematického řešení pulsátoru bylo to, že sestavení matematické formulace si nepřímou vynutilo dokonalé principiální poznání konstrukce. To byl základní předpoklad, který umožnil relativně snadno úspěšně řešit konkrétní konstrukci [2]. Rozhodujícím výsledkem bylo zavedení metody matematického modelování do konstrukce pulsátorů dojíčích strojů. Časově nejnáročnější bylo vyhledání vhodné formulace, zavedení předpokladů zjednodušení a jejich ověření. Je pochopitelné, že většina těchto výsledků má obecnou platnost a je použitelná ve všech příštích případech.

Na základě konkrétních zkušeností lze též porovnat metodu experimentů na reálném a matematickém modelu pulsátoru.

Matematické řešení dovoluje přes svou přibližnost principiální řešení základních vztahů ve velkém rozsahu uvažovaných možností. Pro velkou šířku rozsahu kombinací je to metoda velice vhodná zvláště v počátku řešení vývojového problému, neboť neuzavírá možnost přejít k zásadním koncepčním změnám (přitom je zřejmé, že metoda modelování je použitelná především k řešení detailního a úzce zaměřeného technického problému zemědělského stroje).

Proti tomu experimenty na reálném modelu dávají pochopitelně spolehlivější a přesnější výsledky a dovolují podrobně propracovat detaily konstrukce v rámci zvolené koncepce.

Kombinace obou metod může při praktickém použití přinést vynikající výsledky. Od zavedení metod matematického modelování lze tedy očekávat obecnost získaných výsledků a závěrů, snadnou možnost zásadních koncepčních změn a principiální porovnání různých koncepcí prvku, možnost porovnat velké množství kombinací parametrů nebo alternativ a vybrat nejvhodnější, optimální varianty. Jednou z hlavních výhod, která zůstává i při málo přesném (spíše kvalitativním) řešení je to, že matematické řešení si vynucuje dokonalé principiální poznání všech jevů na konstrukci, odhaluje povrchní úvahy a nedomyšlené problémy a celkově rozšiřuje a zaměřuje kapacitu řešitelů na použité principy.

Z těchto poznatků vyplývá, že metoda pro zemědělské stroje je vhodná a její úspěšné použití reálné. Při použití v dalších případech lze však očekávat i obtíže. Aplikace na pulsátor dojíčích strojů má relativně příznivé předpoklady úspěchu řešení v porovnání s problematikou některých jiných zemědělských strojů. Předpokladem úspěchu příštích aplikací je známé teoretické propracování problému, nebo alespoň možnost teoretického zpracování.

Velmi často bude nutno před vlastním řešením získat principiální experimentální podklady, kterými se zjistí konstanty charakterizující materiály nebo podmínky, v kterých jev probíhá (příkladem je zjištění průtokových součinitelů základních prvků pulsátoru). Zatím nelze očekávat aplikovatelnost na všechny problémy. Je třeba vybírat nejvhodnější a v nich matematické metody postupně zavádět. Jde o obtížnost matematické formulace, o nedostatečnou znalost teoretických principů a o extrémní různorodost parametrů, vystupujících u většiny zemědělských strojů.

Má-li být zavádění matematických metod do oblasti výzkumu a vývoje zemědělských strojů úspěšné a hospodárné, musí navázat na dosavadní práce a zkušenosti a pochopitelně na známé poznatky z jiných oborů. Nesmí být násilné a překotné, musí vyjít ze skutečné potřeby řešených úkolů a problémů.

Samotné použití výpočetní techniky problém neřeší. Pouze umožňuje snadněji zpracovat úkol matematicky formulovaný. Úkol musí být formulovatelný, vyžaduje pracovníky, kteří problém dokonale ovládají a jsou schopni jej alespoň v principu formulovat, a další, kteří jsou schopni na matematicky vyjádřené závěry řešení navázat.

Došlo dne 25. 6. 1968

Literatura

1. GINZBURG, I. P.: Příkladná gidrogazodinamika. Leningrad, 1958. — 2. KOROLEV, V. F.: Doilnye mašiny, Moskva, 1962. — 3. SOUCEK, Z.: Výzkum tlakových poměrů a dopravního účinku dojícího automatu. Zpráva VÚZS, 1967. — 4. SOUCEK, Z.: Pulsátor DZ-100. Zpráva VÚZS, 1967. — 5. SOUCEK, Z.: Snímače tlaku pro výzkum dojících strojů. Zpráva VÚZS, 1965. — 6. VALENTA, J.: Základy programování analogových počítačů. Praha, 1966. — 7. VALENTA, J. - ŠKVOR, V. - KOTVA, M.: Programování a řešení úloh na tranzistorových analogových počítačích MEDA-T. Bratislava, 1966.

Решение конструкции пульсатора доильного аппарата при помощи аналоговой вычислительной машины

В статье описан метод и результаты решения конструкции пневматического пульсатора доильного аппарата при помощи аналоговой вычислительной машины. В процессе предварительного решения проблемы автор пытался найти приемлемый и рациональный способ формулировки и решения вопроса математическим путем. Затем была найдена искомая математическая формулировка, получены экспериментальные данные для определения числовых величин некоторых коэффициентов для уравнений (коэффициентов протока), была составлена программа, осуществлено решение при помощи вычислительной машины с оценкой полученных результатов. Автор приводит при этом экспериментальные данные, свидетельствующие о правильности использования условий.

Решение задачи позволило сделать ряд конкретных выводов и дало важные результаты для создания новой конструкции пневматических пульсаторов. Была выявлена возможность теоретического определения формы характеристики множества комбинаций параметров пульсатора и получения данных для оптимального решения конструкции, а также выяснения перспектив рациональных изменений и реконструкций в случае изменения технических требований или возникновения затруднений в процессе эксплуатации. Большое преимущество математического решения конструкции пульсатора заключается в том, что составление математической формулировки вызывает косвенно необходимость совершенного и принципиального ознакомления с конструкцией. Больше всего времени было затрачено на поиск рациональной формулировки, включение предпосылок для упрощения и на проверку их правильности.

Автор статьи, основываясь на конкретных результатах, сопоставляет результаты экспериментов при помощи вещественной модели и математической модели пульсатора. Математическое решение, несмотря на свою приближенность, позволяет осуществить принципиальное решение основных взаимных соотношений в большом диапазоне предусматриваемых возможностей. Вследствие большой ширины диапазона комбинаций этот метод может быть весьма рационально использован в начале решения проблемы опытной конструкции, поскольку при этом не исключается возможность перехода к принципиальным изменениям концепции (причем вполне очевидно, что метод моделирования применим, прежде всего, для решения детальных и узко ограниченных технических проблем сельскохозяйственного машиностроения). Напротив, опыты на вещественной модели дают несомненно более надежные и точные результаты и позволяют тщательно разработать детали конструкции в рамках принятой концепции. Таким образом, сочетание обоих описанных методов при их практическом использовании может дать весьма благоприятные результаты.

Pulsator of a Milking Machine Investigated by Means of an Analogue Computer

The paper describes method and results obtained in an investigation of a pneumatic pulsator of a milking machine by means of an analogue computer. The project described in the paper included first a stage of preliminary investigation, which was to find out, whether the problem can be mathematically formulated and determined in an acceptable way. The next stage comprised a definite mathematical

formulation, obtaining of experimental data to determine digital values of some coefficients of the equations (flow coefficients), setting up a programme and the solution proper of the computer and the discussion of the results obtained. Further contained are experimental data, proving the correctness of the assumptions introduced.

These results brought a number of conclusions for newly developed pneumatic pulsators. It was possible to determine theoretically the shape of a characteristic for a large number of combinations for the parameters of pulsator. It was also possible to obtain data for an optimum solution of the design and an outlook on the possibilities of rational changes and re-designs in changes of technical requirements or troubles in operation. A considerable gain of the mathematical investigation of the pulsator is the fact, that a setting-up of a mathematical formulation enforces indirectly a perfect principal knowledge of the design. Most time consuming was the finding out of a suitable formulation, introduction of the assumptions of a simplification and their check-up.

On hand of the experience gained, the author compares a method of experiments on a real model and a mathematical model of a pulsator. Mathematical solution, despite its approximity, permits a principal solution of fundamental relations within a wide range of the possibilities considered. With regard to a broad variety of combinations, the method proves to be very suitable, notably in the preliminary stage of the development problem, as it does not exclude a possibility to come over to principal design changes (it being evident, that the method of modelling is suitable primarily for the solution of a detailed and closely limited technical problem of an agricultural machine). On the contrary, the experiments on a real model give, comprehensively, more reliable and accurate results and make possible to work out the design in the framework of the chosen lay-out in details. Combination of both methods can bring, with practical utilization, outstanding results.

Lösung des Pulsators einer Melkmaschine auf dem Analogrechner

Der Aufsatz bringt eine Methode und Ergebnisse der Lösung des pneumatischen Pulsators einer Melkmaschine auf dem Analogrechner. Die in dieser Abhandlung angegebene eigentliche Lösung, umfaßte zunächst die Etappe einer vorläufigen Lösung, die auf die Möglichkeit eingestellt war, das Problem in vertretbarer Weise mathematisch zu formulieren und zu lösen. Es folgte ferner die endgültige mathematische Formulierung, Gewinnung von Experimentalunterlagen für die Festlegung von Zahlenwerten einiger Koeffizienten von Gleichungen (Durchflußbeiwerte), Aufstellung des Programmes und eigentliche Lösung auf dem Rechner sowie Auswertung der erzielten Ergebnisse. Es werden auch Experimentalunterlagen angeführt, die die Richtigkeit der eingeführten Annahmen bestätigen.

Durch die Lösung wurde eine Reihe von konkreten Schlüssen und Ergebnissen von Bedeutung für neu zu entwickelnde pneumatische Pulsatoren erzielt. Es war möglich theoretisch die Form der Charakteristik für eine große Kombinationsmenge der Pulsatorparameter zu ermitteln und Unterlagen für die Bestlösung der Konstruktion und Aussicht für die Möglichkeiten von den rationellen Änderungen und Umbauten bei den Änderungen von technischen Forderungen oder Schwierigkeiten im Einsatz zu gewinnen. Ein großer Gewinn der mathematischen Lösung des Pulsators besteht darin, daß die Aufstellung der mathematischen Formulierung indirekt eine vollkommene prinzipielle Erkennung der Konstruktion erzwingt. Am zeitaufwendigsten war die Auswahl einer geeigneten Formulierung, Einführung der Annahmen für die Vereinfachung und deren Überprüfung.

Im vorliegenden Aufsatz wird auf Grund von konkreten Erfahrungen die Methode der Experimente an einem realen Modell und einem mathematischen Modell des Pulsators verglichen. Die mathematische Lösung gestattet, trotz ihrer Annäherungswerte, eine prinzipielle Lösung von Grundbeziehungen im einen großen Umfang der betrachteten Möglichkeiten. Für die große Breite des Kombinationsumfanges ist es eine recht angebrachte Methode, besonders zu Beginn der Lösung eines Entwicklungsproblem, denn sie verschließt keine Möglichkeit an grundsätzliche Konzeptionsänderungen zu übergehen (dabei liegt auf der Hand, daß das Modellver-

fahren vor allem zur Lösung eines detaillierten und eng begrenzten technischen Problems einer Landmaschine anwendbar ist). Andererseits Experimente an einem realen Modell ergeben begreiflicherweise verlässlichere und genauere Ergebnisse und gestatten die Konstruktionsdetails im Rahmen einer gewählten Konzeption eingehend durchzuarbeiten. Also die Kombination von beiden Methoden kann im praktischen Einsatz hervorragende Ergebnisse bringen.

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

637.125.001.4

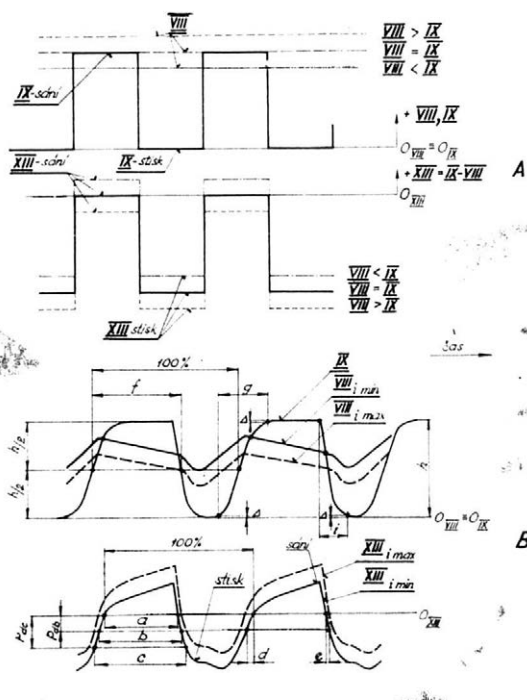
■ Při výzkumu, vývoji a zkoušení dojicích strojů se velmi často požaduje hodnocení pulsátoru, který je jedním ze základních prvků dojicího zařízení. Dosud se obvykle vycházelo z charakteristiky pulsátoru, tj. průběhu podtlaku v mezistěnné komoře strukového násadce (křivka IX na obr. 1), jak o tom svědčí řada prací v zahraniční i domácí literatuře [např. 1, 3, 7, 8]. Přitom veličiny f , g , i , odpovídající klasickému hodnocení, jsou pro posouzení činnosti samotného pulsátoru důležité a vhodné.

Výhodou těchto parametrů je, že způsob jejich zjišťování i jejich hodnoty jsou poměrně jednoznačné a jednoduché. Někdy se jim však přisuzuje význam, který ve skutečnosti nemají. Na jejich základě se komplexně hodnotí dojicí stroj a usuzuje se na způsob pulsace, pohyb a činnost strukové gumy. Základní omyl, z kterého vyplývají chybné úvahy, spočívá v tom, že se předpokládá konstantní hodnota podtlaku v podstrukové komoře. Za tohoto předpokladu by platilo, že např. hodnota i odpovídá době trvání náběhu stisku. Ve skutečnosti se podtlak v podstrukové komoře mění v průběhu pulsu a jeho střední hodnota je obvykle nižší než odpovídá základnímu podtlaku vyvozenému vývěvou (obvykle 380 torr), který skutečně odpovídá nejvyšší hodnotě podtlaku v mezistěnné komoře (hodnota h na obr. 1).

Odchylky střední hodnoty podtlaku v podstrukové komoře od předpokládaných 380 torr jsou u konvového dojení poměrně méně výrazné. Zato u tzv. dojicích automatů je kolísání průběhu i pokles střední hodnoty podtlaku v podstrukové komoře velmi značný.

Střední hodnota i průběh podtlaku se zvláště u nevhodných konstrukcí silně mění s intenzitou dojení a s okamžitými provozními podmínkami (např. s rychlostí polybu a množstvím mléka v potrubí, s množstvím přisávaného vzduchu, s dojivostí a s počtem ostatních současně dojených dojníc). Tyto tlakové ztráty působí doprava mléka (ztráty statickou výškou sloupců mléka a hydraulickým odporem). Pcklesy činí u nevhodných konstrukcí dojicích automatů 50 i více procent ze základní hodnoty podtlaku.

Proto byly ve VÚZS v počátku vývoje (v r. 1966) nového dojicího automatu DZ-100, který probíhá v Agrostroji Pelhřimov, provedeny práce sledující zavedení metody, která by byla vhodnější ke komplexnímu hodnocení dojicí soupravy. Práce a zde uvedené metody navazují na výsledky dřívějších autorových prací, publikovaných v r. 1967 [5].



1. Průběh podtlaku v podstrukové komoře (VIII), mezistěnné komoře (IX) a jejich rozdílu (XIII)

A — teoretický průběh; B — skutečný průběh (VIII, XIII: silně plně — malá intenzita, silně čárkovaně — velká intenzita)

V diagramech jsou vyznačeny odměřované časové hodnoty z veličiny XIII: a — doba sání při plně otevřené gumě, b — doba sání omezená deformací do $\frac{1}{2}$ průměru, c — doba sání omezená deformací při posledním (resp. prvním) styku stěn, d — doba mezi polovičním a plným otevřením gumy (při náběhu sání), e — doba mezi plným a polovičním otevřením gumy (při náběhu stisku); z veličiny IX: f — „doba sání“, g — „náběh sání“, i — „náběh stisku“

Deformační odpor gumy: p_{db} — při deformaci na $\frac{1}{2}$ průměru, p_{dc} — při deformaci odpovídající prvnímu styku stěn

VLASTNÍ PRÁCE

Cílem prací je posouzení činnosti strukové gumy (střídání taktu sání a stisku), a to z hlediska zdroje deformací gumy, tj. průběhu podtlaku. O tom, zda v určitém okamžiku dochází k sání nebo ke stisku, rozhoduje podtlak v mezistěnné a podstrukové komoře (resp. jejich rozdíl), deformační odpor gumy (zahrnuje vliv rychlosti, deformace, napnutí a hystereze) a dynamické síly plynoucí ze zrychlení a hmoty pohybujících se částí gumy. V dalších úvahách se vychází z tlakových poměrů, které jsou zdrojem deformací gumy, a z hlediska konstruktéra jsou oblastí s možností změn. Vychází se z výsledků měření podtlaků v mezistěnné komoře (IX), v podstrukové komoře (VIII) a z měřeného rozdílu těchto hodnot (XIII). Dále se měřil deformační odpor strukové gumy (staticky). Vynechaly se ostatní vlivy a jevy uvedené výše. Nezkoumala se ani reakce dojnic na působení gumy.

Toto zjednodušené schéma celého jevu, vycházející z ovlivňovatelných parametrů, pouze hrubě vystihuje skutečnost, odpovídá však fyzikálnímu stavu a umožňuje získat lepší informace než obvyklý způsob posuzující pouze průběh podtlaku v mezistěnné komoře. Zjednodušení zaručilo poměrnou jednoznačnost výsledků, možnost měření též při skutečném dojení a možnost uskutečnit tuto úvodní práci ve větším rozsahu podmínek, aby se získal širší přehled.

Výsledky měření deformačního odporu nových strukových gum (tj. tlakového rozdílu mezistěnné a podstrukové komory, při kterém dojde k určité zvolené deformaci) jsou uvedeny v tabulce I a střední hodnoty uvažované pro další úvahy jsou shrnuty v tabulce II. Jsou uvedeny výsledky pro silně napnutou, středně napnutou a zcela volnou gumu (mimo strukové pouzdro). Při měření byl do strukové gumy zasunut umělý gumový struk, používaný při umělém dojení [5]. Měřil se tlakový rozdíl (deformační odpor) potřebný k deformaci;

I. Výsledky měření deformačního odporu strukových gum

Druh strukové gumy	Napnutí	Deformace	Deformační odpor (torr) p_d
DZ-100 (1. vzorek)	volná	první styk stěn	65,8
DZ-100 (2. vzorek)	volná		61,8
DZ-100 (1. vzorek)	středně napnutá ¹⁾		87
DZ-100 (2. vzorek)	středně napnutá		82
DZ-100 (1. vzorek)	silně napnutá ²⁾		93,3
DZ-100 (2. vzorek)	silně napnutá		88
DA-100 (1. vzorek)	volná		51
DA-100 (2. vzorek)	volná		60,6
DA-100 (1. vzorek)	středně napnutá ³⁾		61,6
DA-100 (2. vzorek)	středně napnutá		86,7
DA-100 (1. vzorek)	silně napnutá ⁴⁾		65
DA-100 (2. vzorek)	silně napnutá		89
Alfa-Laval (1. vzorek)	volná	na $\frac{1}{2}$ průměru	72,8
Alfa-Laval (2. vzorek)	volná		62,4
DZ-100 (1. vzorek)	středně napnutá		59,4
DZ-100 (2. vzorek)	středně napnutá		68,8
DA-100 (1. vzorek)	středně napnutá		59
DA-100 (2. vzorek)	středně napnutá		64,2
DZ-100 (1. vzorek)	volná	první viditelná deformace	20

¹⁾ Vyčnívá 1 cm tuhé těsnící části strukové gumy

²⁾ Vyčnívají 3 cm tuhé těsnící části strukové gumy

³⁾ Vyčnívají 4 vroubky strukové gumy z pouzdra

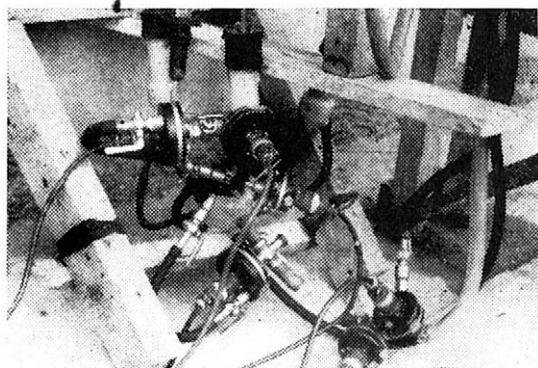
⁴⁾ Vyčnívá 8 vroubků strukové gumy z pouzdra

II. Souhrn výsledků (středních hodnot) deformačního odporu strukových gum (středně napnutých) uvažovaného při vyhodnocování XIII

Druh strukové gumy	Deformační odpor (torr) při deformaci	
	do $\frac{1}{2}$ průměru (p_{ab})	první styk stěn (p_{dc})
DZ-100	64	85
DA-100	62	75
Alfa-Laval	68	90

měřilo se, když došlo k prvnímu styku protilehlých stěn, kdy je průměr zdeformován na polovinu původního (volného) rozměru, a orientačně se sledoval též tlakový odpor, při kterém dochází k první viditelné deformaci na povrchu gumy. Některé z uvedených hranic nejsou zcela jednoznačné a jsou navíc ovlivněny kvalitou gumy; tím lze vysvětlit určitý rozptýl výsledků v tabulce I.

Veličiny VIII, IX, XIII se měřily pomocí snímačů tlaku, jejichž měřicí prvky jsou konstruovány na principu odporových tenzometrů [5, 6]. Tyto snímače umožňují měřit přetlaky a podtlaky vůči barometrickému tlaku i rozdíly tlaků v potřebném rozsahu. Dynamické vlastnosti použitých snímačů převyšují požadavky plynoucí z frekvence změn měřených veličin. Rovněž vnitřní objem snímačů, ve kterém působí tlakové prostředí, je dostatečně malý. Umístění tlakových snímačů na dojící soupravě při umělém dojení [5] je zřejmý z obrázku 2. Uvedené snímače byly spolu s dalšími připojeny k zesilovačům TDA-3, které vyrábí n. p. Mikrotechna. Výstup ze zesilovačů se registroval smyčkovým oscilografem CEC-5-119P-3-50 (výrobek americké firmy CEC), který umožňoval jak dostatečné rozvinutí sledovaných průběhů, tak i přesné časové vyhodnocení jednotlivých úseků.



2. Detailní pohled na snímače k měření veličin VIII, IX, XIII spolu s dalšími, umístěné na dojící soupravě při umělém dojení (místo mléka se používalo směsi vody a mléka, která se nasávala hadičkami přes gumové válečky do strukových násadec — viz lit. 5)

Snímač k měření veličiny VIII (analogicky jako přípojka k snímači, který měří tlakový rozdíl (těsně pod strukovým pouzdem),

XIII) je připojen k hadici strukové gumy a tedy nikoliv přímo k podstrukové komoře.

V dalších úvahách se však veličina VIII považuje za podtlak v podstrukové komoře, i když to platí pouze přibližně. Rozdíly však nejsou z praktického hlediska podstatné. Vyplývá to z měření se strukovou gumou DZ-100, při kterých se měřil rozdíl tlaku v místě připojení snímače VIII a v prostoru u špičky struku, kam se zavedla zvláštní sonda (při umělém dojení s intenzitou $2,5 \text{ l min}^{-1}$). Ve fázi náběhu stisku se zjistily průměrné velmi krátkodobé odchylky tlaku v hodnotě 7 a nejvyšší 21 torrů. Tyto výsledky byly zjištěny za poměrně nepříznivé kombinace prvků dojící soupravy, která vytvářela rychlé změny podtlaku v podstrukové komoře, takže ve skutečnosti budou ještě nižší.

Stavy, ke kterým dochází v mezistěnné a podstrukové komoře (střídání sání a stisku a přechodové časové úseky) jsou uvedeny v obrázku 1 (teoretický vztah průběhu a výšky podtlaku v podstrukové a mezistěnné komoře. Z teoretického průběhu podtlaku názorně vyplývá průběh rozdílu podtlaku v mezistěnné a podstrukové komoře (XIII), resp. jeho poloha vůči nulové hladině pro případ, že podtlak v podstrukové komoře je větší, rovný nebo menší než podtlak v mezistěnné komoře.

V obrázku 1 jsou vyznačeny hodnoty odměřované z oscilografických záznamů. Veličiny *a* až *e* charakterizují skutečné poměry, důležité při dojení, do-

III. Porovnání charakteristik (IX, XIII) různých typů pulsátorů (označení podle obr. 1)

Typ pulsátoru, dojící soupravy a podmínky	Inten- zita (l min ⁻¹)	Pod- tlak v pod- tlako- vém po- trubí (torr)	Délka sání				Náběh sání		Náběh stisku	
			(%)							
			IX	XIII			IX	XIII	IX	XIII
			<i>f</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>g</i>	<i>d</i>	<i>i</i>	<i>e</i>
DZ-100 — pneu- matický pulsátor při umělém dojení	2,5	403	61	55	62	64	32	5	13	1,5
DZ-100 — přiro- zené dojení (ustá- lený stav)	1,5	371	59	44	55	58	31	10	14	1,6
DZ-100 — pulsa- tor s jiným pulsač- ním poměrem (umělé dojení)	2,5	410	72	70	76	80	22	4	10	2
Dto — měření bez vody (běh naprázdno)	0	375	57	—	—	45	32	—	11	—
DA-100 — připo- jeno na potrubí DZ-100 umělé dojení	2,5	382	47	44	50	51	19	4	11	2
Dto — měření bez vody (běh naprázdno)	0	376	47	—	30	33	19	—	11	—
Alfa-Laval — připojeno na potrubí DZ-100, umělé dojení	2,5	385	52	44	51	54	16	4	24	4
Dto — měření bez vody (běh naprázdno)	0	378	54	—	36	40	16	—	24	—
Elektromagnetický pulsátor, umělé dojení	2,5	416	62	60	67	69	30	5	14	2
Dto — měření bez vody (běh naprázdno)	0	419	63	24	51	54	26	25	12	2
Elektromagnetický pulsátor — přiro- zené dojení, nast- aven jiný pulsační poměr	—	450	70	60	68	71	18	5	21	2
Podle doporuče- ného tvaru cha- rakteristiky(seznam lit. 4)	není uva- žo- vána									
			65 (60)	51	64	67	10	3	20	10

P o z n.: Hodnoty pro pulsátor DZ-100 jsou v současné době podstatně příznivější. Nejsou však uvedeny, protože vývoj tohoto pulsátoru není dosud ukončen.

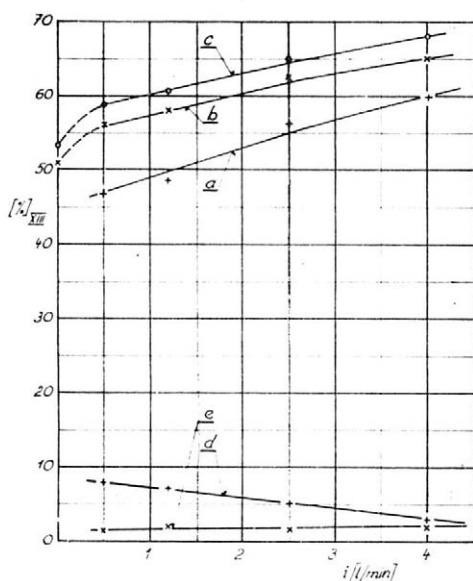
konaleji než veličiny f , g , i , odpovídající klasickému hodnocení, které vycházejí pouze z charakteristiky pulsátoru (IX). K zaručení jednoznačnosti vyhodnocení odměřovaly se hodnoty g a i v té části křivky, kde byla patrná odchylka od nulové, resp. maximální hodnoty IX (úsek Δ činil přibližně 2 % z celého rozkmitu h).

Z obrázku vyplývá již z pouhého názoru řada důležitých závěrů. Jsou uvedeny v rozboru výsledků měření na několika typech pulsátorů, které se zkoumaly v prvních vývojových etapách pulsátoru DZ-100. Tyto výsledky (tab. III) umožňují názorně posoudit na typických příkladech význam nového způsobu hodnocení pulsátorů.

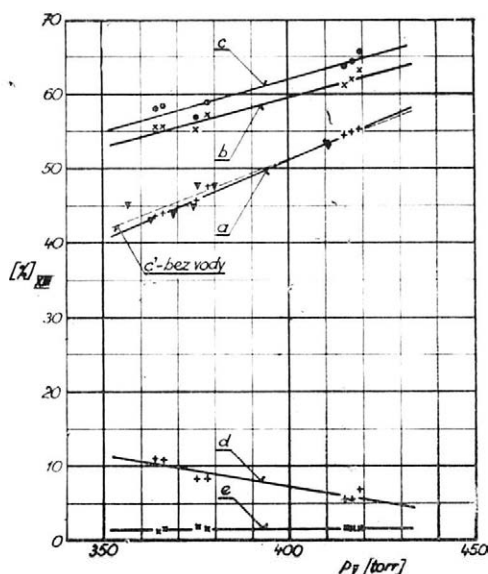
Z výsledků měření je zřejmé, že délky sání, které plynou z veličiny XIII a lépe vystihují skutečný stav, se podstatně liší od délky sání, zjištěné obvyklým způsobem. Hodnoty f , g , i charakterizují pouze chod pulsátoru. Tak je nutno je chápat a nepoužívat je při hodnocení procesu dojení jako jediný údaj.

Porovnáním hodnot f , g , i , zjištěných při umělém dojení s vodou a bez vody, je zřejmé, že tvar charakteristiky je v obou případech prakticky stejný. Lze tedy tato měření provádět též při běhu naprázdno.

Naopak na skutečnou dobu sání má dojení rozhodující vliv. Z obrázku 3 je zřejmé, že skutečná doba sání se značně mění též s intenzitou dojení (na obr. 3 a v dalších úvahách používané názorné zjednodušené názvy úseků nevysti-



3. Závislost skutečné doby sání (a , b , c), náběhu sání (d) a náběhu stisku (e) na intenzitě dojení (označení jako v obr. 1). Průměrná hodnota podtlaku v podtlakovém potrubí činila 405 torrů (pulsátor DZ-100)



4. Závislost skutečné doby sání (a , b , c), náběhu sání (d) a náběhu stisku (e) na podtlaku v podtlakovém potrubí (označení jako v obr. 1). Jsou uvedeny výsledky získané při umělém dojení s pulsátorem DZ-100. Navíc je čárkovaná (trojúhelníčky) vynesena podobná závislost pro běh naprázdno (c' — odpovídá c v obr. 1) pro podtlak v podstrukové komoře 403 torrů. Počet pulsů byl seřizován na hodnotu 45 ± 1 za minutu

hují zcela přesně popisovaný děj; přesná definice plyne z obr. 1). Skutečná doba sání se při stoupající intenzitě dojení prodlužuje. Náběh sání se s intenzitou zkracuje a náběh stisku zůstává téměř konstantní. Náběh stisku je velmi rychlý, což je nesprávné. Zdůvodnění těchto jevů je zřejmé z obrázku 1 (porovnáním plného a čárkovaného průběhu XIII).

Stoupající intenzita dojení dojicím automatem snižuje podtlak v podstrukové komoře. Současně se však prodlužuje skutečná doba sání. V tomto jevu je třeba hledat vysvětlení, proč v provozu nedochází k velmi podstatnému prodlužování doby dojení při používání dojicích automatů. Prodloužením skutečné doby sání se alespoň částečně kompenzuje vliv poklesu podtlaku na rychlost dojení.

Zcela podobně jako při umělém dojení se uvedené jevy zjistily při přirozeném dojení (tab. III). Výsledky těchto měření odpovídají závěrům z umělého dojení při nižší intenzitě. Při porovnání je třeba uvažovat vždy též vliv podtlaku v podtlakovém potrubí.

Z obrázku 4 je zřejmé, že podtlak v podtlakovém potrubí silně ovlivňuje skutečnou dobu sání. Změny působené růstem podtlaku mají stejný smysl jako změny působené růstem intenzity (podle obr. 3). Vyplyvá to z toho, že růst podtlaku v mezistěnné komoře má podobné následky jako pokles podtlaku v podstrukové komoře. Je tedy třeba podtlak udržovat v podtlakovém potrubí se zvýšenou přesností, neboť při odchylce např. 20 torrů se změní doba sání téměř o 3 %.

U všech typů pulsátorů byl zjištěn rozdíl mezi skutečnou dobou sání (z XIII) a dobou sání uvažovanou z charakteristiky pulsátoru (z IX). Hodnotě f se obvykle nejvíce blíží hodnota b , která pravděpodobně též nejvíce odpovídá skutečné době, kdy teklo mléko.

Skutečné doby sání při práci naprázdno a při dojení se vesměs podstatně liší.

ZÁVĚR

V práci je navržen a zdůvodněn nový způsob hodnocení pulsátoru dojicích stroje na základě výsledku měření. Dosavadní způsob hodnocení na základě klasické charakteristiky dovozuje posoudit pouze činnost samotného pulsátoru.

Navržená metoda vychází z výsledků měření tlakového rozdílu mezi mezistěnnou a podstrukovou komorou a deformačního odporu strukové gumy. Umožňuje komplexní hodnocení činnosti pulsátoru v součinnosti s ostatními prvky dojící soupravy za určitých zvolených pracovních podmínek.

Na výsledcích řady měření různých pulsátorů se ukazuje, jak se mění skutečná délka sání, náběh sání a stisku v závislosti na provozních podmínkách.

Došlo dne 25. 6. 1968

Literatura

1. KADLEC, V.: Výzkum a teoretický rozbor v současné době se vyskytujících směrů a způsobů ve strojním dojení. Zemědělská technika, 1964, č. 6 a 7. — 2. KADLEC, V.: Spotřeba vzduchu dojicími přístroji a mechanický tlak strukové gumy na struk. Zemědělská technika, 1959, č. 2. — 3. KOLÁŘ, K. - SLÁMA, J.: Nový způsob měření průběhů tlaků u dojicích zařízení. Zemědělská technika, 1964, č. 4. — 4. RYŠÁNEK, D.: Výzkum ejekce mléka při různém způsobu mechanizace dojení. Zpráva VÚVL Brno, 1966. — 5. SOUČEK, Z.: Nové metody používané při výzkumu dojicích strojů ve VÚZS. Zemědělská technika, 1967, č. 10. — 6. SOUČEK, Z.: Snímače tlaku

pro výzkum dojících strojů. Zpráva VÚZS, 1965. — 7. WEHOVSKY, G. - KOHL-SCHMIDT, D.: Braucht die Landwirtschaft einen Milkanlagenprüfdienst? Deutsche Agrartechnik, 1966, č. 8. — 8. WHITTLESTONE, W. G.: Základy strojího dojení. Překlad VÚZS P-1952.

Новый способ оценки пульсатора доильного аппарата на основании результатов измерений

В работе автор рекомендует и обосновывает новый способ оценки пульсатора доильного аппарата на основании результатов измерения. Применяемый до настоящего времени способ оценки на базе классической характеристики позволяет оценить только действие самого пульсатора.

Предлагаемый метод исходит из результатов измерения разности величины давления между подсосковой и междустенной камерами и деформирующего сопротивления резинового соска, позволяя при этом производить комплексную оценку действия пульсатора во взаимодействии с остальными элементами доильной установки в определенных рабочих условиях.

Результаты целого ряда определений различных пульсаторов показывают, как меняется фактическая продолжительность всасывания, начало всасывания и сжатия в зависимости от эксплуатационных условий.

A New Method of Evaluating Pulsators of Milking Machines on Hand of the Gauging Results

The paper gives a proposal with reasons justifying it, of a new method for evaluating pulsators of milking machines on hand of the gaugings obtained. The present method, used up to now, based upon a classical characteristic, makes it possible to judge only the operation of the pulsator alone.

The method suggested is based upon the results of measured pressure differences between the intervall and the under-teat chamber and the deformation resistance of the rubber lining. It enables a complete evaluation of the pulsator's operation, in connection with other elements of the milking system at pre-selected working conditions.

Results of a number of gaugings with different pulsators indicate, how the actual length of suction, approach of suction and pressure change in dependence on the conditions of operation.

Neues Auswertungsverfahren eines Melkmaschinenpulsators auf Grund der Messergebnisse

In der Abhandlung wird ein neues Auswertungsverfahren eines Melkmaschinenpulsators auf Grund der Messergebnisse entworfen und begründet. Das bisherige Auswertungsverfahren auf Grund der klassischen Charakteristik gestattet nur die Tätigkeit des Pulsators selbst zu beurteilen.

Die entworfenene Methode geht von den Meßergebnissen eines Druckunterschiedes zwischen der Zwischenwandkammer und der Zitzenkammer und des Verformungswiderstandes von Zitzengummi aus. Sie gestattet eine Komplexauswertung der Tätigkeit eines Pulsators in Zusammenwirkung mit anderen Elementen der Melkanlage unter bestimmten gewählten Arbeitsbedingungen.

Die Ergebnisse einer Reihe von Messungen an verschiedenen Pulsatoren lassen erkennen, wie sich die tatsächliche Saugdauer, der Saug- und Druckanlauf in Abhängigkeit von den Einsatzbedingungen ändert.

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

OVĚŘENÍ PEVNOSTI KLOUBOVÝCH HŘÍDELŮ ŘADY KL V LABORATORNÍCH PODMÍNKÁCH

631.372-233.1 531.232

■. Výsledky velkého počtu měření krouticích momentů na vývodovém hřídeli traktoru svědčí o tom, že namáhání kloubových hřídelů má výrazně kmitavý charakter s proměnlivou amplitudou i střední hodnotou cyklů. Občas dochází navíc k velmi značnému stoupnutí zatížení, které může i několikanásobně převýšit krouticí moment odpovídající nominálnímu výkonu traktoru. Tento způsob zatížení plyne z vlastního pracovního procesu zemědělských zdrojů (např. z nerovnoměrného dávkování, nehomogenního materiálu a pasivních odporů), z nepříznivých dynamických jevů, z nevhodných tuhostí hřídelů vůči hmotám pracovních orgánů při daných otáčkách, z nesprávného zalomení kloubového hřídele, z kmitavého pohybu některých pracovních orgánů (např. žací lišty), z hrubého zacházení (např. při náhlém spuštění spojky traktoru) atd.

U kloubových hřídelů může tedy dojít jak k překročení meze plastických deformací, tak k únavovým lomům.

Pro ověření statické pevnosti kloubových hřídelů Kl-44, resp. Kl-63, které jsou příslušenstvím traktorů s výkonem do 30 k + 10 %, resp. 45 k + 10 % při 540 ot./min vývodového hřídele, a kloubových hřídelů Kle-50, určených pro traktor o výkonu do 70 k při 1000 ot./min vývodového hřídele, byl akceptován předpoklad, že pokud zemědělské stroje nejsou vybaveny pojistnými spojkami, je maximální krouticí moment přenášený hřídelem omezen jen spojkou traktoru.

Součiniteli jistoty spojky podle výsledků řady měření je 2–3. Tedy maximální krouticí moment, který kloubový hřídel musí ještě přenést, odpovídá trojnásobku momentu plynoucího z nominálního výkonu traktoru, pro který je kloubový hřídel určen. Takto získaná hodnota velmi dobře odpovídá nejvyšším hodnotám krouticích momentů zjištěným měřením za provozu nejnáročnějších zemědělských strojů, obvykle při hrubém zacházení.

Správně dimenzovaný kloubový hřídel by měl vůči uvedeným špičkám zatížení vykazovat obvykle ve strojírenství požadovanou míru bezpečnosti $s = 1,5$, vztaženou na mez kluzu. U součástí, kde z funkčního hlediska možno připustit menší plastické deformace, lze však uvažovat i součinitel plasticity.

VLASTNÍ PRÁCE

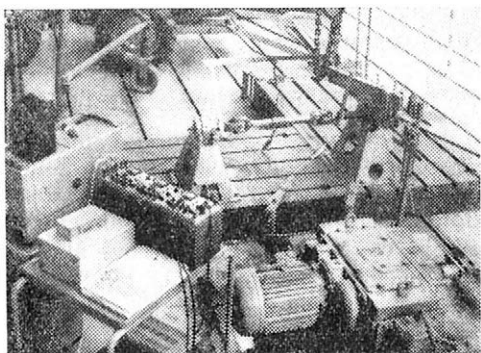
Odolnost kloubových hřídelů vůči velkým jednorázovým zatížením byla ověřována v laboratoři VÚZS na univerzálním zkušebním zařízení, zhotoveném v ústavě pro tento účel, nakrucováním hřídele jako celku v napřímené poloze (obr. 1).

Kloubový hřídel byl jedním koncem nasunut na upínací hřídel levého stojanu, druhým koncem na torzní dynamometr otočného ramene pravého stojanu. Tahem za rameno pomocí dílenského jeřábu byl vyvozován zátěžný krouťací moment. Dynamometr byl zhotoven na principu elektrických odporových tenzometrů. Na konce nábojů krajních vidlic kloubového hřídele byly pomocí třmenu připevněny dva nosníky vzájemně pootočené o cca 45° ; na jeden z nich byla šroubem a maticí upevněna — rovnoběžně s osou kloubového hřídele — tenká listová pružina spojená s druhým nosníkem slabým, cca 200 mm dlouhým drátkem.

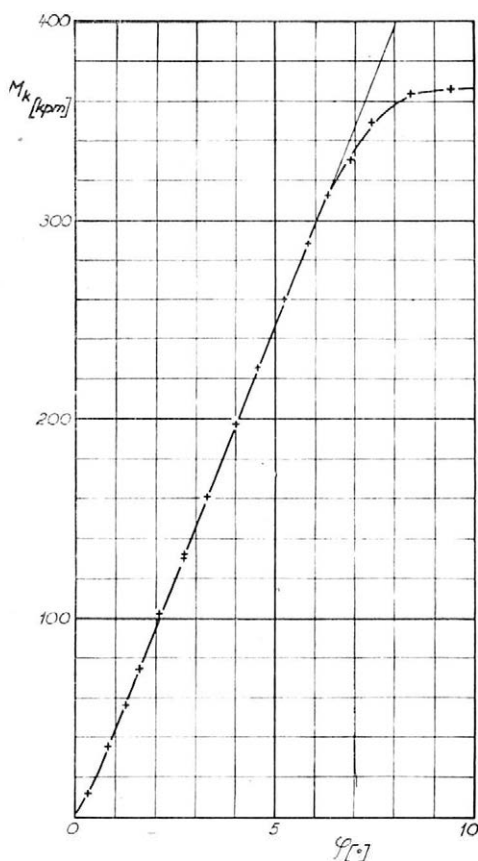
Při nakrucování kloubového hřídele dochází k dalšímu vzájemnému natočení obou nosníků a tím k prohnutí listové pružiny, které bylo sledováno dvěma tenzometry nalepenými na listové pružině. Tímto jednoduchým způsobem bylo měření úhlu nakroucení převedeno na měření velikosti napětí, způsobeného průhybem listové pružiny.

Podle výsledků cejchování je závislost mezi úhlem nakroucení a výstupním signálem tenzometrického zesilovače lineární v dostatečném rozsahu úhlu nakroucení. Průběh krouťacího momentu a úhlu nakroucení se registroval současně smyčkovým oscilografem.

Počátek prvních plastických deformací byl odečítán z diagramu, vyjadřujícího funkční závislost $\varphi = f(M_k)$ mezi úhlem nakroucení a vyvozovaným



1. Celkový pohled na zkušební a měřicí zařízení při statických pevnostních zkouškách



2. Závislost mezi úhlem nakroucení a krouťacím momentem ($\varphi = f(M_k)$) u kloubového hřídele K1-63 při statické pevnostní zkoušce

krouticím momentem, a to v místě, kde tento vztah přestává být lineární (obr. 2). Souřadnice jednotlivých bodů křivky $\varphi = f(M_k)$ byly získány vyhodnocením oscilogramu z průběhu zatěžování.

Porovnáním takto získaného počátku plastických deformací s požadovanou hodnotou maximálního krouticího momentu byla určena výsledná bezpečnost hřídele proti přetížení.

Bylo-li pro splnění pevnostních požadavků TP anebo s ohledem na optimální využití materiálu zapotřebí upravovat prototypy kloubových hřídelů — tedy měnit rozměry nebo tvar součástí, jakost materiálu či technologii výroby — určilo se dále tenzometricky též namáhání součástí hřídele v různých průřezích.

Hřídele byly zatěžovány v napřímené poloze, jelikož skutečnost, že při zlomení je kloubový hřídel namáhán ohybem a v části mezi klouby též zvýšeným krouticím momentem, lze vyjádřit matematicky. Ukazuje se, že nepříznivější z uvedených přírůstků zatížení je zvýšení krouticího momentu, které při maximálně přípustném a symetrickém vychýlení kloubů o $22^{\circ} 30'$ činí 8,3 %. Vzhledem k mimořádnosti případu, kdy maximální špička krouticího momentu se vyskytne současně s maximálním vychýlením kloubů, lze však připustit, aby toto zvýšené zatížení bylo na úkor bezpečnosti $s = 1,5$.

Kromě uvedených výsledků, které se staly cenným podkladem při vývoji hřídelů, má význam i toto zjištění s jeho praktickým dosahem pro podnikové zkušebnictví: míra bezpečnosti, zjištěná při nakružování hřídelů jako celků, byla vždy vyšší než ta, která byla určena podle výsledků tenzometrických měření (z hodnot napětí vztažených na mez kluzu materiálu), a to až o 15 %. Mechanické vlastnosti použitých materiálů jsou tedy zřejmě lepší než zaručuje ČSN, přičemž nelze vyloučit ani vlivy příznivých pnutí, zejména u kovaných vidlic. Nemusí tomu však být pokaždé. Proto je třeba ověřovat statickou pevnost hřídele alespoň na dvou až třech vzorcích.

Vzhledem k tomu, že kloubové hřídele jsou vystaveny dynamickému namáhání s proměnlivou amplitudou, je k úplnému ověření jejich pevnosti zapotřebí též únavových zkoušek. Otázka kontroly a předpovědi životnosti strojů je vůbec v popředí zájmu výrobců a konstruktérů. Skutečností však je, že dodnes postrádáme uspokojivý model pro mechanismus únavového procesu. Je známa celá řada hypotéz o kumulaci a kinetice únavových trhlin, přesto však jejich aplikace nemusí být vždy korektní, uvážíme-li, jak mnoho vlivů spolupůsobí na rozvoj únavových lomů. Za této situace mají výhodu hypotézy, které se svojí jednoduchostí stávají užitečným podkladem pro experimentální technickou praxi.

Jedna z nich, známá Palmgren — Minerova hypotéza, předpokládající lineární kumulaci poškození, je vyjádřena vztahem

$$\sum \frac{N_i}{n_i} = 1 \quad (1)$$

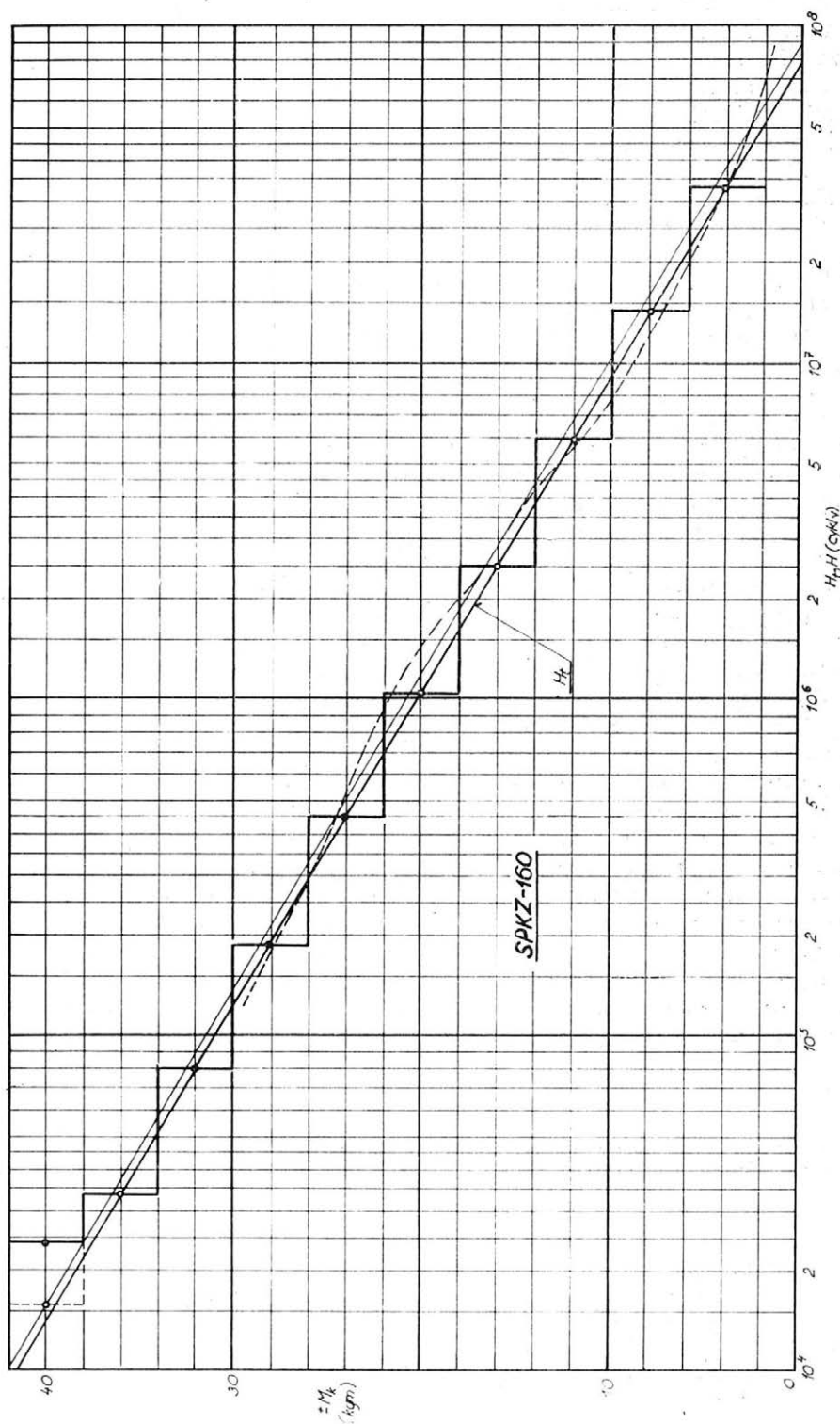
kde: n_i — počet cyklů na určité úrovni cyklického zatížení

N_i — počet cyklů odpovídající porušení na této úrovni zatížení

Z této hypotézy se při ověřování životnosti součástí zemědělských strojů ve VÚZS dosud nejčastěji vycházelo. Lze ji uplatnit v podstatě u tří typů únavových zkoušek; jsou to:

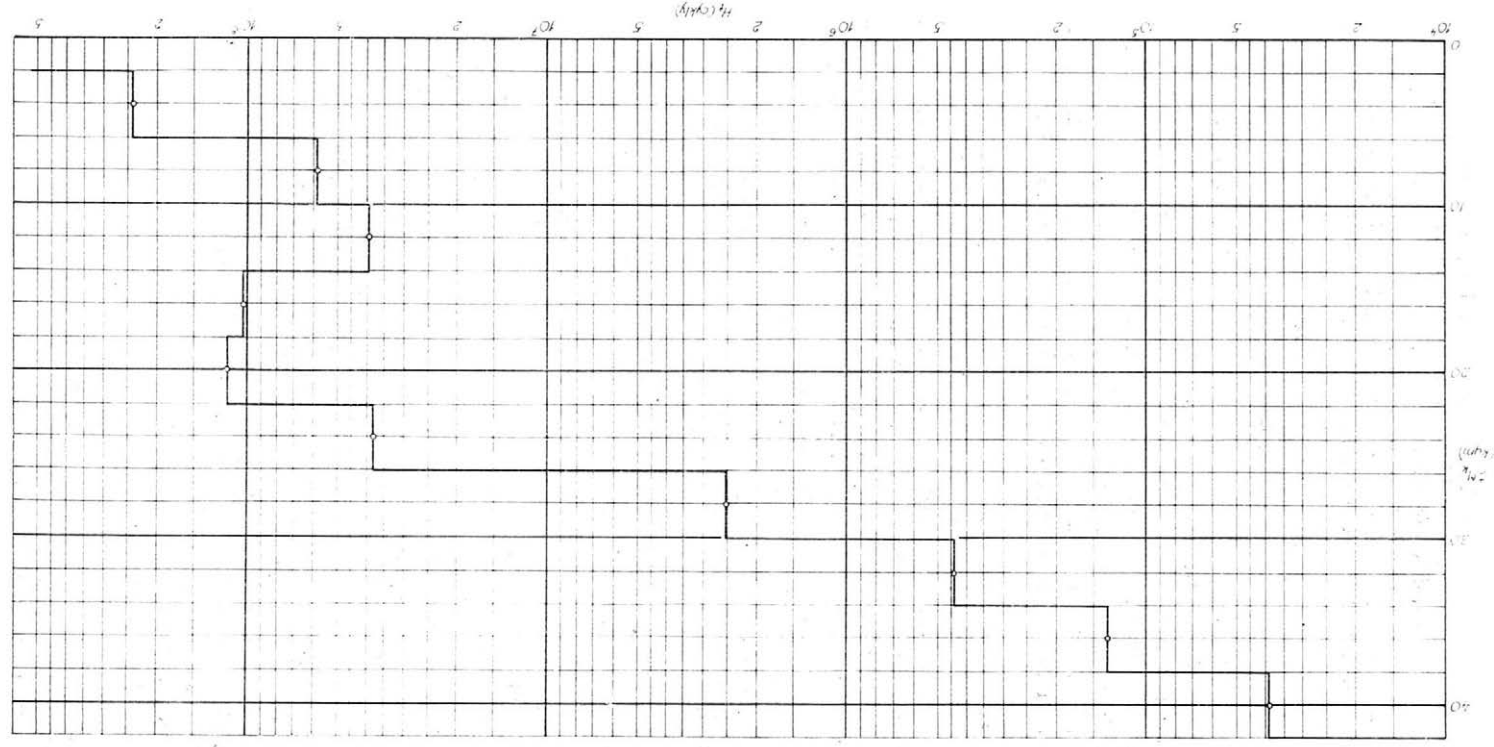
1. Zkouška náhodným zatížením, kdy je vzorek podroben nepravidelně proměnlivému namáhání, odpovídajícímu prakticky provozním podmínkám.

2. Několikastupňová zkouška, kdy z celkového zátěžného spektra je odvozen jednotkový soubor, jehož plynulý tvar je nahrazen stupňovitým. Tento pro-



3. Spektrum provozních zatížení, vyplývajících z celkového krouticího momentu kombinovaného cepového sklízče SPKZ 160 pro celou životnost stroje (5 let)
 Součtové křivky (H) kmitavých složek krouticího momentu přenášeného kloubovým hřídelem jsou nakresleny slabě čárkované a podle exponenciálního rozložení četností slabě plně. Křivka třídní četnosti (H_i) je nakreslena silně

4. Spektrum zatížení kloubového hřídele KL-63 pro životnost 8 let (roční využití 930 hodin) se stroji SPKZ 160, SRUZ 42 a SPCZ 138. Body křivky třídících četností kmitavých složek krouticího momentu přenášeného kloubovým hřídelem jsou vyznačeny kroužky



gramový blok, zpravidla sinusových kmitů, se opakuje až do poruchy vzorku.

3. Jednostupňová zkouška, kdy jednotlivé vzorky jsou za účelem získání Wöhlerovy křivky zkoušeny na různých úrovních konstantní amplitudy napětí.

Výsledkem prvních dvou typů zkoušek je zjištění životnosti součástí za daných podmínek, vyjádřené přímo v hodinách provozu nebo kilometrech ujeté dráhy. Tyto zkoušky však vyžadují složité a drahé zkušební zařízení. Naproti tomu při zkouškách třetího typu lze použít jednoduššího zkušebního zařízení, avšak výsledek ve formě Wöhlerovy křivky je k vyjádření životnosti použitelný při aplikaci určitého provozního spektra teprve po přepočtu pomocí některé z teorií kumulace únavového poškození. Z tohoto aspektu bylo v oboru základního výzkumu VÚZS, provádějícího řadu let měření na desítkách zemědělských strojů poháněných kloubovými hřídeli, dosaženo mnoho cenných výsledků a z toho plynoucí bohatý archiv oscilogramů.

Jak známo, je pro stanovení životnosti součástí kloubových hřídelů rozhodující velikost a počet cyklů kmitavých složek krouticího momentu, které se při práci na určité délce trati nebo za jednotku času vytknou; tj. tzv. spektrum provozních zatížení, které lze při statickém zpracování vyjádřit součtovou křivkou četností, resp. křivkou třídních četností. Součtové křivky, vynesené v semilogaritmických souřadnicích, lze v některých případech velmi dobře nahradit přímkami. To umožňuje (obr. 3) poměrně snadno rozšířit provozní spektrum i do oblasti vyšších krouticích momentů s menší četností, které se na měřicí trati nevyskytnou, i když se v dlouhodobém provozu, jak o tom svědčí výsledky jiných měření, dají očekávat. Přitom ovšem nutno předpokládat, že se charakter namáhání v této oblasti nemění.

Výsledek statistického zpracování při práci s SPKZ 160 je uveden jako příklad na obrázku 3. Kloubový hřídel, který je příslušenstvím traktoru, bude však pracovat s nejrůznějšími stroji po dobu osmi let, odpovídajících plánované životnosti traktoru. Určení rovnocenného zatížení tomuto skutečnému případu je velmi obtížné. Pro přibližné vystižení těžkých provozních podmínek bylo spektrum provozního zatížení kloubového hřídele pro traktory s výkonem 45 k + 10 % stanoveno např. z úvahy, že kloubový hřídel bude během roku postupně pracovat se třemi stroji, jako například s kombinovaným cepovým sklízečem píce SPKZ 160, sklízecí řezačkou SŘUZ 42 a s cepovým sklízecím píce SPCŽ 138. Tyto stroje vytvářejí, jak vyplývá z rozboru výsledků měření krouticích momentů na vývodovém hřídeli traktoru, poměrně nejnepríznivější provozní podmínky.

Dále bylo předpokládáno, že roční využití kloubového hřídele bude činit 950 hodin čistého času, což představuje hranici možností, neboť traktory jsou využívány též při řadě dalších prací, kde kloubový hřídel není zapotřebí.

Na obrázku 4 je znázorněna křivka třídních četností kmitavých složek zatížení kloubového hřídele Kl-63, získaná za uvedených předpokladů. Z této křivky byl pro únavové zkoušky na jedné (stálé) hladině kmitavého zatížení vypočten laboratorní ekvivalent podle vztahu, který uvádí Serensen [4].

$$M_{kev} = \frac{1}{m\sqrt{a}} \cdot \sqrt[m]{\frac{1}{N_o} \sum n_i M_i^m} \quad (2)$$

kde: m — kotangens úhlu sklonu Wöhlerovy křivky nahrazené přímkou a vynesené v logaritmických souřadnicích (při výpočtu bylo dosazeno $m = 10$)

a — součinitel, který možno uvažovat přibližně rovný 1

N_o — počet cyklů odpovídajících zlomu Wöhlerovy křivky

n_i — počet výkmitů zatížení velikosti M_i (nad mez únavy)

M_i — velikost zatížení odpovídající počtu cyklů n_i

Dosazením hodnot odečtených z křivky třídní četnosti do rovnice (2) byla při základním počtu cyklů $N_o = 2 \cdot 10^6$ vypočtena hodnota

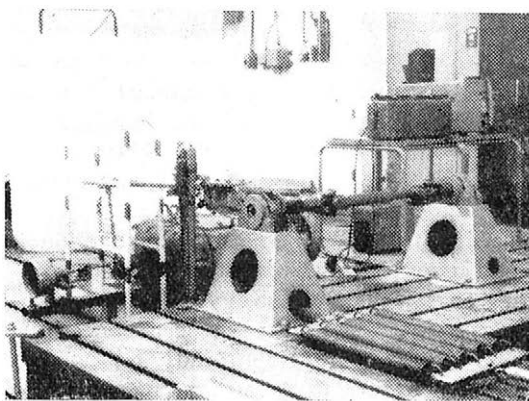
$$M_{k\text{ ekv}} = \pm 35,2 \text{ kpm}$$

Při výpočtu se ve výsledku uplatní nejnižší hodnoty $M_i = 16 \text{ kpm}$ (plyne ze součinu $n_i \cdot M_i$). Přitom nebyla respektována hranice pro M_i (mez únavy), neboť i zatížení pod mez únavy při náhodně vystřídáních výkmitech mají podle některých teorií vliv na životnost.

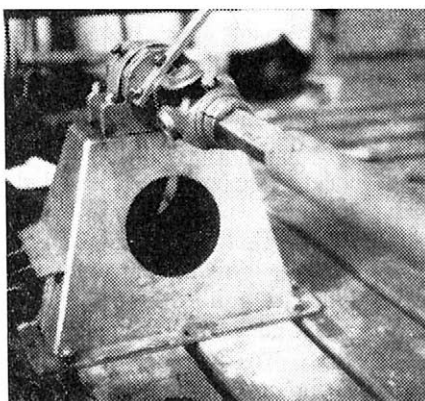
Vynásobením ekvivalentního krouticího momentu součinitelem bezpečnosti ($s_u = 1,2$) se stanovila střídavá složka krouticího momentu ($\pm 42 \text{ kpm}$) pro laboratorní jednostupňovou zkoušku kloubového hřídele Kl-63. Tato hodnota se při zkoušce superponovala na statické předpětí větší o cca 10 %, čímž se předem vymezily vůle mezi jednotlivými částmi hřídele, jejichž vliv by velmi znesnadňoval udržení stálého režimu zkoušky.

Tento způsob zatěžování ostatně neodporuje zkušenostem získaným rozborem výsledků měření, podle kterých je poměr kmitavé ke střední složce krouticího momentu zpravidla menší než 1; se zatížením stroje obvykle klesá. Zatímco větší hodnoty tohoto poměru nacházíme u strojů s nižším příkonem, bývají největší absolutní hodnoty kmitavých složek pochopitelně u strojů energeticky nejnáročnějších. Přitom, nejde-li o součásti z materiálu s vyššími pevnostními vlastnostmi, není velikost kmitavé složky, při které dochází k poruše, podstatně ovlivňována velikostí předpětí.

Hřídele se zatěžovaly na univerzálním zkušebním zařízení, použitým v tomto případě jako torzní kmitačka (obr. 5) v přímé poloze a bez rotace. Tyto rozdíly proti skutečnému provoznímu zatížení nejsou z pevnostního hlediska podstatné, neboť hodnoty kmitavých složek, kterými byly kloubové hřídele zatěžovány, odpovídají spektru provozního zatížení, získaného měřením krouticích momentů na vývodovém hřídeli traktoru při práci vybraných zemědělských strojů, tzn. za skutečných podmínek, kdy docházelo k vychylování kloubů (zalomení hřídele). Vzhledem k tomu, že únavovými zkouškami nebylo sledováno opotřebení a životnost ložisek, je možno uvedené zkušební podmínky považovat za velmi blízké skutečnému provozu.



5. Celkový pohled na zkušební a měřicí zařízení při únavových zkouškách



6. Únavové poškození kloubového hřídele Kl-63 (č. 3), ke kterému došlo při únavové zkoušce na jedné hladině zatěžování ($M_k = \pm 67,5 \text{ kpm}$) po $1,48 \cdot 10^6$ cyklech

Průběh namáhání kloubového hřídele měl charakter sinusových kmitů se stálou frekvencí (500 c/min) a amplitudou. Statické předpětí a kmitavá složka byly měřeny a kontrolovány tenzometricky.

Zkouškám na jedné (stálé) hladině napjatosti bylo podrobeno celkem 6 kloubových hřídelů Kl-63. Hodnoty zatěžných krouticích momentů a konečné výsledky jsou uvedeny v tabulce I.

I. Hodnoty zatěžných krouticích momentů a konečné výsledky

Kloubový hřídel číslo	M_k (kpm)		Počet cyklů	Stav po zkoušce
	kmitavé složky $\pm$	předpětí		
1	42,0	47,0	2 315 000	neporušen
2	42,0	47,0	3 018 000	neporušen
3	67,5	73,0	1 480 000	porušen
4	66,0	72,5	715 000	porušen
5	49,5	53,5	2 110 000	neporušen
6	50,0	53,0	2 731 000	neporušen

K únavovým poruchám tedy došlo na poměrně vysokých hladinách napjatosti. Skutečnost, že v obou případech trhliny vznikly ve stejném místě (obr. 6), je významná. Svědčí o převažujícím vlivu koncentrace napětí v rozích čtyřhranného otvoru náboje nad případně jinými vadami vzorku.

Vycházíme-li z hodnoty $M_{k\text{ ekv}} = \pm 42$ kpm, která byla vypočtena jako ekvivalentní zatížení pro osmiletou životnost kloubového hřídele Kl-63, jeví se hřídel vůči mezi únavy dobře dimenzován. Bezpečnost je větší než obvykle požadovaná hodnota 1,2. Proto nelze předpokládat, že v provozu bude docházet k únavovým lomům.

Při úvahách, zda nově vyvinutý energeticky náročnější zemědělský stroj může být spřažen s traktorem kloubovým hřídelem určité velikosti, je výhodné znát přesněji polohu trvalé meze únavy (pravé části Wöhlerovy křivky). K tomu je jak vidno zapotřebí alespoň 6–10 zkušebních vzorků. K dosažení hodnověrnějších výsledků je pro statistické zpracování výsledků zkoušek často nutné tento počet ještě zvýšit. Takové dlouhé a tím i nákladné zkoušky nejsou však vždy únosné.

Rychlé zjištění meze únavy součástí strojů je naopak velmi žádoucí, zvláště při ověřování určitého technologického postupu, nebo při volbě materiálu, tvaru a velikosti součástí. Protože se v praxi VÚZS vyskytly již několikrát podobné případy (technologie svaru slupic pluhu, závěs cepového sklízecce), bylo pro ověření únavové pevnosti kloubových hřídelů řady Kl použito též Locatiho metody tzv. zkoušky jednoho vzorku. Tím se získala možnost porovnat vzájemně výsledky obou způsobů únavových zkoušek na témže typu kloubového hřídele a zároveň posoudit přednosti každé z nich.

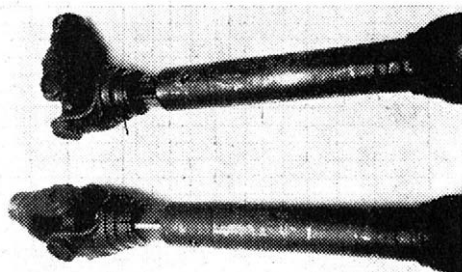
Únavové zkoušky podle Locatiho metody byly uskutečněny na stejném zkušebním zařízení jako u zkoušky na jedné hladině napjatosti. Vzhledem k tomu, že šlo o první využití tohoto způsobu v zemědělském strojírenství, byly zkouš-

kám podrobeny postupně dva kloubové hřídele Kl-63 (č. 8 a 9). Byly zatěžovány v napřímené poloze a bez rotace, tedy stejně jako v předcházejícím případě. Hlavní parametry zatěžování — statické předpětí a kmitavá složka — byly nastavovány a během zkoušek kontrolovány tenzometricky.

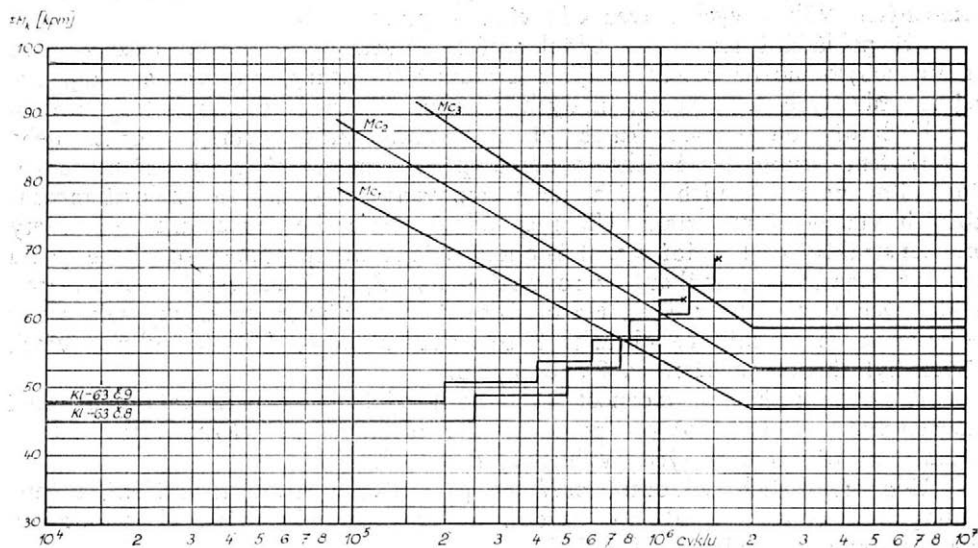
Vlastní průběh Locatiho zkoušky se vyznačuje odstupňovaným zatěžováním vzorku. Na každém stupni zatížení (úrovni napětí) byl vzorek po určitou dobu zkoušen. Úroveň zatížení se postupně zvětšovala o zvolenou hodnotu krouticího momentu $M_k = 3$, resp. 4 kpm, až do vzniku viditelné trhliny (obr. 7). Trvání každého stupně odpovídalo 200 000, resp. 250 000 cyklů. První stupeň zatížení se zvolil níže než předpokládaná mez únavy kloubového hřídele (u vzorku č. 8—45 kpm, a vzorku č. 9—48 kpm) s přihlédnutím k tomu, aby do jeho porušení bylo možno aplikovat alespoň 6—8 stupňů, které jsou žádoucí z hlediska vyhodnocení výsledků.

Průběhy zkoušek jsou vyznačeny na diagramech obr. 8 a 9 osami zatížení — cykly znázorněnými stupňovitou čarou. Vznik makrotrhliny a zastavení zkoušek je označeno ležatým křížkem.

Výsledky byly hodnoceny podle vztahu (1). Za tímto účelem byla v diagramech (obr. 8 a 9) vynesena jednak pravděpodobná Wöhlerova křivka (na obr. 8 označená M_{c3} a na obr. 9 rovněž M_{c2} , resp. M_{c3}), jednak pomocné křiv-

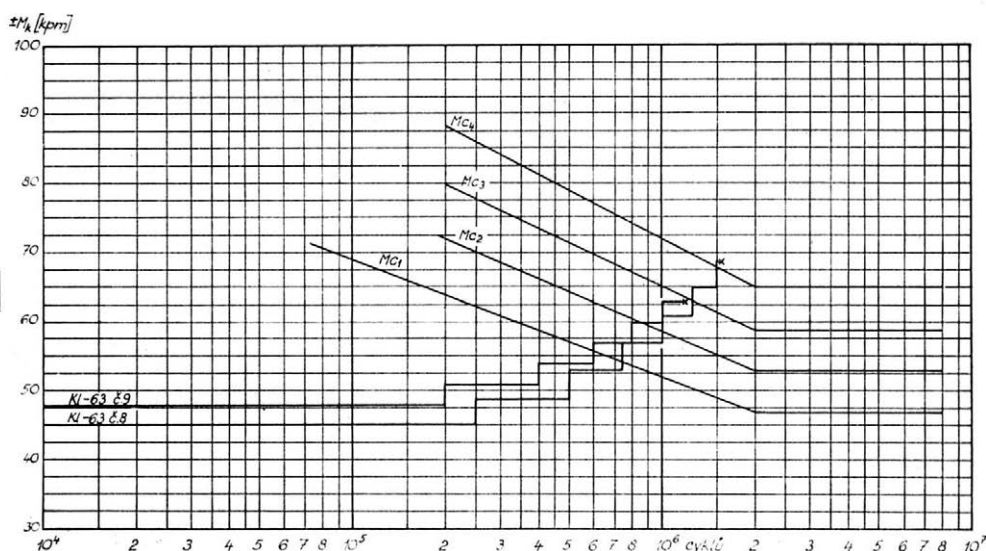


7. Únavové poškození kloubových hřídelů Kl-63 (č. 8 a 9) po Locatiho zkoušce



8. Zobrazení únavových zkoušek podle Locatiho metody

Stupňovitá čára odpovídá průběhu zatěžování až do poškození hřídele (označeno x). Křivky M_{c1} , M_{c2} , M_{c3} jsou zvolené Wöhlerovy křivky pro vyhodnocení výsledků zkoušek; sklon jejich levých částí $m = 5,6$ (I. alternativa vyhodnocení)



J. Zobrazení únavových zkoušek podle Locatiho metody

Stupňovitá čára odpovídá průběhu zatěžování až do poškození hřídele (označeno x). Křivky M_{c1} , M_{c2} , M_{c3} a M_{c4} jsou zvolené Wöhlerovy křivky pro vyhodnocení výsledků zkoušek; sklon jejich levých částí $m = 7,6$. Trojice M_{c1} , M_{c2} a M_{c3} odpovídá II. alternativě, trojice M_{c2} , M_{c3} a M_{c4} III. alternativě vyhodnocení

ky M_{c1} , M_{c3} v prvním případě, ve druhém M_{c1} , M_{c3} a ve třetím M_{c2} , M_{c4} , vymezující oblast, v níž by se s největší pravděpodobností měla nacházet skutečná Wöhlerova křivka kloubového hřídele. Vzájemná vzdálenost horizontálních úseků pomocných Wöhlerových křivek odpovídá rozptylu $\pm 12\%$.

Při pokládání levé části Wöhlerových křivek, tj. v oblasti časové meze únavy nebylo možné použít údajů z dostupné literatury, protože se týkají poněkud hladkých a poměrně malých vzorků. Sklon křivek byl tedy zvolen s přihlédnutím na známou skutečnost, že se zvětšováním rozměrů vzorku anebo s výskytem vrubů klesá jeho hodnota proti těm, které byly určeny experimentálně na zkušebních tyčích, nebo stanoveny teoreticky za znalosti mechanických vlastností materiálů. Užilo se údajů podle Serensena [4], který pro konstrukční ocel uvádí mezní hodnoty sklonu m , tj. poměr logaritmu počtu cyklů k logaritmu namáhání, v rozmezí 4 až 12, přičemž vyšší hodnoty jsou u hladkých a menších vzorků. Na obrázku 8 jsou Wöhlerovy křivky zakresleny se sklonem $m = 5,6$; na obrázku 9 se sklonem $m = 7,6$. Bod ohybu všech křivek byl shodně položen na $2 \cdot 10^6$ cyklů.

Takto se získávala možnost vyhodnotit výsledky experimentálních prací alternativně a tím i možnost posoudit vliv případně nesprávné volby sklonu a umístění předpokládaných Wöhlerových křivek.

Hodnoty dílčích poškození n_i/N_i na jednotlivých stupních zatížení, určené z diagramů (obr. 8 a 9) pro každou trojici předpokládaných křivek únavy, jsou uvedeny v tabulkách II a III.

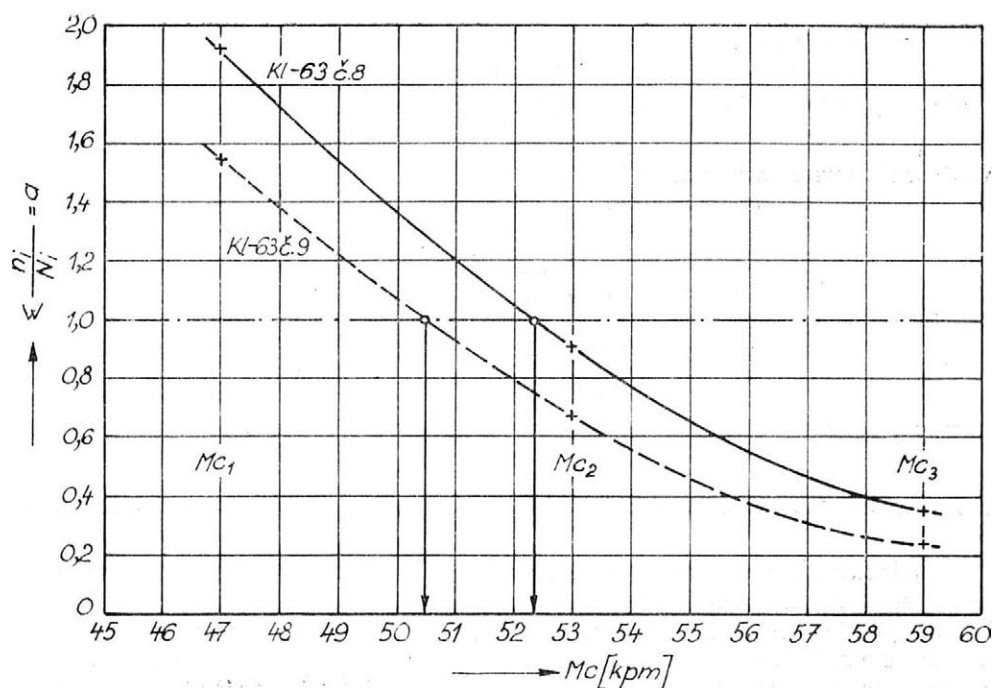
Pro trvalou mez únavy zkoušených vzorků platí základní podmínka $\sum n_i/N_i = 1$. Hodnotu zatížení splňující tuto podmínku lze stanovit nejlépe graficky (obr. 10 a 11), kde jsou do diagramů vyneseny součty poškození pro každou zvolenou trojici Wöhlerových křivek. Průsečík křivky proložené třemi

II. První alternativa vyhodnocení

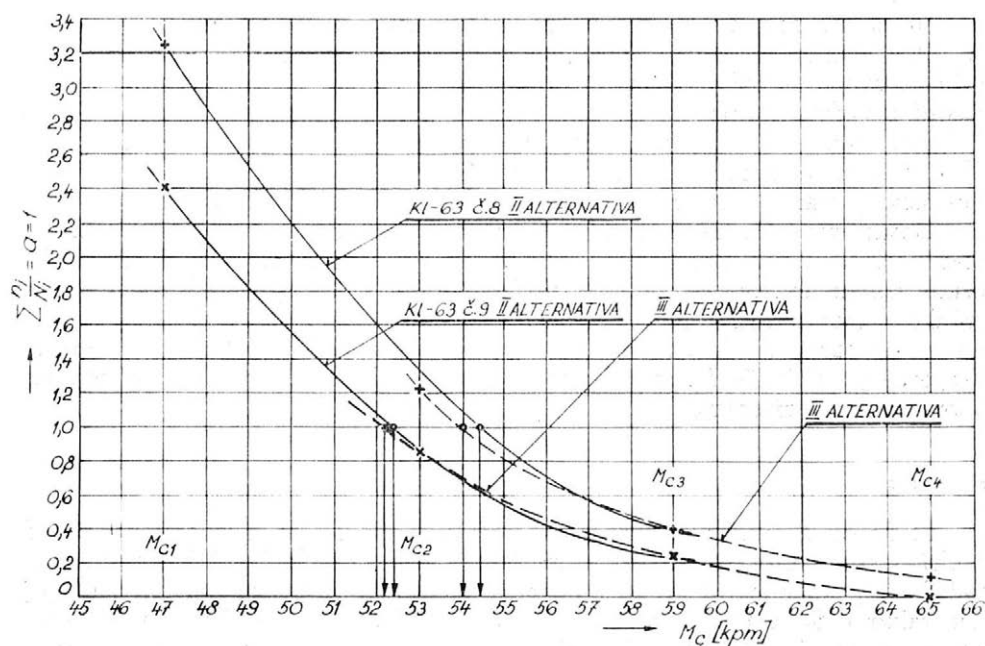
Zatížení stupně (kpm)	Počet cyklů 1 stupně n	Součet poškození podle křivky						Vzorek
		$M_{c1} = 47 \text{ kpm}$		$M_{c2} = 53 \text{ kpm}$		$M_{c3} = 59 \text{ kpm}$		
		N	n/N	N	n/N	N	n/N	
45	$2,5 \cdot 10^5$	∞	0,0000	∞		∞		Kl-63 č. 8
49	$2,5 \cdot 10^5$	$16,5 \cdot 10^5$	0,1515	∞		∞		
53	$2,5 \cdot 10^5$	$11,2 \cdot 10^5$	0,2232	$20,0 \cdot 10^5$	0,1250	∞		
57	$2,5 \cdot 10^5$	$7,6 \cdot 10^5$	0,3290	$14,0 \cdot 10^5$	0,1785	∞		
61	$2,5 \cdot 10^5$	$5,1 \cdot 10^5$	0,4900	$10,0 \cdot 10^5$	0,2500	$17,0 \cdot 10^5$	0,1470	
65	$2,5 \cdot 10^5$	$3,5 \cdot 10^5$	0,7150	$7,1 \cdot 10^5$	0,3520	$12,5 \cdot 10^5$	0,2000	
69	$0,04 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$	0,0167	$5,0 \cdot 10^5$	0,0080	$9,3 \cdot 10^5$	0,0043	
		$\Sigma = 1,9254$		$\Sigma = 0,9135$		$\Sigma = 0,3513$		
48	$2,0 \cdot 10^5$	$18,0 \cdot 10^5$	0,1110	∞		∞		Kl-63 č. 9
51	$2,0 \cdot 10^5$	$13,6 \cdot 10^5$	0,1470	∞		∞		
54	$2,0 \cdot 10^5$	$10,2 \cdot 10^5$	0,1960	$18,0 \cdot 10^5$	0,1110	∞		
57	$2,0 \cdot 10^5$	$7,6 \cdot 10^5$	0,2635	$14,0 \cdot 10^5$	0,1430	∞		
60	$2,0 \cdot 10^5$	$5,6 \cdot 10^5$	0,3580	$10,9 \cdot 10^5$	0,1835	$18,4 \cdot 10^5$	0,1090	
63	$1,97 \cdot 10^5$	$4,25 \cdot 10^5$	0,4640	$8,4 \cdot 10^5$	0,2350	$14,7 \cdot 10^5$	0,1340	
		$\Sigma = 1,5395$		$\Sigma = 0,6725$		$\Sigma = 0,2430$		

III. Druhá a třetí alternativa vyhodnocení

Zatížení stupně (kpm)	Počet cyklů 1 stupně n	Součet poškození podle křivky								Vzorek
		$M_{c1} = 47 \text{ kpm}$		$M_{c2} = 53 \text{ kpm}$		$M_{c3} = 59 \text{ kpm}$		$M_{c4} = 65 \text{ kpm}$		
		N	n/N	N	n/N	N	n/N	N	n/N	
45	$2,5 \cdot 10^5$	∞	0,0000	∞		∞		∞		Kl-63 č. 8
49	$2,5 \cdot 10^5$	$15,0 \cdot 10^5$	0,1667	∞		∞		∞		
53	$2,5 \cdot 10^5$	$8,8 \cdot 10^5$	0,284	$20,0 \cdot 10^5$	0,1250	∞		∞		
57	$2,5 \cdot 10^5$	$5,1 \cdot 10^5$	0,4900	$12,3 \cdot 10^5$	0,2030	∞		∞		
61	$2,5 \cdot 10^5$	$3,0 \cdot 10^5$	0,8340	$7,6 \cdot 10^5$	0,3290	$16,0 \cdot 10^5$	0,1560	∞		
65	$2,5 \cdot 10^5$	$1,7 \cdot 10^5$	1,4700	$4,6 \cdot 10^5$	0,5430	$10,3 \cdot 10^5$	0,2426	$20,0 \cdot 10^2$	0,1250	
69	$0,04 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^5$	0,0400	$2,8 \cdot 10^5$	0,0140	$6,6 \cdot 10^5$	0,0060	$13,8 \cdot 10^2$	0,0019	
		$\Sigma = 3,2847$		$\Sigma = 1,2140$		$\Sigma = 0,4046$		$\Sigma = 0,1269$		
48	$2,0 \cdot 10^5$	$17,5 \cdot 10^5$	0,1140	∞		∞		∞		Kl-63 č. 9
51	$2,0 \cdot 10^5$	$11,6 \cdot 10^5$	0,1730	∞		∞		∞		
54	$2,0 \cdot 10^5$	$7,7 \cdot 10^5$	0,2600	$18,0 \cdot 10^5$	0,1110	∞		∞		
57	$2,0 \cdot 10^5$	$5,1 \cdot 10^5$	0,3930	$12,2 \cdot 10^5$	0,1640	∞		∞		
60	$2,0 \cdot 10^5$	$3,4 \cdot 10^5$	0,5890	$8,6 \cdot 10^5$	0,2330	$17,8 \cdot 10^5$	0,1120	∞		
63	$1,97 \cdot 10^5$	$2,3 \cdot 10^5$	0,8600	$5,9 \cdot 10^5$	0,3400	$12,8 \cdot 10^5$	0,1565	∞		
		$\Sigma = 2,3890$		$\Sigma = 0,8480$		$\Sigma = 0,2685$		$\Sigma = 0,0000$		



10. Určení trvalé meze únavy kloubového hřídele KI-63 podle I. alternativy vyhodnocení únavových zkoušek



11. Určení trvalé meze únavy kloubového hřídele KI-63 podle II. a III. alternativy vyhodnocení únavových zkoušek

body součtu poškození s čarou jdoucí rovnoběžně s abscisou ve vzdálenosti $a = 1$ určuje hledanou hodnotu trvalé meze únavy kloubového hřídele v kpm. Takto byly určeny hodnoty trvalé meze únavy M_{co} , uvedené v tabulce IV.

IV. Hodnoty trvalé meze únavy M_{co}

Kloubový hřídel číslo	M_{co} (kpm)		
	při vyhodnocení podle zvolených Wöhlerových křivek s trvalou mezí únavy na hladině		
	47–53–59 kpm $m = 5,6$	47–53–59 kpm $m = 7,6$	53–59–65 kpm $m = 7,6$
8	52,35	54,4	54,0
9	50,45	52,4	52,2

Výsledky ukazují, že trvalá mez únavy vzorku, zjištěná Locatiho metodou, závisí méně na správnosti volby předpokládaných Wöhlerových křivek než na sklonu jejich levých částí. Zvolením dvou různých hodnot $m = 5,6$ a $m = 7,6$, lišících se vzhledem k prakticky možnému rozsahu ($m = 4$ až 12) o 25 %, přitom obdržíme výsledky odlišné pouze o 4 %. Nutno však vzít v úvahu, že se v daném případě při volbě pravděpodobných Wöhlerových křivek vycházelo z poznatků předcházejících únavových zkoušek na jedné hladině zatěžování. V jiných případech, kdy nebudou k dispozici podobné podklady, možno očekávat větší rozdíly.

Na první pohled je však zřejmé, že vyzkoušení šesti kloubových hřídelů na jedné hladině zatěžování dává méně informací než zkouška jednoho vzorku podle Locatiho metody (druhý vzorek měl význam pouze z hlediska poznání vlastní metody). Zatímco v prvním případě bylo při poměrně velkém rozptýlu výsledků možné učinit pouze závěr, že trvalá mez únavy kloubového hřídele Kl-63 je nad 50 kpm a níže než 66 kpm, výsledek jedné zkoušky podle Locatiho metody stanoví konkrétně polohu trvalé meze únavy vzorku.

Dosud však postrádáme údaje o provozní životnosti kloubového hřídele Kl-63, jehož výroba byla zahájena počátkem r. 1967. Shoda charakteru a okamžiku vzniku únavových poruch v provozu může v příštích letech osvětlit další stránku laboratorních zkoušek podle Locatiho, a to do jaké míry mohou být tyto zkoušky měřítkem životnosti strojů, nasazených v polních podmínkách. Nesporné je však, že Locatiho metoda je rychlá a dobře proveditelná běžnými laboratorními zařízeními.

Z A V Ě R

Statickou a únavovou pevnost kloubových hřídelů lze v laboratorních podmínkách dobře provést. Není-li zemědělský stroj ani kloubový hřídel vybaven pojistkou, je maximální krouticí moment přenášený hřídelem omezen jen spojkou traktoru. Součinitel jistoty spojky, podle výsledků řady měření krouticích momentů na zemědělských strojích, činí 2 až 3. Tedy maximální krouticí moment, který kloubový hřídel musí ještě přenést, odpovídá až trojnásobku momentu plynoucího z nominálního výkonu traktoru.

Požadovanou míru bezpečnosti hřídele vůči přetížení lze určit nejlépe měřeními na principu elektrických odporových snímačů. Při stanovení únavové pevnosti kloubového hřídele nutno vycházet ze spekter skutečných provozních zatížení (z oscilogramů) a jejich statistického zpracování, např. z křivky tříd-
ních četností, zobrazené v logaritmických souřadnicích do diagramu zatížení — cykly. Přepočtem podle některé z teorií o kumulaci únavového poškození lze za zvolených podmínek vypočítat ekvivalentní laboratorní zatížení ($M_{k\text{ ekv}}$). Tuto kmitavou složku ($\pm M_{k\text{ ekv}}$) možno při únavových zkouškách na jedné (stálé) hladině zatěžování použít přímo ke kontrole životnosti kloubového hřídele; podle toho, dojde-li ke vzniku únavové trhliny či naopak, lze usuzovat, že únavová pevnost hřídele je vyšší nebo nižší než požadováno. Vypočítaný ekvivalent lze též porovnat přímo s experimentálně určeným průběhem Wöhlerovy křivky hřídele (v diagramu cykly-zatížení).

V obou případech je však zapotřebí obvykle více než 6—8 vzorků. Takové zdlouhavé a nákladné zkoušky nejsou však vždy únosné. Proto se v další fázi přikročilo k experimentálnímu ověření únavové pevnosti kloubového hřídele téhož typu, a to podle Locatiho metody tzv. zkouškou jednoho vzorku. Výsledky ukazují, že únavová zkouška podle Locatiho metody je rychlá a běžnými laboratorními zařízeními dobře proveditelná. Dovoluje s dostatečnou přesností zkouškou pouze jednoho vzorku určit trvalou mez únavy kloubového hřídele.

Došlo dne 25. 6. 1968

Literatura

1. DAUBERTÈS —: Stanovení meze únavy metodou Locatiho. *Revue de Métallurgie*, 1958, 11. — 2. GOVORUCHIN, N.: Pevnostní a únavové zkoušky K1-63, K1-44. Zpráva VÚZS, 1966. — 3. GOVORUCHIN, N.: Tenzometrické měření kloubových hřídelů K1E-50. Zpráva VÚZS, 1967. — 4. SERENSEN, S. V.: Pročnost pri nestacionarných režimach nagruzki. 1961, Kyjev. — 5. ŠIMEK, V.: Určení meze únavy zkouškou jednoho vzorku. *Strojírenství*, 1964, 3. — 6. SOUCEK, Z.: Výzkum pevnosti kloubových hřídelů. Zpráva VÚZS, 1963.

Проверка прочности шарнирных валов ряда К 1 в лабораторных условиях

Статистическую и усталостную прочность шарнирных валов можно хорошо проверить в лабораторных условиях. Если сельскохозяйственная машина или шарнирный вал не снабжены предохранителем, то в таких случаях максимальный крутящий момент, передаваемый валом, ограничивается только муфтой сцепления трактора. Результаты ряда измерений крутящего момента у сельскохозяйственных машин указывают на то, что муфта сцепления трактора, как правило, срабатывает сейчас же, как только крутящий момент в 2—3 раза превысит свою величину, рассчитанную по номинальной мощности трактора.

Требуемую степень безопасности вала в отношении перегрузки можно лучше всего определить путем измерения, основанного на принципе применения электрических датчиков сопротивления. При определении усталостной прочности шарнирного вала необходимо исходить из спектров фактической эксплуатационной нагрузки (из осциллограмм) и их статистической обработки, как например, из кривой распределения классов, изображенной на логарифмических координатах в виде графика «нагрузка-циклы». Путем пересчета при помощи одной из теорий накопления усталостного повреждения можно при принятых условиях определить величину эквивалентной лабораторной нагрузки ($M_{k\text{ экв}}$). Эта переменная нагрузка ($\pm K_{k\text{ экв}}$) в процессе стационарных усталостных испытаний может быть использована непосредственно для проверки долговечности (срока службы) шарнирного вала. В зависимости от того, наблюдается ли возникновение усталостной трещины или нет, можно судить о том, насколько усталостная прочность вала выше или ниже расчетной. Вычисленный эквивалент можно также прямо сопоставить с экспериментальным путем установленным ходом кривой вала по Велеру (на графике «цикл — нагрузка»).

Однако в обоих упомянутых случаях для этого обычно требуется от 6 до 8 проб; такие длительные и дорогостоящие испытания не всегда осуществимы. Поэтому на сле-

дующем этапе было решено осуществить проверку усталостной прочности шарнирного вала того же типа по методу Локати путем испытания одной пробы. Полученные результаты показали, что усталостное испытание по методу Локати отличается своей экспедитивностью и легкостью осуществления в обычных лабораторных условиях, позволяя при этом довольно точно определить постоянный предел усталости шарнирного вала путем испытания только одного образца (пробы).

Überprüfung der Festigkeit von Gelenkwellen der Reihe K1 in Laborbedingungen

Die statische und Ermüdungsfestigkeit von Gelenkwellen kann in Laborbedingungen gut überprüft werden. Ist die Landmaschine oder Gelenkwelle mit keiner Rutschkupplung ausgerüstet, so ist das höchste Drehmoment nur durch die Fahrkupplung des Schleppers begrenzt. Der Kupplungssicherheitsbeiwert, anhand der Ergebnisse einer Reihe von Drehmomentmessungen an Landmaschinen, beträgt 2 bis 3. Folglich das höchste durch die Gelenkwelle noch zu übertragende Drehmoment entspricht bis dem Dreifachen des sich aus der Schleppernennleistung ergebenden Momentes.

Das Sollmaß der Überlastungssicherheit der Gelenkwelle kann am besten durch eine Messung auf dem Prinzipie von elektrischen Widerstandsgebern ermittelt werden. Für die Festlegung der Ermüdungsfestigkeit der Gelenkwelle muß man von den Spektren der tatsächlichen Betriebsbelastungen (von Oszillogrammen) und von deren statistischer Bearbeitung, beispielsweise von der in logarithmischen Koordinaten im Schaubild Belastung-Zyklen dargestellten Kurve der Klassenhäufigkeiten ausgehen. Durch Umrechnung gemäß einer der Theorien über die Speicherung der Ermüdungsbeschädigung kann unter gewählten Bedingungen eine gleichwertige Laborbelastung ($M_{k\text{ ekv}}$) errechnet werden. Diese Schwingungskomponente ($\pm M_{k\text{ ekv}}$) kann bei Ermüdungsprüfungen auf einem (ständigen) Belastungsniveau unmittelbar zur Lebensdauerkontrolle angewendet werden; je nachdem, ob ein Ermüdungsriß vorkommt oder nicht ist darauf zu schließen, daß die Ermüdungsfestigkeit der Welle höher oder niedriger als gefordert ist. Das errechnete Äquivalent kann auch direkt mit versuchsweise ermitteltem Verlaufe der Wöhlerschen Wellenkurve (im Diagramm Zyklen—Belastung verglichen werden).

In beiden Fällen sind jedoch gewöhnlich mehr als 6—8 Proben erforderlich. Solche zeit- und kostenaufwendige Prüfungen sind allerdings nicht immer vertretbar. Es wurde daher in weiterer Phase eine versuchsweise Überprüfung der Ermüdungsfestigkeit einer Gelenkwelle desselben Types, und zwar nach der Locati-Methode der s. g. Einmusterprüfung. Ergebnisse lassen erkennen, daß die Ermüdungsprüfung nach der Locati-Methode schnell und mit gebräuchlichen Laboreinrichtungen gut durchzuführen ist. Sie gestattet durch eine Einmusterprüfung die Dauerfestigkeit der Gelenkwelle mit ausreichender Genauigkeit zu bestimmen.

Adresa autora:

Ing. Nikolaj G o v o r u c h i n, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

■ Stoupající požadavky na konstrukci a technologii nových výrobků vyžadují od všech technických oborů stále modernější prostředky na jejich vývoj. Týká se to i vývoje výrobků a zařízení zemědělského strojírenství, které se musí opírat o dobré teoretické znalosti a experimentální podklady.

Protože měřením jednotlivých dílů i celých zemědělských strojů, prováděným ve VÚZS, se získává velké množství podkladů k řešení stále složitějších zemědělských mechanizačních prostředků, je zřejmé, že v první řadě je třeba věnovat velkou pozornost moderní měřicí technice. Aplikace této měřicí techniky při výzkumu zemědělských strojů zrychlí a zkvalitní průběh výzkumných a vývojových prací na zemědělských strojích.

Nejrozšířenější metodou k získávání podkladů k pevnostním, energetickým a dalším výpočtům na zemědělských strojích je ve VÚZS metoda měření na principu elektrických odporových tenzometrů. Elektrický signál z obvodu tenzometrického snímače, vyvolaný určitým stavem měřené součásti, se zesiluje a vede k zapisovacímu zařízení.

Kromě záznamu průběhu signálu se sledují vzájemné souvislosti a změny většího počtu současně měřených veličin a velmi často se požaduje i zjištění střední hodnoty některých měřených veličin v určitém časovém intervalu.

Střední hodnota se získává planimetrováním záznamu, nebo též použitím tzv. pořadnicového způsobu. Oba tyto způsoby jsou však při větších délkách záznamu velmi zdlouhavé, málo přesné a pracné. Kromě nepřesností vznikajících použitím těchto vyhodnocovacích metod je dalším zdrojem nepřesností již sama tloušťka čáry na oscilogramu.

Z těchto důvodů je pro získání střední hodnoty měřené veličiny proto výhodné použít takové zařízení, které by samočinně již během měření tuto střední hodnotu určovalo a současně registrovalo.

Automatické zařízení, které může tento úkol plnit, je určitým druhem stroje na zpracování informací a nazývá se elektrický integrátor.

Hlavní použitá označení

C	— kapacita
f	— frekvence
I, i	— proud
K	— konstanta
K_i	— integrační konstanta
t	— čas
U, u	— napětí

τ	— časová konstanta
R_g	— vnitřní odpor galvanoměru
P_2	— výkon

1. KONCEPCE ŘEŠENÍ A POŽADAVKY NA SESTROJENÍ ELEKTRICKÉHO INTEGRÁTORU

Cílem řešení bylo sestavení jednoúčelového počítače, který by byl schopen pracovat v přímé návaznosti na dosavadní zařízení měřicího vozu a umožňoval integraci přímo při tenzometrickém měření. Od vlastního vývoje a návrhu některých částí počítačového zařízení (např. počítačového zesilovače, zdroje obdélníků) bylo upuštěno, protože vyvíjení těchto některých speciálních jednotek ve VÚZS by bylo zdlouhavé a značně nákladné.

Koncepce řešení integrátoru byla proto zaměřena na možné využití modulových jednotek n. p. Aritma, kterých se používá pro výrobu analogových tranzistorových počítačů Meda. Charakteristickou vlastností těchto typizovaných jednotek je jejich stavebnicové řešení, umožňující volbou a seskupením jednotek jejich přizpůsobení individuálním požadavkům při stavbě jednoúčelových analogových počítačů, speciálních měřicích přístrojů, automatizačních zařízení apod. Důležité ovšem je, aby technických parametrů jednotek bylo správně a účelně využito. Pak (v tomto případě) použití těchto jednotek při konstrukci jednoúčelových počítačů přináší jednak řešitelům velké časové i finanční úspory a na druhé straně se ekonomicky zvyšuje sériovost výroby typizovaných jednotek n. p. Aritma.

Při požadované současné integraci čtyř nezávisle měřených veličin byl počítač konstruován tak, aby jeho vstupní část mohla navázat na výstupní signál z tenzometrického zesilovače TDA-3 o vnitřním odporu cca 20 Ω a o elektromotorické síle asi 100 až 150 mV při plném využití rozsahu.

Maximální proudová výchylka na výstupu integrátoru je asi ± 15 mA, přičemž chyba při integraci nepřesahuje 1 %. Při jmenovité výchylce aparatur TDA-3 (tj. 100–150 mV) lze přepínáním vstupní citlivosti měnit v šesti rozsazích dobu integrace od 1 s do 80 s. Provoz integrátoru je možný ze sítě 220 V nebo z baterií 12 V.

Koncepce integrátoru umožňuje, aby z výstupního registrovaného průběhu bylo možno v kterémkoliv požadovaném úseku zjistit střední hodnotu. Při registraci integrálu měřené veličiny smyčkovým oscilografem je možná paralelní registrace skutečného průběhu, aniž je tento průběh integrátorem nějak ovlivňován. Spuštěním integrace lze současně dálkově sepnout posuv papíru v oscilografu.

Integrátor snáší otřesy běžné v měřicím voze a jeho rozměry byly voleny tak, že jej lze umístit v panelu zesilovačů TDA-3 v měřicím voze.

2. ANALOGOVÉ ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU

Při měření mechanických veličin změnou odporu tenzometru (vlivem deformace) se vzniklé napětí zpracovává elektronickými přístroji a je registrováno na oscilografický papír. Další obvyklé zpracování a vyhodnocení oscilografických záznamů je manuální nebo poloautomatické na vyhodnocovacím zařízení Oscar fy Benson Lehner.

Při přímém vyhodnocování a zpracování naměřených hodnot se však vyskytují matematické operace, které příslušný pracovník musí s měřenými sig-

nály provádět a které jsou velmi zdlouhavé a závislé mimojiné též na pečlivosti zpracování.

Vzhledem k tomu, že měřené signály jsou v tomto případě vždy ve formě napětí nebo proudu, je výhodné tyto měřené signály již zpracovávat elektrickými obvody na požadovaný tvar či funkční závislost a takto zpracované zaznamenávat na oscilografický papír s event. současnou registrací původního skutečného průběhu. V principu jde o využití tzv. počítačích zesilovačů, u kterých lze vřazením různých elektrických obvodů do zpětné vazby měnit jejich funkci a provádět tak různé matematické operace, jako např. mocnění, integraci, násobení konstantou atp.

3. PRINCIP INTEGRACE

Navržené zařízení — integrátor, uskutečňuje využitím uváděných vlastností elektrických obvodů a zesilovače měření středních hodnot mechanických veličin.

Elektrické obvody, které zpracovávají měřené signály, mohou být pasívní nebo aktivní, s lineární nebo nelineární proměnnou funkcí.

Základním obvodem pro integraci napětového průběhu je elektrický pasívní obvod RC , jak je uvedeno na obrázku 1.

Pro napětí na kondenzátoru platí obecný vztah

$$u = \frac{1}{c} \int i \, dt$$

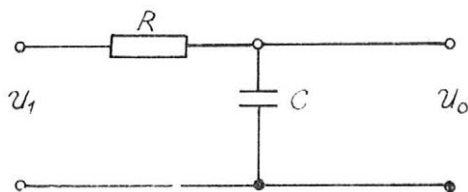
Přivedeme-li napětí $u_{1(t)}$ na svorky obvodu, a pokud je napětí $u_{o(t)}$ podstatně menší než $u_{1(t)}$, je odpor R v sérii se zdrojem $u_{1(t)}$ pro kondenzátor zdrojem proudu

$$\frac{u_{1(t)}}{R}$$

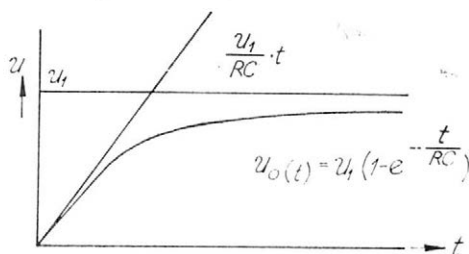
přičemž platí

$$u_{o(t)} = \frac{1}{RC} \int u_{1(t)} \, dt$$

Předpokládejme, že $u_{1(t)}$ je dáno skokovou funkcí podle obrázku 2.



1. RC článek pro integraci



2. Odezva RC článku na skokovou funkci u_1

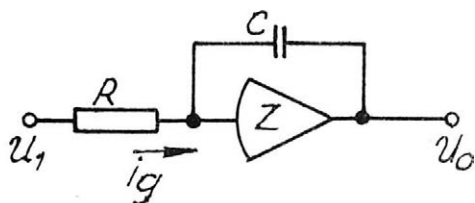
Integrálem ke skokové funkci je lineárně rostoucí napětí se směrnici $\frac{u_1}{RC}$.

Vlivem napětí na kondenzátoru, které působí proti vstupnímu napětí, rychlost narůstání klesá a průběh se od ideálního odchyľuje. Skutečný průběh probíhá podle exponenciály:

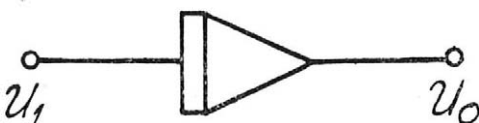
$$u_{o(t)} = u_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{RC}} \right)$$

Z předcházejícího děje je tedy zřejmé, že lze použít oblast jenom blízko počátku.

Vzniká tedy u integračního RC obvodu určitý nepříznivý vliv napětí na kapacitě, který má za následek, že obvod správně integruje jen do určité malé amplitudy výstupního napětí, pokud odchylka mezi skutečným a ideálním průběhem výstupního napětí nepřestoupí hodnotu dovolené chyby integrace. Je proto nutné volit impedanci výstupního členu malou, tzn. kondenzátor s velkou kapacitou. Pro vyrovnání útlumu, který užitý pasivní RC článek má, používá se zesilovače. Integrátor se tedy v principu skládá ze stejnosměrného zesilovače Z s velkým zesílením a automatickou kompenzací driftu, ze vstupního odporu R a zpětnovazebního kondenzátoru C, které jsou zapojeny podle obrázků 3 a 4.



3. Základní zapojení integrátoru



4. Schematická značka integrátoru

Chyby vznikající při integraci, jako např. vlivem dielektrické absorpce kondenzátoru nebo vlivem zesílení či driftu a frekvenčních vlastností zesilovače, jsou při použití počítačového zesilovače a speciálního polystyrenového kondenzátoru velmi nepatrné a proti námi požadované přesnosti zcela zanedbatelné. Bude proto tedy v tomto článku vynechán rozbor vlastností a chyb zesilovače při integraci. Počítačový zesilovač patří svou konstrukcí k nejnáročnějším a elektronickým obvodům a požadavky, které mají splňovat, jsou již v mnoha případech na hranici realizovatelnosti. Návrh a rozbor vlastností počítačových zesilovačů je teoreticky zpracován v literatuře [6, 10].

Předpokládáme-li ideální zesilovač (zesílení $A = -\infty$, drift $u_D = 0$ a vstupní proud $i_g = 0$), je výstupní napětí integrátoru

$$u_o = -K \int_0^{t_1} u_1 dt$$

úměrné časovému integrálu vstupního napětí u_1 . Konstantou úměrnosti je zesílení integrátoru K, definované vztahem

$$K = \frac{1}{RC} = \frac{1}{\tau}$$

Zesílení integrátoru K závisí na velikosti vstupního odporu R a kondenzátoru C , přesněji řečeno na časové konstantě $\tau = R \cdot C$. Měření velikosti zesílení integrátoru můžeme podle nejjednodušší metody zjistit tak, že na vstup integrátoru přivedeme stálé napětí u_1 známé velikosti a po uplynutí doby t změříme výstupní napětí u_0 . Zesílení integrátoru vypočteme potom ze vztahu

$$K = \frac{u_0}{u_1 \cdot t}$$

4. POUŽITÉ JEDNOTKY PRO KONSTRUKCI INTEGRÁTORU

Pro sestavení tohoto jednoúčelového počítače bylo použito těchto jednotek:

a) Kontrolní a ovládací jednotka

V této jednotce jsou soustředěny všechny kontrolní a ovládací prvky integrátoru. Jsou tam umístěny svorky jednotlivých kanálů, přepínače vstupních citlivostí, přesné odpory a polystyrénové kondenzátory, přepínač na volbu pracovního režimu, indikační miliampérmetry pro sledování průběhu integrace, ochrana oscilografických smyček proti přetížení současně se žárovkovou signalizací přetížení kanálů integrátoru, zásuvka dálkového spouštění smyčkového oscilografu, tranzistorový střídač pro provoz z baterií, filtrační kondenzátory, pojistky a další součásti.

b) Napájecí jednotka TN-1

Tato jednotka je jednofázový usměrňovač, který dodává stejnosměrné napětí pro tranzistorové stabilizátory TS-12/Z a TS-14/Z.

c) Napájecí stabilizátory TS-12/Z a TS-14/Z

V těchto jednotkách jsou tranzistorové stabilizátory stejnosměrných napětí charakterizovány vysokým činitelem stabilizace s nízkým výstupním odporem.

d) Napájecí jednotka TSQ-1

Jde o zdroj obdélníkových napětí 120 Hz, která jsou určena pro napájení vibračních modulátorů a tranzistorových demodulátorů stejnosměrných počítačích zesilovačů.

e) Počítací jednotka TZP-1

Tato jednotka se skládá ze dvou stejnosměrných zesilovačů s automatickou kompenzací driftu. Každý zesilovač se skládá z přímovězaného širokopásmového zesilovače a z pomocného korekčního bezdriftového zesilovače, který je řešen jako střídavý zesilovač s mechanickým modulátorem na vstupu a s tranzistorovým demodulátorem na výstupu. Rozsah výstupního napětí je 9 ± 10 V, maximální hodnota výstupního proudu ± 25 mA, minimální zatěžovací odpor 400 Ω .

Jednotky integrátoru jsou sestaveny s ohledem na dodržení některých zásad důležitých pro vzájemné propojení jednotek a s ohledem na obsluhu v měřicím voze. Jejich vzájemné umístění je znázorněno na obrázku 5.

TS-4/ 12	TS-12/ 12	TN-1	TSQ-1	TZP-1	TZP-1	OVĚŘOVACÍ KONTROLNÍ JEDNOTKA
-------------	--------------	------	-------	-------	-------	------------------------------------

5. Uspořádání jednotek integrátoru

5. PROVEDENÍ VSTUPNÍ, VÝSTUPNÍ A NAPÁJECÍ ČÁSTI INTEGRÁTORU

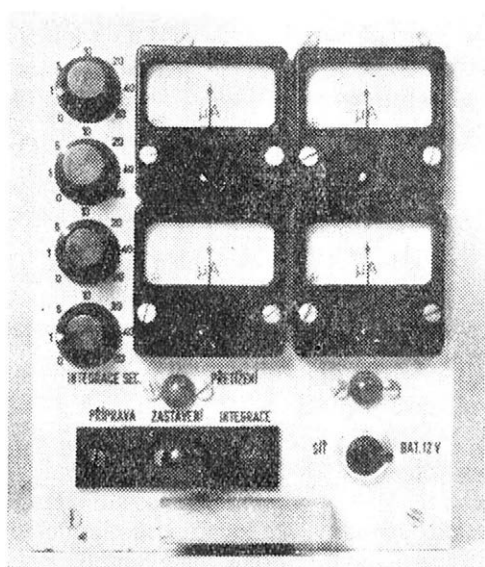
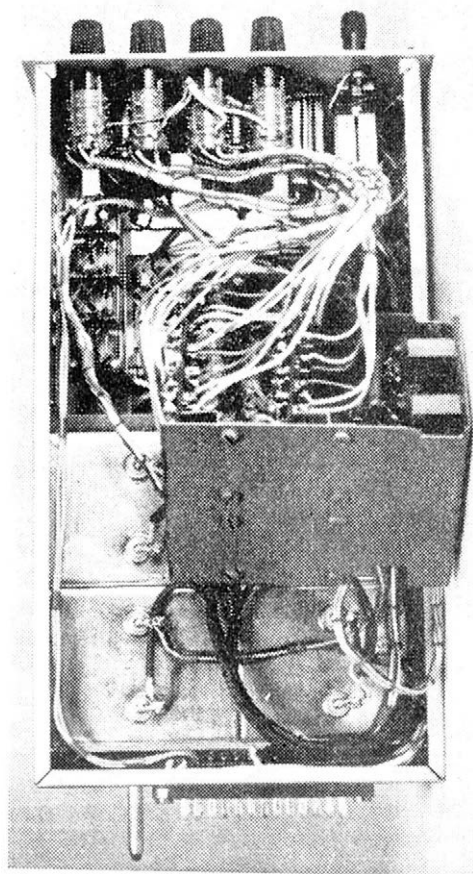
Vstupní část integrátoru je soustředěna do kontrolní a ovládací jednotky (obr. 6 a 7). Signál z aparatury TDA-3 je přes vstupní svorky veden na upravený jednopólový sedmipólový přepínač GAK, který spíná přes odpory jednotlivé rozsahy integrace. Dále je signál veden na třípólový telefonní klíč, kterým se současně spínají pracovní režimy čtyř měřicích kanálů, a to: „příprava“, „zastavení“ a „integrace“.

V poloze „příprava“ je ve zpětnovazební větvi zapojen tlumicí odpor, který je nutný pro počáteční znulování zesilovače a pro vybíjení zpětnovazební kondenzátoru.

V poloze „zastavení“ lze, je-li třeba, podržet výstupní napětí po skončení integrace na změřené hodnotě.

Poloha „integrace“ připojuje měřený signál na vstup počítačového zesilovače a na zpětnovazební kapacitu.

V poloze „integrace“ se péroovým svazkem telefonního klíče spouští též posuv papíru smyčkového oscilografu, pokud jsou vzájemně propojeny zásuvky integrátoru a smyčkového oscilografu.



7. Kontrolní a ovládací jednotka — přední panel

6. Kontrolní a ovládací jednotka — uvnitř

Před každým měřením (telef. klíč v poloze „příprava“) bude vždy náboj kondenzátoru vybit, čili počáteční podmínky pro každé měření budou nulové.

Pro počáteční nulové napětí na kondenzátoru a pro konstantní vstupní napětí bude vstupní napětí

$$u_o = -\frac{u_1}{RC_o} \cdot t = -u_1 \cdot K_i \cdot t$$

kde: K_i — integrační konstanta

Změnu doby integrace pro vstupní, různě velké měřené veličiny provedeme přepínáním hodnot vstupních odporů.

Využijeme-li výstupního napětí u_o zesilovačů TZP-1 do 8–9 V a uvažujeme-li výstupní napětí aparatur TDA-3 $u_1 \sim 100$ mV, pak po zvolení doby integrace v rozsazích 0–1–5–10–20–40–80 s lze vypočítat potřebnou velikost vstupního odporu

$$R = \frac{1}{C_o \cdot K_i}$$

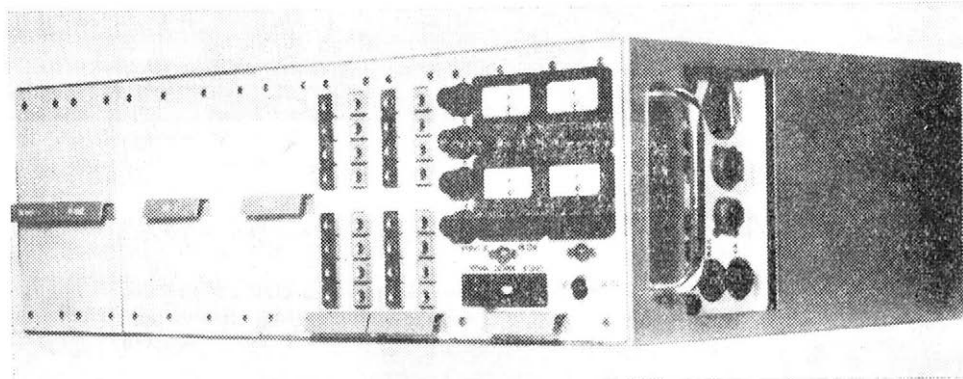
Pro vstupní děliče se použilo přesných stabilních odporů ve skleněné trubce typu TR 121 a TR 122, které byly doladěny na požadovanou hodnotu za použití Wheatstonova odporového můstku typu MLG a s přesností 0,1 %.

Výstupní část integrátoru je rovněž umístěna v kontrolní a ovládací jednotce (obr. 6 a 7). Výstupní, zpracovaný signál po integraci je stejně jako měřený skutečný signál zaznamenáván smyčkou na oscilografický papír.

Výstup integrátoru je upraven tak, že hodnoty výstupních proudů jednotlivých kanálů lze vizuálně sledovat na miliampérech typu DHR-3 s upravenými rozsahy do ± 15 mA, umístěných na panelu kontrolní a ovládací jednotky. Po dosažení této hodnoty výstupního proudu kterýmkoliv měřicím kanálem rozsvítí se na panelu červená kontrola „přetížení“.

V principu je signalizace přetížení provedena pomocí miniaturních polarizovaných relé RD 11 a Zennerových diod.

Napájení integrátoru je možné ze sítě 220 V (z elektrocentrály) nebo z baterie 12 V. Při použití baterií jsou jednotky integrátoru napájeny z vestavěného tranzistorového střídače.



8. Pohled na celkové provedení elektrického integrátoru

Zhotovená skříň integrátoru umožňuje výměnné zasouvání jednotek, jejichž vzájemná nezáměnnost a bezpečná zasunutí jsou zajištěny pomocí naváděcích kolíků.

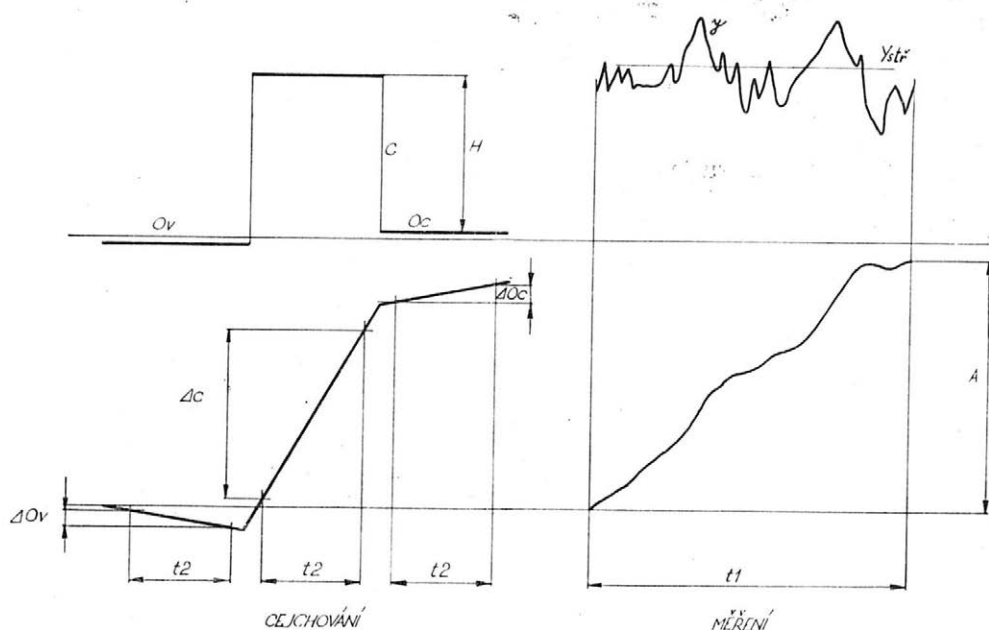
Pohled na celkové uspořádání zhotoveného integrátoru je na obrázku 8.

6. MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ STŘEDNÍ HODNOTY ZE ZÁZNAMU

Po přípravě integrátoru k měření je pro vyhodnocení střední hodnoty nutno integrátor před nebo po vlastním měření ocejchovat (různá citlivost použitých tenzometrických zesilovačů a oscilografických smyček apod.).

Cejchování se provádí pomocí cejchovního napětí z tenzometrického zesilovače TDA-3, které je úměrně známé konstantní velikosti mechanické veličiny. Při cejchování integrátoru se vyskytnou často případy, že tenzometrické zesilovače nebudou mít po stisknutí tlačítka „cejch 0“ na výstupu nulové napětí a také pokaždé nebude přesně nulové napětí po vyvážení zesilovačů se snímači. Mimo integraci „cejchu“ (C) je tedy při cejchování integrátoru nutno provést též integraci „cejchu 0“ (O_c) a nulového vyvážení zesilovače (O_v), a to nejlépe ve stejných časových úsecích (t_2).

Pokud měříme na vyšších rozsazích doby integrace, je výhodnější cejchování integrátoru na nižším rozsahu doby integrace, např. na rozsahu 5 (úspora papíru a času). Ve výpočtu střední hodnoty (Y střed) musíme uvažovat poměr p integračních dob použitých rozsahů pro cejchování a vlastní měření. Stanovení střední hodnoty ze záznamu po ocejchování integrátoru je patrné z obrázku 9. Střední hodnota, jejíž velikost je v měřítku vstupní veličiny H , se vypočte:



9. Vyhodnocení střední hodnoty ze záznamu po cejchování a měření

$$Y_{střed} = \frac{\left(A + \Delta 0_v \cdot p \cdot \frac{t_1}{t_2} \right) \cdot H}{(\Delta C - \Delta 0_c) \cdot p \cdot \frac{t_1}{t_2}}$$

kde: A — odměřená velikost integrálu měřené veličiny v časovém úseku t_1
 $\Delta 0_v$ — odměřená velikost integrálu vyvážení snímače v časovém úseku t_2
 ΔC — odměřená velikost integrálu cejchu v časovém úseku t_2
 $\Delta 0_c$ — odměřená velikost integrálu cejchu nula v časovém úseku t_2
 t_1 — počet časových značek v časovém úseku při odečtu integrálu měřené veličiny
 t_2 — počet časových značek v časovém úseku při odečtu integrálu cejchu
 p — poměr rozsahu integrace při cejchu k rozsahu integrace při měření
 H — hodnota cejchu v jednotkách měřené veličiny
 $Y_{střed}$ — střední hodnota měřené veličiny v časovém úseku t_1 v jednotkách měřené veličiny

Při opačném smyslu výchylek 0_v a 0_c , než je uvedeno v obrázku 9, mění se ve vzorci pro výpočet střední hodnoty znaménka.

7. ZÁVĚR

Navržené a zhotovené integrační zařízení, umožňující měření středních hodnot mechanických veličin současně na čtyřech místech, zrychluje práce při měření a zejména je tímto způsobem odstraněna dosavadní velmi zdlouhavá a namáhavá práce při vyhodnocování záznamů. Další zpracování oscilografických záznamů středních hodnot měřených integrátorem se výhodně provede na vyhodnocovacím zařízení Oscar. Na tomto poloautomatickém zařízení, určeném pro analýzu grafických záznamů, se tak získané hodnoty přenesou na tato další zaznamová zařízení: elektrický psací stroj, kalkulační stroj, nebo na páskovou děrovačku. Děrná páska může pak být zavedením do číslicového počítače použita pro další potřebné zpracování. Toto výhodně zpracování záznamů je umožněno zvolenou koncepcí integrátoru, která umožňuje určení střední hodnoty z libovolně zvoleného časového úseku záznamu.

Zhotovený integrátor navazuje na speciální zařízení používané ve VÚZS a jeho použití znamená využívání nejnovějších měřicích metod i přístrojové techniky při výzkumných pracích na zemědělských strojích.

Došlo dne 25. 6. 1968

Literatura

1. ČERMÁK, J. - NAVRÁTIL, J.: Tranzistorová technika. SNTL, Praha 1967. —
2. FIBICH, Z. - HORNA, O. - ŠMAHA, J.: Zenerovy diody. SNTL, Praha 1966. —
3. KABEŠ, K.: Návod k použití typizovaných modulových jednotek AAT v jednoúčelových zařízeních. Aritma, Praha 1966. —
4. KUZMĚNKO, M. I. - SIVAKOV, A. R.: Tranzistorové měniče. SNTL, Praha 1965. —
5. MIRTES, B.: Stejnoseměrné zesilovače. SNTL, Praha 1965. —
6. NENADÁL, Z. - MIRTES, B.: Analogové počítače. SNTL, Praha 1962. —
7. Polovodičové prvky Tesla. Teslo Rožnov, n. p., 1967. —
8. Příruční katalog elektronek Tesla. Tesla Rožnov, n. p., 1964-65. —
9. Technický popis a návod k obsluze diferenciálního analyzátoru MEDA 40 T. Aritma. —
10. VALENTA, J. - ŠKVOR, V. - KOTVA, M.: Programování a řešení úloh na tranzistorových analogových počítačích. Aritma, Bratislava 1966.

Определение средних механических величин на сельскохозяйственных машинах при помощи электрического интегратора конструкции Научно-исследовательского института сельскохозяйственных машин

Описываемая конструкция интегрирующего устройства позволяет осуществлять измерения средних механических величин одновременно в четырех пунктах, способствует ускоренному проведению определений и, в частности, устранению длительной и трудоемкой

работы, связанной с обработкой полученных данных. Дальнейшая обработка осциллографических записей средних величин, замеренных интегратором, осуществляется при помощи устройства ОСКАР. Это полуавтоматическое устройство, предназначенное для анализа графических записей, передает полученные результаты дальнейшим записывающим устройствам: электрической пишущей машинке, арифмометру или ленточной перфомашиной. Перфоленты могут быть потом использованы для их дальнейшей обработки на электронно-вычислительной машине. Принятая концепция интегратора позволяет рационально обработать полученные записи и определить среднюю величину на любом отрезке времени записи.

Конструкция интегратора исходит из специального устройства, применяемого в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин в Праге. Его внедрение позволит использовать новейшие методы измерения и техники применения приборов в процессе исследовательских работ в области сельскохозяйственных машин.

Messung der Mittelwerte von mechanischen Größen an Landmaschinen mittels eines im Forschungsinstitut für Landmaschinen Chodov gebauten elektrischen Integrators

Die entworfene und hergestellte Integriereinrichtung, die die Messung der Mittelwerte von mechanischen Größen gleichzeitig auf vier Stellen gestattet, beschleunigt Meßarbeiten und schafft besonders auf diesem Wege die bisherige Zeit- und Arbeitsaufwendigkeit bei der Auswertung von Aufzeichnungen aus der Welt. Eine weitere Bearbeitung der durch den Integrator gemessenen oszillographischen Aufzeichnungen der Mittelwerte erfolgt vorzugsweise auf der Auswertungseinrichtung Oscar. Auf dieser halbautomatischen Anlage, die zur Analyse von graphischen Aufzeichnungen bestimmt ist, werden dann erzielte Werte an folgende Aufzeichnungsanlage übertragen: elektrische Schreibmaschine, Kalkulationsmaschine, oder Lochstreifengerät. Lochstreifen können dann vor Einführung in den Digitalrechner für erforderliche Nachbearbeitung benützt werden. Diese vorteilhafte Bearbeitung von Aufzeichnungen ist durch die gewählte Konzeption des Integrators gestattet, die die Bestimmung eines Mittelwertes von dem beliebig gewählten Zeitabschnittes der Aufzeichnung ermöglicht.

Der hergestellte Integrator schließt an die im Forschungsinstitut gebräuchlichen Spezialanlagen an und dessen Einsatz bedeutet die Anwendung von neuesten Meßmethoden und Gerätetechnik bei den an Landmaschinen vorzunehmenden Forschungsarbeiten.

Adresa autora:

Josef Š i m a n d l, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

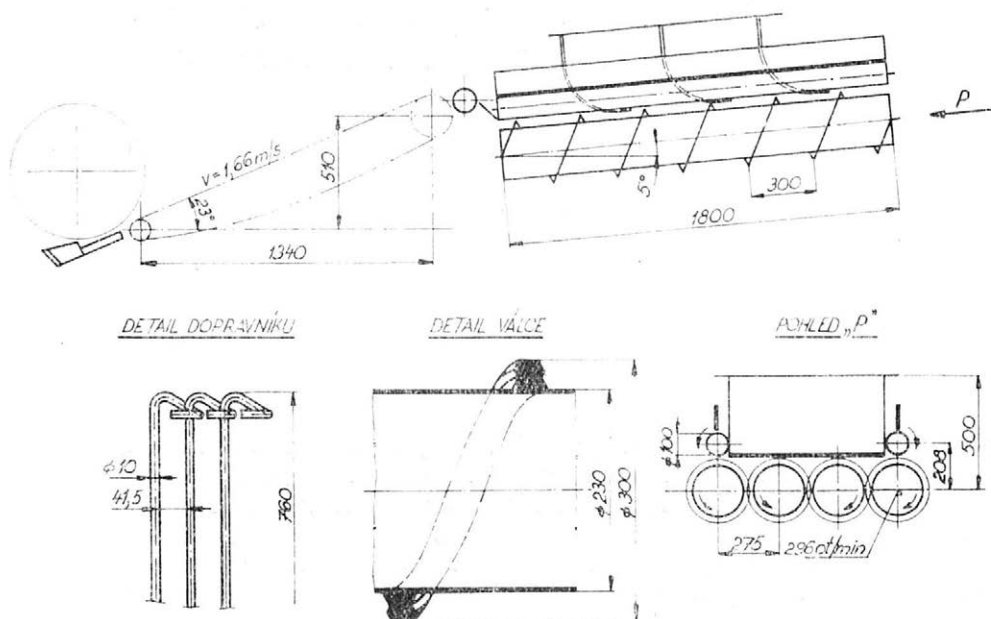
■ V minulých letech probíhal ve VÚZS výzkum čisticích zařízení sklízečů cukrovky s cílem získat věrohodné podklady pro nové jejich konstrukce. Kromě kvalitativních ukazatelů jsou pro konstruktéra i uživatele důležité též energetické nároky čisticích zařízení, jimž je věnováno toto pojednání. Byly zkoumány energetické poměry tří vybraných typů válcových čisticích zařízení a článkového prutového dopravníku, používaného k částečnému prosévání materiálu a jeho dopravě od vyorávacích orgánů k vlastním čisticím zařízením; doplňkově se sledovaly též odlučovací účinky válcových čisticích zařízení. Výzkumné práce probíhaly v přirozených polních podmínkách pomocí zkušební stolice tažené traktorem. K měření krouticího momentu pro pohon čisticích zařízení a otáček hnacích hřídelů se použilo speciálního torzního dynamometru na principu odporových tenzometrů a indukčního snímače otáček. Průběhy krouticích momentů a značky otáček se registrovaly smyčkovým oscilografem, umístěným spolu s tenzometrickým zesilovačem a pomocnou aparaturou v měřicím voze VÚZS, který pojížděl vedle zkušební stolice.

1. ZKOUMANÁ ČISTICÍ ZAŘÍZENÍ

Pro výzkum válcových čisticích zařízení byla ve VÚZS zkonstruována speciální zkušební stolice, tažená a poháněná traktorem, která sklízela řepu ze dvou řádků současně. Její uspořádání s čisticím zařízením typu A je schematicky znázorněno na obrázku 1. Byla opatřena vyorávacími radlicemi s negativním úhlem čepele; vyoraný materiál byl odbírán a částečně proséván prutovým článkovým dopravníkem běžného provedení a přes podávací válec a skluz dopravován do válcových čisticích zařízení, která byla výměnná.

Čisticí zařízení typu A (obr. 1 a 2) se skládá ze čtyř ocelových válců s pryžovým profilem navinutým ve šroubovici, dvou krajních hladkých válců a tří příčných pryžových hradítek, umístěných za sebou a přitlačovaných na válce listovými pružinami. Materiál vstupuje v podélném směru, přičemž osy válců jsou od vodorovné roviny odkloněny o 5° proti směru pohybu materiálu. Otáčky všech válců jsou stejné.

Čisticí zařízení typu B (obr. 3 a 4) má čtyři ocelové válce malého průměru, přičemž na dvou vnitřních je navinuta šroubovice z oceli kruhového průřezu: stoupání šroubovic je rozdílné a odpovídá nestejným otáčkám obou válců.

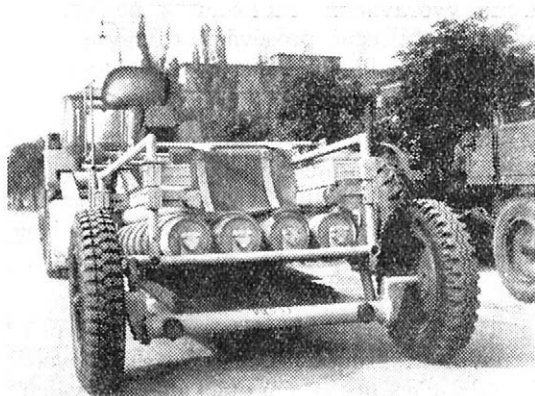


1. Schematické uspořádání zkušební stolice s článkovým prutovým dopravníkem a čistícím zařízením typu A. Jmenovité otáčky hnacího hřídele dopravníku jsou 185 ot/min, hnacího hřídele čistícího zařízení typu A pak 296 ot/min.

Krajní hladké válce spolu s bočnicemi se mohou vychylovat, což usnadňuje vynášení kamenů i jiných pevných předmětů. Válce jsou vodorovné a kolmé na směr vstupu materiálu, který probíhá v délce 760 mm od jejich konce. Délka válců (1800 mm) je stejná jako u ostatních zařízení.

U zařízení typu C (obr. 5 a 6) je použito dvou válců stejných rozměrů i provedení jako u typu A, mezi které je vložen hladký válec stejného průměru. Válce jsou vodorovné, přičemž vstup materiálu je proveden stejným způsobem jako u zařízení B. Otáčky všech válců jsou stejné.

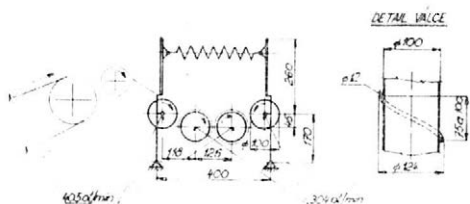
Článkový prutový dopravník je běžného provedení podle obrázku 1.



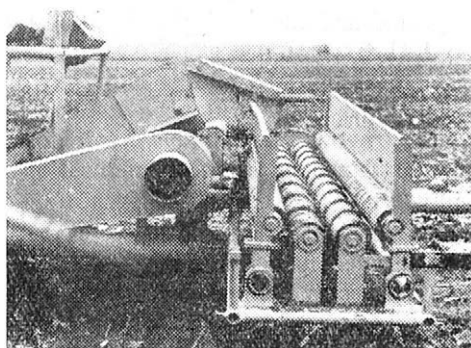
2. PRACOVNÍ PODMÍNKY

Energetické poměry čistících zařízení byly zjišťovány při vyorávání ořezané řepy v přirozených polních podmínkách na pozemku se střední hlinitou půdou. Půdní podmínky jsou charakterizovány rozbořem zrnitosti půdy, vlhkostí

2. Zkušební stolice s čistícím zařízením typu A

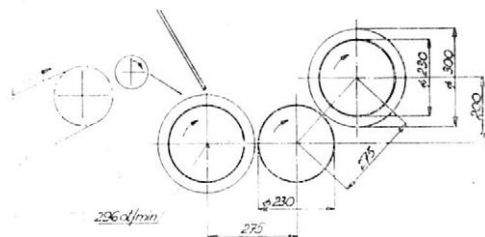


3. Schéma čisticího zařízení typu B
Jmenovité otáčky hnacího hřídele jsou
405 ot/min

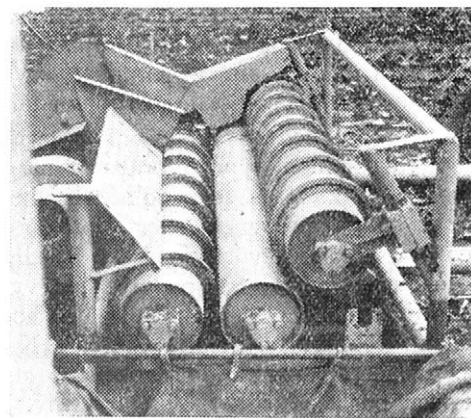


4. Celkový pohled na čisticí zařízení typu B

Kategorie zrn (%)	jilnaté částice pod 0,01 mm		39,76
	prach 0,01 – 0,05 mm		34,24
	práškový písek 0,05 – 0,1 mm		8,96
	písek 0,1 – 2,0 mm		17,04
Klasifikace půdy podle Nováka			hlinitá
Vlhkost půdy (%)	v hloubce (cm)	0 – 5	15,8 – 17,4
		5 – 10	16,6 – 16,7
		10 – 15	15,9 – 16,5
	průměrná		16,5
Ulehlost povrchu půdy	rozmezí		17,7 – 20,1
	průměrná		19,1



5. Schéma čisticího zařízení typu C
Jmenovité otáčky hnacího hřídele jsou
296 ot/min



6. Čisticí zařízení typu C

a průměrnou ulehlostí povrchu půdy (měřeno Kačinského přístrojem s pružinou do 40 kp) v tabulce I.

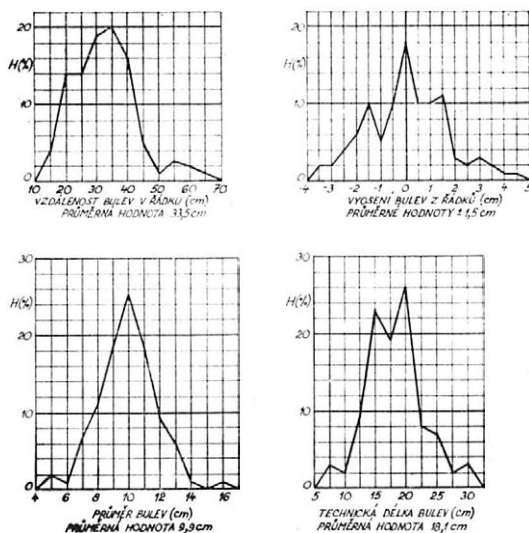
Je zřejmé, že půdní podmínky byly po celou dobu měření válcových čistících zařízení a prutového článkového dopravníku stálé, takže výsledky jsou dobře srovnatelné. Vlhkost a ulehlost půdy byla měřena denně při každé sérii měření (uvedené hodnoty ulehlosti jsou průměrné z minimálně 30 jednotlivých měření).

Charakteristika porostu (bulev) je uvedena na obrázku 7, kde jsou vyneseny četnosti vzdáleností, vyosení, průměru a délky bulév.

Byl sledován hlavně vliv průchodnosti materiálu na příkon čistících zařízení. Pro válcová čistící zařízení se změny průchodnosti dosahovalo především různou pojzdovou rychlostí, přičemž zahloubení vyorávacích orgánů (nastavené na optimální hodnotu s ohledem na správné vyoraní bulév) bylo udržováno konstantní a kolísalo pouze vlivem přirozených podmínek; úmyslně bylo měněno jen při měřeních s článkovým dopravníkem. Zahloubení bylo kontrolováno na čtyřech místech měřicí trati (celkem 8 hodnot při každém pokusu). U válcových čistících zařízení byla zachycována a vážena jednak zemina propadlá pod válec, jednak materiál vystupující z těchto zařízení do zásobníku, který byl dále dělen na bulvy a zeminu (včetně zbytků chrástu).

Z těchto hodnot a doby měření byla stanovena průchodnost materiálu přicházejícího do sledovaných zařízení, a orientačně posouzena kvalita jejich práce. U článkového dopravníku nemohl být z technických důvodů zachycován všechen materiál přicházející na dopravník a zjišťoval se pouze materiál z dopravníku vystupující. Aby bylo možné spolehlivě zachytit všechen materiál, byly měřicí tratě dlouhé jen 10 m. Otáčky hnacích hřídelů čistících zařízení se při pracovních měřeních měnily jen ve velmi malém rozmezí (maximální odchylky byly menší než $\pm 4\%$ jmenovité hodnoty uváděné na obr. 1, 3 a 5).

Na průchodnost a složení materiálu přicházejícího do čistících zařízení má vliv (při jednom typu vyorávacích orgánů) zejména přirozené kolísání hloubky vyorávání, kterému se v polních podmínkách nelze vyhnout, dále nerovnost povrchu půdy, nerovnoměrnost porostu (bulev) a u válcových čistících zařízení též kolísání prosévacího účinku předřazeného článkového dopravníku. Tyto činitele nelze v polních podmínkách vyloučit, takže složení materiálu přicházejícího do čistících zařízení i jeho průchodnost náhodně kolísají, což se projeví i ve větším rozptýlení výsledků měření. Naproti tomu v laboratorních podmínkách se dá sotva dosáhnout přirozeného stavu materiálu, takže výsledky by při takovém postupu mohly být zkresleny.



7. Charakteristika sklizeného porostu bulév
Vyneseny jsou třídní četnosti bulév H v závislosti na charakteristických parametrech porostu

II. Základní složení materiálu

Čisticí zařízení			Zahloubení vyorávacích orgánů (cm)			Podíl zeminy (včetně příměsí) na materiálu (%)			Množství materiálu připadající na 1 m délky tratě (kg/m)		
			max.	stř.	min.	max.	stř.	min.	max.	stř.	min.
Válcová	A		5,2	4,5	3,8	73,4	69,0	60,0	17,0	13,7	10,5
	B	a	5,2	4,7	4,1	60,6	57,0	51,2	12,3	10,4	8,4
		b	5,0	4,3	3,6	76,0	69,7	59,0	13,7	11,7	9,4
	C	a	5,0	4,3	3,8	69,0	60,4	55,4	17,3	12,6	9,9
		b	6,4	5,3	4,4	—	—	—	33,3	19,9	14,3
	Průměr		4,4			66,0			12,2		
Článekový dopravník			4,6	4,0	3,6	73,3	65,5	58,9	12,6	9,9	7,2
			6,4	6,1	5,8	81,6	77,5	73,4	17,6	14,3	10,9

Základní složení materiálu vystupujícího z článekového dopravníku a přicházejícího na válcová čisticí zařízení při měřeních (charakterizované procentním podílem zeminy včetně příměsí) je uvedeno v tabulce II současně se zahloubením vyorávacích orgánů a množstvím tohoto materiálu, připadajícím na 1 m délky měřicí trati (pro 2 řádky), což v daných podmínkách dobře charakterizuje průchodnost materiálu též ve vztahu k pojezdové rychlosti, kterou lze snadno zjišťovat.

S čisticím zařízením typu B byly konány dvě série měření za přibližně stejných podmínek, lišících se však poněkud složením materiálu, přicházejícího do tohoto zařízení; proto jsou uváděny hodnoty pro každou sérii zvlášť. Se zařízením typu C byla pak rovněž uskutečněna měření při větším zahloubení vyorávacích orgánů na velmi ulehle půdě, která přicházela do stroje málo rozdrobena v celých kusech; tyto případy, u nichž nebylo zjišťováno složení materiálu, jsou uvedeny ve skupině b) a vzhledem k mimořádným podmínkám nejsou zahrnuty v celkových průměrných hodnotách (tyto byly stanoveny též s ohledem na počet měření konaných v těch kterých podmínkách).

3. ENERGETICKÉ POMĚRY ČISTICÍCH ZAŘÍZENÍ

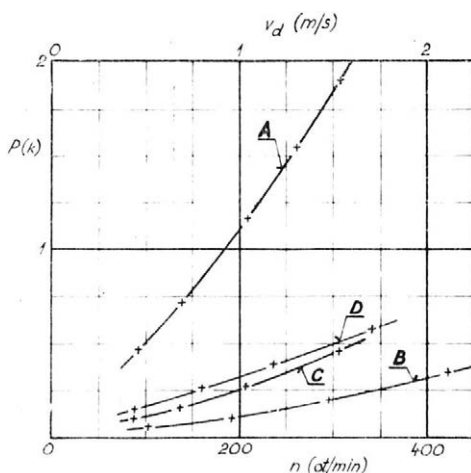
3.1 BĚH NAPRÁZDNO

Příkony čisticích zařízení při běhu naprázdno jsou uvedeny na obrázku 8.

Příkon válcových čisticích zařízení roste s otáčkami válců, a to poněkud rychleji než tyto otáčky, takže v malé míře stoupá i hnací moment. Spotřebuje se na překonání pasívních odporů v převodech a ložiskách válců, u zařízení typu A též na tření mezi válci a pryžovými hradítky. Proto má toto zařízení proti typům B a C podstatně vyšší příkon, i když určitou roli zde může hrát i složitost a kvalita mechanického provedení převodů a uložení válců. Ukazuje se,

8. Příkony P čistících zařízení při běhu naprázdno:

- válcových čistících zařízení (A, B, C) v závislosti na otáčkách hnacích hřídelů n těchto zařízení (jmenovité pracovní otáčky jsou u zařízení A a C 296 ot/min, u zařízení B 405 ot/min);
- článekového prutového dopravníku (D) v závislosti na jeho rychlosti v_d (horní stupnice — jmenovitá pracovní rychlost je $1,66 \text{ m s}^{-1}$)



že čím je zařízení složitější, tím větší vykazuje příkon naprázdno, což se ovšem projeví i ve vyšších energetických nárocích při práci.

Příkon článekového dopravníku roste s jeho rychlostí prakticky lineárně, takže hnací moment je velmi přibližně konstantní. Spotřebuje se hlavně na tření ve styčných článcích a řetězech.

3.2 ENERGETICKÉ POMĚRY VÁLCOVÝCH ČISTÍCÍCH ZAŘÍZENÍ PŘI PRÁCI

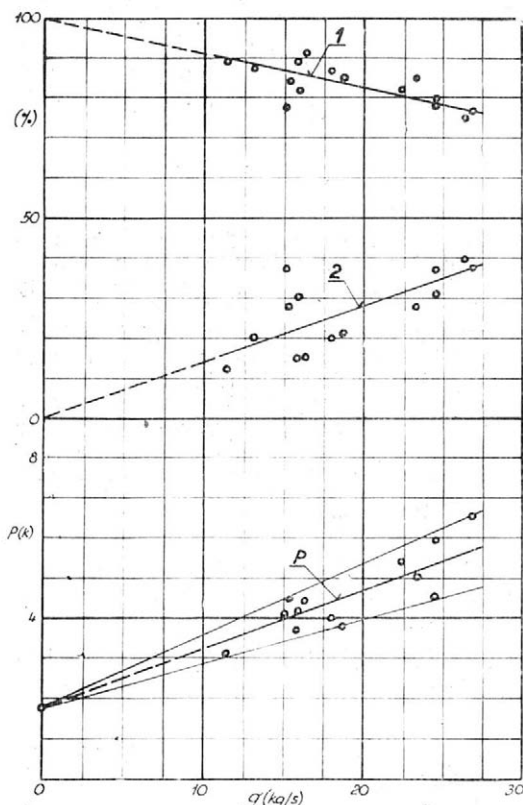
Příkon těchto zařízení při práci závisí na celé řadě činitelů, plynoucích z povahy pracovního procesu v nich probíhajícího. Dodávaná energie se spotřebuje jednak na urychlení a dopravu materiálu přicházejícího na čistící válce, jednak na odloučení části zeminy a ostatních příměsí, které se děje složitým a jednoznačně těžko postihnutelným způsobem, při němž je jednak drcena a vynášena volná zemina, jednak obrušována zemina ulpělá na bulvách, a to jak čistícími válci, tak vzájemným pohybem buev. Spotřeba energie je tedy ovlivněna (při daných parametrech čistících zařízení) zejména průchodností materiálu přicházejícího na čistící zařízení, čistícím účinkem tohoto zařízení a složením materiálu. Čistící účinek lze nejlépe charakterizovat jednak podílem odloučené zeminy z celkového množství zeminy přicházející na čistící zařízení, jednak podílem zeminy na materiálu vycházejícím z čistícího zařízení; oba ukazatele spolu souvisí. Složení materiálu se při měření zjišťovalo jako váhový poměr buev a zeminy (včetně příměsí); určitý vliv bude však mít i složení samotné zeminy, např. množství, velikosti a tuhost hrud, podíl zeminy ulpělé na bulvách apod.

Výsledky zjištěné s čistícím zařízením typu A jsou uvedeny na obrázku 9 v závislosti na průchodnosti materiálu. Kromě příkonu jsou vyznačeny též kvalitativní ukazatele charakterizující práci zařízení. Závislosti lze i přes velký rozptyl výsledků pokládat přibližně za lineární; s rostoucí průchodností stoupá příkon, zatímco kvalita práce se zhoršuje. Podíl odloučené zeminy z jejího celkového množství však s rostoucí průchodností klesá poměrně málo, takže absolutní množství odloučené zeminy roste, i když pomaleji než průchodnost.

Výsledky získané s čistícím zařízením typu B jsou uvedeny na obrázku 10 pro obě skupiny měření podle tabulky II.

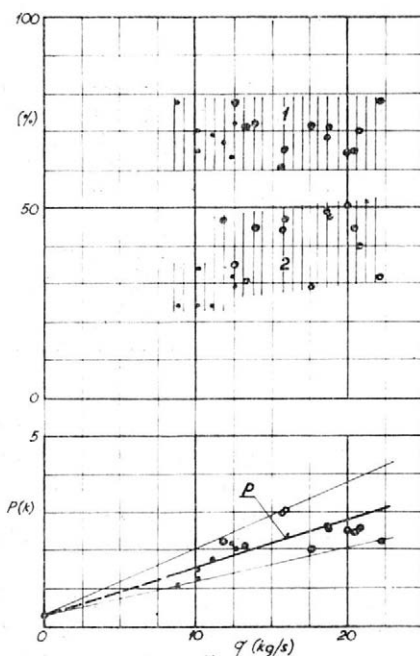
Zjištěné hodnoty mají mimořádně velký rozptyl, zejména pokud jde o kvalitativní ukazatele, což je způsobeno nepravidelností práce tohoto zařízení zejména při vyšších průchodnostech. Vzhledem k malému průměru čistících válců a malé výšce šroubovice je i dopravní účinek zařízení nižší.

Zařízení navíc tvoří poměrně úzký kanál, takže při vyšších průchodnostech docházelo hlavně ve vstupní části, ale částečně též po celé délce válců, k hromadění materiálu, které bránilo přísunu dalšího materiálu a kterému muselo být pro udržení alespoň částečně plynulého chodu během měření odpomáháno zásahy zvenčí. Do styku s čistícími válci tak přicházely pouze spodní bulvy, zatímco v horní vrstvě byl pohyb bulv zcela náhodný. Tyto skutečnosti jsou ovlivněny též řešením vstupu na čistící zařízení; dokonalejší funkce by se zřejmě dosáhlo při větším výškovém rozdílu mezi dopravníkem a čistícími válci.



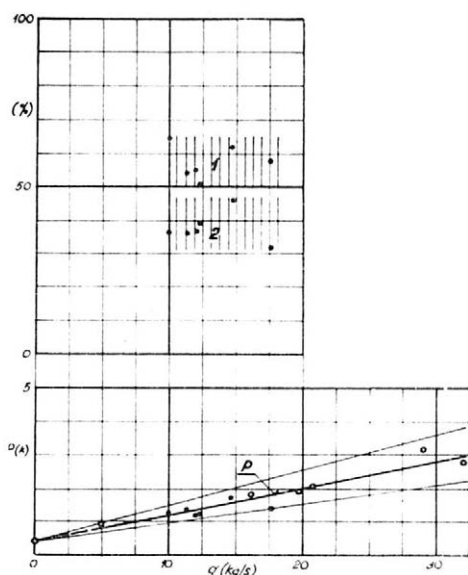
9. Příkon P čistícího zařízení typu A a ukazatelé kvality práce v závislosti na průchodnosti q materiálu přicházejícího na čistící zařízení. Platí pro 296 ot/min hnacího hřídele a podmínky podle tab. II.

1 – podíl odloučené zeminy z celkového množství zeminy přicházejícího na čistící zařízení; 2 – podíl zeminy v materiálu vycházejícím z čistícího zařízení do zásobníku



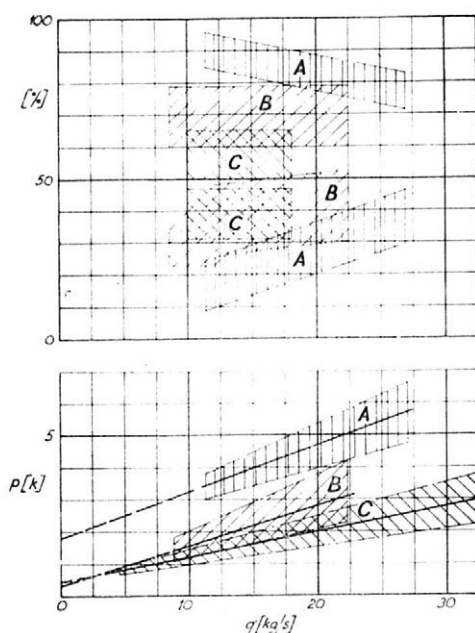
10. Příkon P čistícího zařízení typu B a ukazatelé kvality práce v závislosti na průchodnosti q materiálu přicházejícího na čistící zařízení při 405 ot/min hnacího hřídele a podmínkách podle tab. II

Plně vyznačené body platí pro skupinu měření a), kroužky pro skupinu b) 1 – podíl odloučené zeminy z celkového množství zeminy přicházejícího na čistící zařízení; 2 – podíl zeminy v materiálu vycházejícím z čistícího zařízení do zásobníku



11. Příkon P čistícího zařízení typu C a ukazatelé kvality práce v závislosti na průchodnosti q materiálu přicházejícího na čistící zařízení, při 296 ot/min hnacího hřídele a podmínkách podle tab II

Plně vyznačené body platí pro skupinu měření a), kroužky pro skupinu b)
1 — podíl odloučené zeminy z celkového množství zeminy přicházejícího na čistící zařízení; 2 — podíl zeminy v materiálu vycházejícím z čistícího zařízení do zásobníku



12. Porovnání válcových čistících zařízení. Vyznačeny jsou oblasti zjištěných hodnot příkonů P a ukazatelů kvality práce v závislosti na průchodnosti q materiálu přicházejícího na čistící zařízení, při jmenovitých otáčkách čistících válců a podmínkách podle tab. II

Silně jsou uvedeny závislosti průměrných hodnot. V horní části obrázku plně šrafované oblasti udávají podíl odloučené zeminy z celkového množství zeminy přicházejícího na čistící zařízení, čárkované pak podíl zeminy v materiálu vycházejícím z čistícího zařízení do zásobníku

Obrázek 10 ukazuje, že hodnoty příkonu zjištěné pro dvě skupiny měření, lišící se poněkud složením materiálu přicházejícího do čistícího zařízení, na sebe navazují; z toho lze usoudit, že složení materiálu neovlivňuje příkon v podstatné míře. Oblastí zjištěných hodnot lze proložit střední přímkou, takže i zde lze zhruba přibližně pokládat závislost příkonu na průchodnosti za lineární.

U kvalitativních ukazatelů nelze ze získaných výsledků stanovit závislost na průchodnosti; tyto ukazatele označují pouze přibližnou oblast vyskytujících se hodnot. Projevuje se zde však již více vliv složení materiálu; podíl od-

III. Hodnoty měrného příkonu potřebného na zpracování 1 kg/s materiálu

Čistící zařízení typu		A	B	C
Měrný příkon ($\text{k kg}^{-1} \text{s}$)	rozmezí	0,11—0,18	0,09—0,17	0,05—0,10
	střední	0,14	0,12	0,08

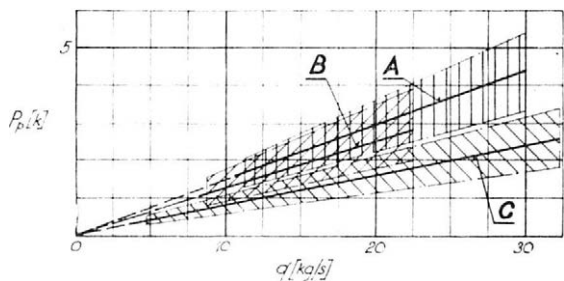
loučené zeminy se pro obě složení materiálu mění v přibližně stejném rozmezí, takže při vyšším obsahu zeminy v celkovém materiálu kvalita práce klesá.

Výsledky zjištěné s čistícím zařízením typu C jsou uvedeny na obrázku 11. Rovněž zde hodnoty příkonů získané při dvou různých složeních materiálu na sebe navazují a dobře ukazují lineární závislost na průchodnosti, takže vliv složení materiálu není patrný. Vzhledem k poměrně špatné kvalitě práce tohoto zařízení nebyl sledován vliv průchodnosti na kvalitativní ukazatele, které tak ukazují oblast vyskytující se hodnot pouze v malém rozmezí přirozeného kolísání průchodnosti při přibližně stejné pojzdové rychlosti zkušební stolice.

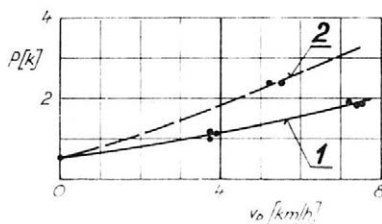
Uvedené výsledky ukazují, že rozhodujícími činiteli pro příkon válcových čistících zařízení jsou průchodnost materiálu a čistící účinek, zatímco vliv složení materiálu (v sledovaném rozmezí) není podstatný; lze tedy na jejich základě porovnat jednotlivá čistící zařízení, což je provedeno na obrázku 12. Uvedeny jsou oblasti zjištěných hodnot příkonů i kvalitativních ukazatelů práce.

Z obrázku vyplývá, že příkon je úměrný čisticímu účinku zařízení; nejvyšší příkon a největší čistící účinek vykazuje čistící zařízení typu A, nejnižší příkon i čistící účinek zařízení typu C, u něhož vlivem stejného smyslu točení válců nedochází k intenzivnímu drcení a obroušování zeminy. Vyšší příkon zařízení typu A je však z velké části způsoben vyšším příkonem naprázdno, což ukazuje obrázek 13, kde jsou vyneseny zjištěné oblasti pracovních příkonů, získané z obrázku 12 odečtením příkonu naprázdno. Zde jsou již energetické rozdíly mezi jednotlivými zařízeními, zejména mezi typy A a B, podstatně nižší, takže i energie vynaložená pouze na zpracování materiálu není příliš rozdílná. Hodnoty měrného příkonu, potřebného na zpracování 1 kg/s materiálu, jsou uvedeny v tabulce III.

Souhrnně lze konstatovat, že příkony sledovaných válcových čistících zařízení jsou poměrně nízké. V porovnání s příkony ostatních pracovních orgánů sklizečů řepy, např. vyorávacích orgánů (viz práci „Silové poměry a energetické nároky vyorávacích orgánů sklizečů řepy“ — Zemědělská technika, 1964 č. 8), jsou zejména rozdíly v příkonech čistících zařízení poměrně malé takže při posuzování vhodnosti jejich použití bude nejvíce rozhodovat kvalita práce.



13. Zjištěné oblasti a střední hodnoty pracovních příkonů P_p válcových čistících zařízení (určeny z celkových příkonů odečtením příkonů naprázdno) v závislosti na průchodnosti materiálu q přicházejícího na čistící zařízení. Platí pro jmenovité otáčky hnacích hřídelů a podmínky podle tab. II



14. Příkon P článkového prutového dopravníku čistící stolice při práci v závislosti na pojzdové rychlosti v_p (při jmenovitých otáčkách hnacího hřídele dopravníku 185 ot/min)

1 — střední zahlobení vyorávacích orgánů 4,0 cm; 2 — střední zahlobení vyorávacích orgánů 6,1 cm

3.3 KROUTICÍ MOMENTY PRO POHON VÁLCOVÝCH ČISTICÍCH ZAŘÍZENÍ

Průběh hnacích momentů je pro všechna sledovaná čistící zařízení kmitavý. Střední hodnoty těchto momentů jsou vzhledem ke konstantním otáčkám hnacích hřídelů úměrné příkonu a závisí tedy na průchodnosti. Lze je snadno určit ze závislosti na obrázcích 9—11. Pro hrubé charakterizování kmitavého průběhu krouticích momentů a pro pevnostní výpočty převodů čistících zařízení je výhodné uvést též zjištěné rozmezí vyskytujících se špiček krouticích momentů a dynamických součinitelů, udávajících poměr maximálního a středního krouticího momentu $M_{max}/M_{stř}$ při jednotlivých měřeních (kolikrát je maximální krouticí moment vyšší než střední krouticí moment určený z příkonu). Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce IV.

IV. Rozmezí špiček krouticích momentů a dynamických součinitelů

Čistící zařízení typu		A	B	C
Zjištěné hodnoty krouticích momentů (kpm)	max.	50,2	14,4	16,4
	min.	—1,3	—0,6	—0,5
$M_{max}/M_{stř}$		1,7—3,2	2,2—3,7	1,8—2,7

Uvedené maximální hodnoty krouticích momentů se zjistily většinou při nejvyšších dosažených průchodnostech. Poměr $M_{max}/M_{stř}$ kolísá zcela nahodile, takže závislost na průchodnosti zde není patrná. Tento poměr se pro všechna zařízení pohybuje v přibližně stejném rozmezí; maximální hodnoty krouticích momentů jsou tedy přibližně úměrné středním hodnotám pro pohon jednotlivých zařízení.

3.4 ČLÁNKOVÝ PRUTOVÝ DOPRAVNÍK

Příkon dopravníku při práci závisí zřejmě hlavně na množství dopravovaného materiálu, který je jednak urychlován a zvedán, jednak zvyšuje tření mezi pruty i řetězkami vlivem vyšší osově síly v dopravníku. Pohyb materiálu je ovšem velmi komplikovaný; část ho propadne na různých místech po délce dopravníku, část se překuluje zpět a je znovu vynášena nahoru, takže teoretické stanovení potřebné energie je velmi obtížné. Zjištěné hodnoty příkonu jsou uvedeny na obrázku 14 v závislosti na jezdové rychlosti. Lze jimi proložit křivku, která je velmi blízká přímce. Patrný je též značný vliv většího zahloubení vyorávacích orgánů, kdy příkon podstatně stoupne, neboť vzroste množství zeminy přicházející na dopravník. V extrémním případě, kdy dopravník byl po celé ploše zaplněn nahromaděným materiálem, se zjistil příkon až 3,3 k.

Průběh krouticího momentu pro pohon dopravníku je kmitavý; nejvyšší zjištěná špičková hodnota je 27 kpm, nejnižší —2,3 kpm. Poměr maximálních a středních hodnot, charakterizující kolísání krouticího momentu při práci a dynamické zatížení hřídele, je v rozmezí $M_{max}/M_{stř} = 2,0—3,7$.

4. Z Á V Ě R

V práci jsou uvedeny výsledky výzkumu energetických poměrů u některých čistících a dopravních zařízení sklizečů cukrovky, a to tří vybraných typů válcových čistících zařízení a článkového prutového dopravníku běžného provedení. Doplnkově se sledovaly též odlučovací účinky válcových čistících zařízení. Výzkum probíhal v přirozených polních podmínkách odpovídajících skutečnému provozu sklizečů.

Výsledky ukazují, že příkon válcových čistících zařízení závisí zejména na průchodnosti materiálu do nich přicházejícího a na čistícím účinku zařízení; vliv složení materiálu se projevuje již méně. Závislost příkonu na průchodnosti lze u všech typů pokládat za přibližně lineární; kvalita práce s rostoucí průchodností klesá. Příkon jednotlivých zařízení je úměrný jejich čistícímu účinku; největší příkon má zařízení s největším čistícím účinkem, které je také nejsložitější.

Celkově lze konstatovat, že v porovnání s příkony ostatních pracovních orgánů sklizečů cukrovky, např. vyorávacích orgánů, jsou jak příkony sledovaných válcových čistících zařízení, tak zejména rozdíly mezi nimi poměrně malé, takže při posuzování vhodnosti použití těchto zařízení bude rozhodujícím měřítkem kvalita práce.

Příkon článkového prutového dopravníku je rovněž nejvíce ovlivněn množstvím dopravovaného materiálu, tedy pojezdovou rychlostí a zahloubením vyorávacích orgánů. S rostoucí pojezdovou rychlostí (průchodností) stoupá příkon opět přibližně lineárně.

Došlo dne 25. 6. 1968

Энергетические условия работы очистительных устройств свеклоуборочных машин

В статье приведены результаты исследования условий работы некоторых очистительных и транспортных устройств свеклоуборочных машин: трех типов очистительных цилиндров и пруткового транспортера обычной конструкции. Помимо этого было исследовано очистительное действие цилиндров. Исследования проводились в природных полевых условиях, соответствующих фактической эксплуатации свеклоуборочных машин.

Результаты исследований показали, что потребляемая мощность очистительных устройств зависит от состояния материала, поступающего в эти устройства, и от эффективности очистки, тогда как влияние состава материала проявляется уже в меньшей степени. Зависимость потребляемой мощности от пропускной способности можно у всех трех типов считать приблизительно линейной; качество работы с повышением пропускной способности понижается. Потребляемая мощность отдельных устройств пропорциональна их очистительному эффекту; наибольшей потребляемой мощностью обладает устройство с наивысшей очистительной способностью, которое, однако, отличается наибольшей сложностью.

В сравнении с потребляемой мощностью других рабочих органов свеклоуборочных машин, как например, подкапывающих органов, исследуемые очистительные цилиндры отличаются сравнительно небольшой потребляемой мощностью, причем между ними нет особой разницы, так что решающим критерием для оценки рациональности этих устройств является качество работы.

Потребляемая мощность пруткового транспортера обусловлена преимущественно количеством транспортируемого материала, т. е. рабочей скоростью и заглублением подкапывающих органов. С возрастающей рабочей скоростью (пропускной способностью) потребляемая мощность возрастает почти линейно.

Relations of Power Required by Cleaning Devices of Sugar-Beet Harvesters

The paper gives results obtained in the research into the power-requirement-relations with some cleaning and conveying mechanisms of sugar-beet harvesters. They concern three selected types of cylindrical cleaning mechanisms and of a cur-

rently used elevator chain with rod elements. Additionally, separating effects of cylindrical cleaning devices were investigated. Research was carried out in natural field conditions, corresponding to actual field operation of the harvesters.

The results indicate, that the power required by cylindrical cleaning mechanisms depended primarily on the throughput of the material fed and on the cleaning effect of the mechanism. Composition of the material gave much less effect. The relation of the power requirement and of the throughput was approximately linear with all designs tested. Quality of labour decreased as the throughput increased. Power requirements of different devices were proportional to their cleaning efficiency; the highest power requirement was recorded with mechanisms having the highest cleaning effect. Such a mechanism is also most complicated in design.

Generally, it can be concluded, that in relation with power required by other working mechanisms of the sugar-beet harvesters, such as lifting elements, the power requirements of the cylindrical cleaning mechanisms investigated were low and so were the differences between different types of them, so that the deciding factor, when considering the suitability of these mechanisms, would be the quality of labour.

Power required by the chain elevator with rod elements is also mainly influenced by the quantity of the material delivered, i. e. by the forward speed and by the depth of the lifting elements. With higher speeds of travel (throughput) the power required increased again about linearly.

Kraftverhältnisse der Reinigungsvorrichtungen an Rübenrodeladern

Die Abhandlung bringt Forschungsergebnisse von Kraftverhältnissen bei einigen Reinigungs- und Transporteinrichtungen an Rübenrodeladern, und zwar von drei ausgewählten Typen der Reinigungswalzen und eines Stabkettenförderers üblicher Ausführung. Zusätzlich wurden auch Trennwirkungen der Reinigungswalzen verfolgt. Die Untersuchungen erfolgten unter den dem tatsächlichen Rodeladereinsatz entsprechenden naturgemäßen Feldbedingungen.

Die Ergebnisse lassen erkennen, daß der Leistungsbedarf von Reinigungswalzen vom Durchsatz der anfallenden Güter und von der Reinigungswirkung der Einrichtung abhängt; der Einfluß der Güterzusammensetzung wirkt sich bereits weniger aus. Die Abhängigkeit des Leistungsbedarfes vom Durchsatz kann bei allen Typen als annähernd linear angesehen werden; die Arbeitsgüte nimmt mit ansteigendem Durchsatz ab. Der Leistungsbedarf von einzelnen Einrichtungen ist ihrer Reinigungswirkung proportional; der höchste Leistungsbedarf besteht bei der Einrichtung mit größter Reinigungswirkung, die auch am meisten kompliziert ist.

Im allgemeinen ist festzustellen, daß im Vergleich mit sonstigen Arbeitsorganen der Rübenrodelader, beispielweise Rodeorganen, sind sowohl die Leistungsbedarfswerte der verfolgten Reinigungswalzen als auch besonders die zwischen ihnen bestehenden Unterschiede ziemlich gering, sodaß bei der Beurteilung der Einsatzeignung dieser Einrichtungen die Arbeitsgüte als ausschlaggebender Maßstab gelten wird.

Der Leistungsbedarf des Stabgliederförderers wird ebenfalls durch die anfallende Gütermenge, d. h. durch die Fahrgeschwindigkeit und Einzug der Rodeorgane beeinflusst. Mit ansteigender Fahrgeschwindigkeit (Durchsatz) erfolgt wiederum ein ungefähr linearer Anstieg des Leistungsbedarfes.

Adresa autora:

Ing. Josef Procházka, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ

NOVÉ ŽACÍ STROJE S ROTAČNÍMI PRACOVNÍMI NÁSTROJI

631.352-253

Žací stroje s jedním rotorem, jehož nůž nebo nože se otáčejí kolem svislé osy, jsou známy již řadu let. Používalo se jich dosud málo ke sklizni pícnin, více k roz-bíjení zbytků porostu po sklizni nebo k ošetřování trávníků. Tyto stroje totiž roz-bíjejí pícniny natolik, že při sklizni nelze zabránit vysokým ztrátám.

Kromě jednorotorových žacích strojů se však v několika posledních letech roz-šiřují na západním trhu stroje, které mají několik rotorů, bubnů nebo talířů se svislou osou. Hodí se velmi dobře ke sklizni pícnin, a proto se rychle prosazují. Terminologie těchto nových strojů dosud kolísá; říká se jim vysokootáčkové, krou-živé apod., avšak žádný z těchto názvů funkci stroje plně nevystihuje. Nejvhodnější se dosud zdá název talířové rotační žací stroje, protože jejich pracovními orgány je vždy několik vodorovných talířů, na nichž jsou upevněny nože.

Talířové rotační stroje začínají pronikat v různých provedeních do praxe asi od roku 1965. Úspěch, s nímž se setkal první model (stroj holandské firmy Zweegers), způsobil řetězovou reakci ve vývoji konkurenčních strojů. V současné době je na trhu asi čtyřicet různých značek a konstrukcí. Společným znakem všech těchto strojů jsou pracovní nástroje rotující kolem několika svislých nebo skoro svislých os. Hlavními znaky pro jejich rozdělování je jednak poloha hnacího ústrojí, jednak počet žacích jednotek (talířů).

Portálové talířové rotační žací stroje (v německé terminologii Portal-Tellermäher) jsou stroje, u nichž je hnací ústrojí umístěno nad talíři. Mezi talíři a portálem s hnacím ústrojím jsou svislé bubny.

V této skupině existují stroje se dvěma až šesti talíři. Jejich typickým představitelem je původní žací stroj Zweegers PZ (obr. 1 a 2) a patří mezi ně výrobky fi-rem Fahr, Fella, Krone, Mentor, Schuk-ken, Stockey a Schmitz, Twose, Votex JF, Klausung atd. Většina výrobků má dva nebo čtyři rotační talíře, z nichž každý je opatřen dvěma, čtyřmi nebo šesti kloubové upevněnými noži. V několika přípa-dech se místo nožů používá řezných seg-mentů.

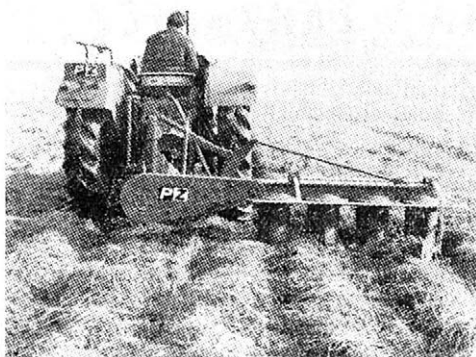
ZPŮSOB ŘEZÁNÍ

Talířové rotační žací stroje pracují s vysokými obvodovými rychlostmi v rozsahu od 65 do 75 m/s, aby řezání bylo spolehlivé. Zásadně běží vždy dva sousední talíře u strojů se dvěma, čtyřmi

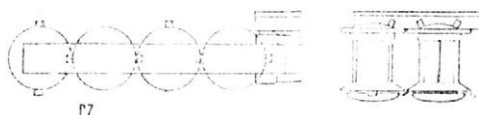
lištové talířové rotační žací stroje (v německé terminologii Balken-Tellermäher) se nazývají proto lištové, že jejich provedení se nejvíce podobá klasické žací liště.

U strojů této skupiny je hnací ústrojí umístěno v pokud možno ploché skřini pod žacími talíři. Lištové žací stroje se vyrábějí se dvěma, čtyřmi nebo šesti ta-líři. Typickými představiteli této kon-strukce jsou stroje firem Garnier, Hey-wang, Kuhn (obr. 3 a 4) a Kemper. Za-jímavé je, že lištové žací stroje vyrábějí většinou francouzské firmy, kdežto portá-lové stroje jsou doménou západoněmec-kých výrobců (i když první portálový stroj byl holandský).

nebo šesti rotačními jednotkami ve dvo-jicích proti sobě a tvoří mezi sebou malé pokosy. Zřetelné jsou tyto pokosy tehdy, jsou-li nad talíři umístěny bubny (což je u všech portálových strojů) nebo kuzele



1. Taliřový rotační žací stroj — portálový typ CM 4 holandské firmy Zweegers PZ



2. Schéma rotačního žacího stroje PZ CM 4 (náčrt má stejné měřítko jako na obr. 4 a 6)

(např. u listového stroje firmy Kemper, obr. 5 a 6). Lištové stroje bez bubnů nebo kuželů odkládají posečenou hmotu více rozloženou v ploše.

Překrývají-li se obvodové pracovní kružnice nožů sousedních taliřů, musí být jednotlivé taliře poháněny tak, aby jejich pohyb byl koordinován a nože nemohly na sebe narážet. V tomto případě se používá nejvíce kuželových ozubených převodů; řetězy a profilované řemeny se vyskytují jen ojediněle. Pohánějí-li se žací taliře klínovými řemeny, které mohou prokluzovat, nesmí se obvodové pracovní kružnice nožů u sousedních taliřů překrývat.

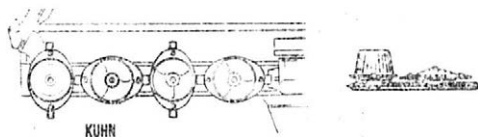
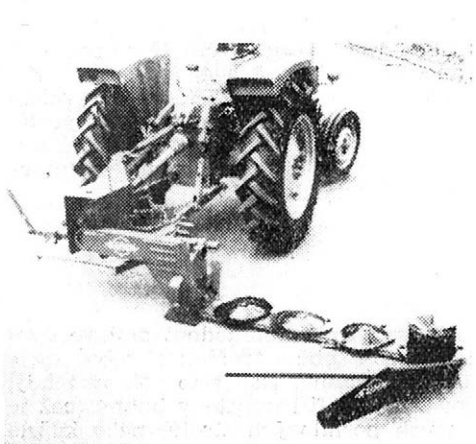
Pro hlavní pohon od vývodového hřídele traktoru se používá skoro u všech konstrukcí klínových řemenů, a to až pěti vedle sebe. Jedna konstrukce používá k pohonu kloubového hřídele a jeden typ se pohání ozubenou předlohou. Perspektivně se počítá i s hydraulickým pohonem, tj. s hydraulickými motory pro každý žací taliř.

Výška řezu se nastavuje prakticky u všech konstrukcí přestavováním horní

vzpěry tříbodového závěsu traktoru. Navíc mají některé stroje pohybový šroub k přestavování výšky opěrných kol, pokud stroj tato kola má. U některých konstrukcí lze měnit vzdálenost smyčového taliře (klouzáčícího po povrchu půdy) od nožového taliře, který je umístěn nad ním. Většina taliřových rotačních žacích strojů (hlavně strojů lištových) může pracovat až v úhlu 45° pod a v úhlu 90° nad vodorovnou rovinou. S výjimkou strojů s řezacími segmenty mají všechny taliřové rotační stroje kloubově upevněné nože, které se mohou vychýlit před překážkami.

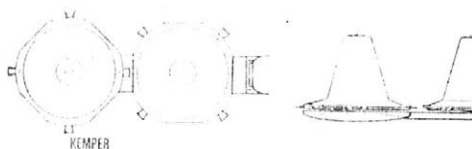
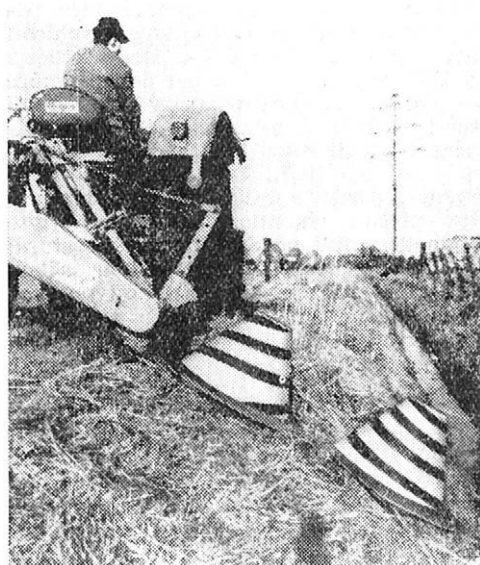
Dosud se vyrábějí výhradně stroje pro připevnění na tříbodový závěs traktoru, na výstavách se však už začínají objevovat i stroje čelní pro speciální použití, například pro připojení před samohodný sběrací vůz (firma Fahr na poslední výstavě DLG v Mnichově). Skoro všechny stroje mají pojistku pro vychýlení před překážkou a dále zařízení, jímž se dají vychýlit z pracovní do přepravní polohy.

Vysoká obvodová rychlost žacích taliřů způsobuje u strojů s nastavbami taliřů



4. Schéma rotačního žacího stroje Kuhn GMD 4

3. Taliřový rotační žací stroj — lištový typ GMD 4 francouzské firmy Kuhn



6. Schéma rotačního žacího stroje Kemper

5. Rotační žací stroj s kuželovými nastavkami talířů — výrobek západoněmecké firmy Kemper

(s bubny, kuželi, mřížovými bubny apod.) silné proudy vzduchu, které se setkávají vždy před dvěma žacími talíři. V tomto místě může proud vzduchu ohýbat měkké pícniny (např. u druhé seče) ve směru jízdy, a to především tehdy, je-li mezera mezi sousedními rotory malá. Následkem tohoto působení proudy vzduchu vzniká poněkud vyšší strniště.

Vysoká obvodová rychlost talířů má ještě další nevýhody, totiž poměrně velkou hlučnost stroje a nikoliv bezvýznamné nebezpečí úrazu odhozenými tvrdými předměty. Od výrobců se proto musí vyžadovat zakrytí, které by chránilo alespoň řidiče traktoru. Nedávno se objevila zvláštní konstrukce talířového žacího stroje (Vicon), u něž je tato podmínka v přijatelné míře splněna. Posečená hmota přichází ke dvěma čechracím bubnům, které ji pod krytem nakypřují a odkládají na strniště. Kryt slouží současně jako ochrana proti úrazům.

Obvyklý záběr strojů se čtyřmi a šesti talíři je 1,50 až 1,67 m. Stejný záběr měly zprvu i stroje se dvěma talíři. Dnes se vyrábějí také stroje o záběru 1,10; 1,20

a 1,35 m, zřejmě s ohledem na zemědělské podniky, které mají jen malé traktory.

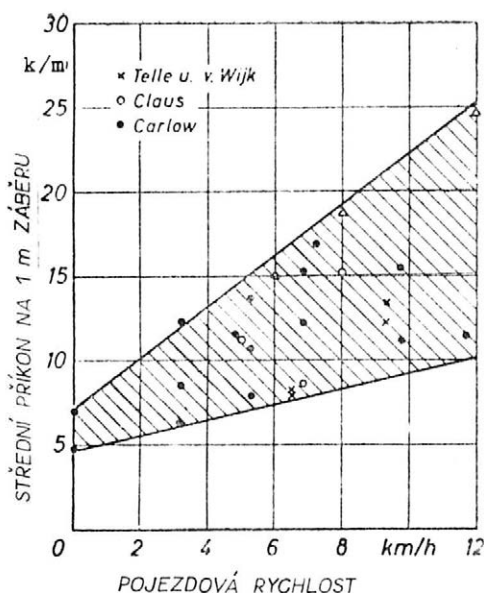
Podle holandských zkušeností nemá být pracovní pojezdová rychlost stroje vyšší než 6 až 8 km/h, protože při vyšších rychlostech je nebezpečí nečistého řezu. Předepsaný počet otáček žacích talířů se musí dodržovat; klesne-li počet otáček jen o 10 % pod požadovanou hodnotu, je řez nečistý. Podobně jako u žacích strojů s vratnými noži nesmí se ani u talířových rotačních žacích strojů zanedbávat výměna nebo ostření nožů. Některé stroje mají rychlouzávěry, takže výměna nožů je velmi rychlá. Výhoda proti klasickým žacím lištám spočívá v každém případě v tom, že talířové žací stroje mají maximálně 12 nožů, které je nutno vyměňovat nebo ostřit. U většiny talířových žacích strojů mají nože dvě ostří, takže nůž lze po otupení prvního ostří pouze obrátit. V jakých časových úsecích se mají nože vyměňovat, ostřit nebo obracet, závisí ovšem na pracovních podmínkách stroje.

PŘÍKON A PLOŠNÁ VÝKONNOST

Obrázek 7 ukazuje výsledky měření příkonu při zkouškách v různých zkušebnách.

Nejprve je nutno konstatovat, že příkon odebíraný na vývojovém hřídeli, připadající na 1 m záběru, stoupá silně s pracovní pojezdovou rychlostí. Velký

viiv mají dále vlastnosti porostu, tj. výnos, struktura rostlin a směr jejich polohnutí. Vcelku lze říci, že příkon talířových rotačních žacích strojů je poněkud nižší, než příkon cepových žacích strojů. Musí se však počítat s příkonem na vývodovém hřídeli asi 20 k na 1 m záběru.



7. Příkon talířových rotačních žacích strojů

Stroj se záběrem 1,50 m vyžaduje tedy traktor o výkonu 40 k, má-li pracovat plynule pojezdovou rychlostí 8 km/h.

Pojezdová pracovní rychlost může být vyšší než u cepových žacích strojů (a ovšem než u klasických žacích lišt), protože u talířových rotačních žacích strojů není

nutné dbát na konstantní poměr mezi pojezdovou rychlostí a obvodovou rychlostí nožů. Protože talířové žací stroje pracují prakticky bez poruch a bez ucpání, může se počítat s plošnou výkonností asi 1 ha/h na 1 m záběru. Stroje se záběrem 1,5 m mají tedy plošnou výkonnost asi 1,5 ha/h. Dosud udávané pracovní pojezdové rychlosti až 20 km/h a tím plošné výkonnosti až 4 ha/h (tyto hodnoty uvádí někdy firemní literatura) by vyžadovaly neúměrně velkou tažnou sílu a projevíly by se neuspokojivou kvalitou sečení.

VLIV NA SUŠENÍ A ZTRÁTY

Použití talířových rotačních žacích strojů nemá žádný vliv na rychlost sušení v porovnání s jinými způsoby sklizně. Nesmí se však zapomenout skutečnost, že talířové rotační žací stroje odkládají hmotu tak, že stonky leží špičkovitě, většinou s rychle schnoucími jemnými částmi rostlin nahoře. Doporučuje se proto po sečení okamžité čechrání, aby se vystavily vzduchu i hůře schnoucí tlusté části stonků.

Větších ztrát při použití talířových rotačních žacích strojů není třeba se obávat, nedostávají-li se stojící, právě odříznuté stonky znovu do dosahu pracovních nožů, které by je znovu přefezávaly. Aby se tomu zabránilo, mají některé konstrukce přímo nad nožovým talířem kruhové osazení, které má zabránit sklouzávání právě posečené hmoty.

VYHLÍDKY ROZSÍŘENÍ TALÍŘOVÝCH ROTAČNÍCH ŽACÍCH STROJŮ

Talířové rotační žací stroje naleznou zcela jistě cestu do praxe, i když jsou poněkud dražší než stroje dosavadní. Jejich velkou výhodou je poměrně vysoká pracovní rychlost a prakticky žádné nebezpečí ucpávání v jakýchkoliv pracovních podmínkách. Nevýhoda vyššího pří-

konu bude mít stále menší význam, budou-li používány v praxi výkonnější traktory. Ztráty u talířových rotačních žacích strojů jsou malé. Nejdůležitějším úkolem zůstává u těchto strojů odstranění nebezpečí úrazu.

Literatura

1. CLAUS, H. G.: Mähwerke mit rotierenden Arbeitswerkzeugen. Landtechnik, 1968, s. 218-222. — 2. High speed rotary mowers compared. Farm Mechanisation & Building, 1968, s. 24-25. — 3. VAN LOO, L.: Technische gegevens van cirkelmaaiers. Landbouw Mechanisatie 1968, s. 109-115. — 4. TELLE, M. G. - VAN WIJK, A.: Het benodigde vermogen voor nieuwe maaisystemen. Landbouw Mechanisatie, 1967, s. 309-314. — 5. Zkušební zprávy č. 28, 29, 30 a 36 irské zkušební stanice v Carlow.

Ing. Dušan Huťla, Vladimír Sulek, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

Předáno tiskárně 18. 7. 1968
Podepsáno k tisku 5. 12. 1968

Souček Z.: Řešení pulsátoru dojícího stroje na analogovém počítači	491
Souček Z.: Nový způsob hodnocení pulsátoru dojícího stroje na základě výsledků měření	517
Govoruchin N.: Ověření pevnosti kloubových hřídelů řady KL v laboratorních podmínkách	525
Šimandl J.: Měření středních hodnot mechanických veličin na zemědělských strojích elektrickým integrátorem zkonstruovaným ve VÚZS	541
Procházka J.: Energetické poměry čistících zařízení sklízeců cukrovky	551
Zemědělská technika v zahraničí	
Hutla D., Sulek Vl.: Nové žací stroje s rotačními pracovními nástroji	563

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Решение конструкции пульсатора доильного аппарата при помощи аналоговой вычислительной машины (514). — Соучек З.: Новый способ оценки пульсатора доильного аппарата на основании результатов измерений (524). — Говорухин Н.: Проверка прочности шарнирных валов ряда К1 в лабораторных условиях (539). — Шимандл Й.: Определение средних механических величин на сельскохозяйственных машинах при помощи электрического интегратора конструкции Научно-исследовательского института сельскохозяйственных машин (549). — Прохазка Й.: Энергетические условия работы очистительных устройств свеклоборочных машин (561). — Сельскохозяйственная техника за рубежом (563).

CONTENT

Souček Z.: Pulsator of a Milking Machine Investigated by Means of an Analogue Computer (514). Souček Z.: A New Method of Evaluating Pulsators of Milking Machines on Hand of the Gauging Results (524). — Govoruchin N.: Testing the Strength of p. t. o. Shafts, Series K1 in Laboratory Conditions (res. G/540). — Šimandl J.: Gauging of Mean Values of Mechanical Data with Agricultural Machines by Means of an Electrical Integrator, Designed at the Research Institute of Agricultural Machines (res. G/550). — Procházka J.: Relations of Power Required by Cleaning Devices of Sugar-Beet Harvesters (561). — Agricultural Technology Abroad (563).

INHALT

Souček Z.: Lösung des Pulsators einer Melkmaschine auf dem Analogrechner (515). — Souček Z.: Neues Auswertungsverfahren eines Melkmaschinenpulсатора auf Grund der Meßergebnisse (524). — Govoruchin U.: Überprüfung der Festigkeit von Gelenkwellen der Reihe K1 in Laborbedingungen (540). — Šimandl J.: Messung der Mittelwerte von mechanischen Größen an Landmaschinen mittels eines im Forschungsinstitut für Landmaschinen Chodov gebauten elektrischen Integrators (res. A1/550). — Procházka J.: Kraftverhältnisse der Reinigungsvorrichtung an Rübenrodeladern (562). — Landwirtschaftliche Technik im Auslande (563).

TABLE DES MATIÈRES

Souček Z.: Solution du pulsateur de la trapeuse effectuée à l'aide d'un calculateur à analogues (res. An/514, A1/515). — Souček Z.: Un nouveau mode d'appréciation du pulsateur de la trapeuse sur la base des résultats des mesures (res. An, A1/524). — Govoruchin N.: Vérification de la résistance de l'arbre articulé de la série KL dans les conditions de laboratoire (res. A1/540). — Šimandl J.: Mesures des valeurs moyennes des données mécaniques effectuées sur les machines agricoles à l'aide d'un intégrateur électrique, mis au point dans l'institut de recherches pour les machines agricoles (res. A1/550). — Procházka J.: Proportions énergétiques des épurateurs de la récolteuse de betterave (res. An/561, A1/562). — Machinisme agricole en étranger (563).

Hlavním nositelem výzkumu na úseku nových zemědělských technologií je Výzkumný ústav zemědělské techniky v Řepích. Jako každoročně je pracím tohoto ústavu věnováno samostatné zvláštní dvojčíslo, a to 11/12 1968.

Zemědělská technika č. 11/12 1968 otiskuje:

E. Pick: *Vědeckovýzkumné práce VÚZT*

M. Preininger: *Příspěvek k stanovení optimálního poměru průměru a výšky věže*

J. Kosek, O. Netík, J. Višínský: *Předpokládaný rozvoj traktorů v čs. zemědělství*

J. Sedlák: *Technologie sklizně a zpracování krmných brambor*

M. Velebil, L. Domanský, M. Chalupa: *Hodnocení účinnosti různých technických řešení z hlediska stupně znečištění dojnic*

L. Venkrbec: *Možnosti uplatnění technologické linky pro dopravu tekutého krmiva čerpadlem a potrubím ve výkrmnách prasat*

M. Špelina, D. Hrianka: *Určení optimálního strojního a traktorového parku pro polní výrobu zemědělského podniku*