

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

12

ROČNÍK 33 (LX)
PRAHA
PROSINEC 1987
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada: prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, CSc., prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, DrSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Miroslav Posekaný, ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Steffl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	705
Grečenko A.: Podklady k hodnocení svahové dostupnosti zemědělských vozidel: stranový nadhoz na vrstevnici	707
Talich S., Preisler V., Žižka J.: Měření množství nadojeného mléka v automatizovaných systémech řízení farem	723
Kupr J., Lanča I.: Energetická náročnost metačů s tečným vstupem	737
Trnka L.: Experimentální a výpočtové řešení konstrukce čelního nakladače	747

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Первичные материалы для оценки склоновой доступности сельскохозяйственных мобильных средств: боковой толчек на горизонтали (KLF)	722
Талих С., Прайзлер В., Жижка Я.: Измерение количества надоенного молока в автоматизированных системах управления фермами	735
Купр Я., Ланча И.: Энергоемкость разбрасывателей с касательным входом	745
Трнка Л.: Экспериментальное и расчетное решение конструкций фронтального погрузчика	755

CONTENTS

Grečenko A.: Data Referring to the Assessment of the Slope Rating of Agricultural Vehicles: Side Bounce of a Machine along the Contour Line	722
Talich S., Preisler V., Žižka J.: Measurement of the Milked Amount of Milk in the Computer-Aided Farm Management Systems	735
Kupr J., Lanča I.: Power Requirement of Blowers with Tangential Inlet of Material	745
Trnka L.: Experimental and Computational Solutions in Designing the Front-End Loader	755

Vědecké práce koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

V tomto čísle vědeckého časopisu Zemědělská technika je uveden výběr článků z prací základního a aplikovaného výzkumu koncernového výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově z posledního období.

Doc. ing. A. Grečenko, CSc., ve svém příspěvku Podklady k hodnocení svahové dostupnosti zemědělských vozidel: stranový nadhoz na na vrstevnici navazuje na články uveřejněné v minulých ročnících časopisu Zemědělská technika a zabývá se v něm vícesložkovým hodnocením svahové dostupnosti zemědělských vozidel. Bere v úvahu odolnost proti skluzu, převržení a funkční způsobilost vozidla. Práce především vysvětluje odvození vzorce pro dílčí svahovou dostupnost, jež se týká najetí horního kola pevné nápravy na specifikovanou překážku.

Autoři ing. S. Talich, ing. V. Preisler a ing. M. Žížka seznamují čtenáře v článku Měření množství nadojeného mléka v automatizovaných systémech řízení farem s výsledky laboratorního a provozního ověřování měřiče množství mléka, který byl v ústavu vyřešen. Je pojednáno o provedení a funkci navrženého měřiče, je zhodnocen současný stav v měření množství mléka a jsou shrnuty požadavky na měřiče. Podrobně je popsána zkušební trať s etalonem průtoku pro zajišťování základních charakteristik měřidel množství mléka.

Práce ing. J. Kupra, CSc., a ing. I. Lanči Energetická náročnost metačů s tečným vstupem se zabývá hodnocením energetické náročnosti dopravy řezanky metačem. Vedle teoretického rozboru pohybu řezanky metačem obsahuje také rozbor a hodnocení energetických měření, jejichž cílem bylo potvrdit teoretické úvahy a určit optimální počet a tvar lopatek metače a jejich funkční parametry (sklon, obvodovou rychlost, šířku mezery mezi obvodem lopatky a pláštěm skříně).

Článek ing. L. Trnky, CSc., Experimentální a výpočtové řešení konstrukce čelního nakladače se zabývá pevnostními výpočty staticky neurčitě rámové konstrukce čelních nakladačů na základě výpočtového modelu na číslíkovém počítači při různých způsobech zatěžování. Vychází se přitom z experimentálních údajů o napětí, zjištěných na reálné konstrukci pomocí elektrických odporových tenzometrů.

Ing. Dušan Hutla

koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

Kölnische Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

Die 1. Ausgabe der Kölnischen Zeitung vom 1. März 1881. In der 1. Ausgabe. 1. Seite. 1. Spalte. 1. Zeile.

PODKLADY K HODNOCENÍ SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH VOZIDEL: STRANOVÝ NADHOZ NA VRSTEVNICI

A. Grečenko

GREČENKO, A. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů): *Podklady k hodnocení svahové dostupnosti zemědělských vozidel: stranový nadhoz na vrstevnici*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12): 707–722.

Vícesložkové hodnocení svahové dostupnosti (*SD*) zemědělských vozidel, jehož návrh byl uveřejněn v roce 1986 (Grečenko, 1986), bere v úvahu odolnost proti skluzu, převržení a funkční způsobilost vozidla. Tato práce především vysvětluje odvození vzorce pro dílčí svahovou dostupnost podle kritéria *KLF*, jež se týká stranového nadhozu vozidla jedoucího na vrstevnici svahu po najetí horního kola pevné nápravy na specifikovanou překážku. Znovu je popsán a komentován rovnocenný experimentální postup, jenž se v případě potřeby užije k ověření nebo i určení této dílčí svahové dostupnosti.

bezpečnost jízdy na svahu; stabilita; vrstevnice svahu; překážka

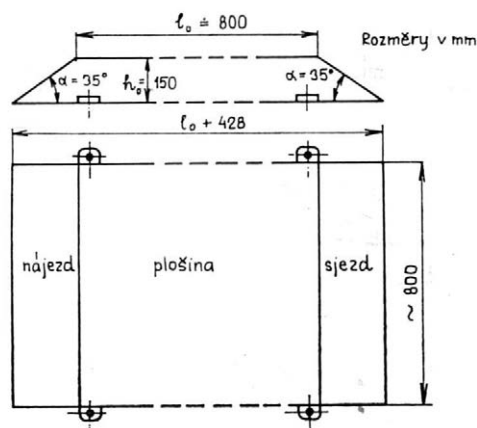
Nové hodnocení svahové dostupnosti (*SD*) (Grečenko, 1983, 1986) prodělalo během řešení vývoj, který se vyznačuje tím, že byla dána přednost nesporně objektivním kritériím řady *S* i *K* (skluz — dvě povinná kritéria, převržení — jedno povinné kritérium). Objektivní kritéria se vztahují k situacím, které se v provozu zemědělských vozidel stále běžně vyskytují. To nelze bezpečně tvrdit o stranovém nadhozu vozidla na vrstevnici svahu v důsledku najetí na překážku horními koly; v tom případě je však dynamická stabilita vozidla nesporně v relaci k odolnosti vozidla proti bočnímu převržení dynamickými účinky v četných dalších jízdních situacích. Statistické údaje, které citovali např. Pospelov (1966) a Schwanghart (1978), dokazují, že asi 60 % nehod traktorů je spojeno s bočním převržením.

Z důvodu nedostatečně prokázané objektivnosti došlo k tomu, že stabilita při stranovém nadhozu vozidla (tj. dynamická stabilita na vrstevnici), určující příslušnou dílčí *SD*, byla navržena mezi kritéria nepovinná (*F*). Formulování kritéria *KLF* a zejména volba standardní překážky je věcí kvalifikovaného odhadu. Zásadní předností kritéria *KLF* je však jeho jednoduchost, exaktnost a reprodukovatelnost při měření. Nejvhodnějším způsobem ověřování uvedeného kritéria, jakož i ostatně celé metody hodnocení *SD*, bude sledování bezpečnosti provozu velkého počtu vozidel klasifikovaných podle této metody.

Kritérium *KLF* má význam např. pro svahová vozidla, u nichž zůstane standardním dílčím hodnocením *SD*. V této práci jsou s náležitou podrobností rozvedena teoretická i experimentální hlediska hodnocení *SD/KLF* jako studijní materiál i jako východisko návazných upřesnění. Vzorce, které Grečenko uveřejnil již dříve, jsou v této práci označeny hvězdičkami takto: * (1983), ** (1986), *** (1983 i 1986).

Dobře se osvědčila stupňová překážka podle obr. 2, jež představuje možnou terénní překážku, u níž je výška statického zdvihu neměnná pro všechna uspořádání kol i pod-

2. Tvar standardní stupňové překážky — The form of a standard step obstacle



$$x_{3a} = l_1 + \frac{h_o}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{l}{4} = \left(\frac{0,50}{\sin \alpha} + 0,09 \right) d_k - \frac{r_s - h_o}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Je-li b) $h_c \geq h_o$, dojde k dotyku na hřebeni překážky a míra x_{3b} je rovna:

$$x_{3b} = 0,09 d_k + 0,5 \sqrt{d_k^2 - 4(r_s - h_o)^2} \quad (2)^{***}$$

U původní překážky s parametry $h_o = 0,15$ m a $\alpha = 60^\circ$ (Grečenko, 1983) se při experimentech pneumatiky deformovaly až po ráfek a překážka nebyla vhodná pro malá kola. Proto byla vyvinuta překážka stejné výšky, ale s úhlem α sníženým na 35° (podle obr. 2), která se dobře osvědčila pro všechny velikosti kol a má přibližně stejné nadhazovací vlastnosti jako překážka původní. Např. i při zkoušení malotraktorů zůstává výška h_o beze změny, ale délku l_o je třeba upravit tak, aby se celá překážka umístila mezi rozvor malotraktoru.

Kolo, které by se nové překážky dotklo přesně na hřebeni ($h_c = h_o$), by mělo za běžného předpokladu $r_s = 0,46 d_k$ mezní průměr

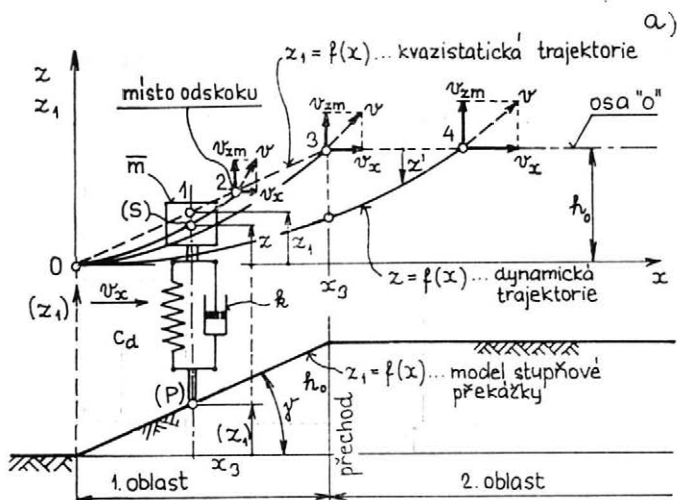
$$d_{kl} = \frac{2h_o}{0,92 - \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 0,15}{0,92 - \cos 35^\circ} = 2,98 \text{ m}$$

který je podstatně větší než u současných pneumatik zemědělských vozidel, takže všechny nájezdy se dějí podle případu a). Z toho důvodu se doporučuje míru x_3 počítat ze vzorce

$$x_3 = x_{3a} = 0,96 d_k - 1,43 r_s + 0,21 \quad (3)$$

STRANOVÝ NADHOZ VOZIDLA NA STUPŇOVÉ PŘEKÁŽCE (TEORIE)

Stranový nadhoz vozidla je způsoben nájezdem kola pevné nápravy na překážku, který teorie interpretuje podle obr. 3 v návaznosti na obr. 1. Stlačitelným elementem kola je pneumatika, která je dynamicky charakterizována pružinou s tuhostí c_d a paralelně zapojeným tlumičem se součinitelem tlumení k . Při nájezdu na překážku se pneumatika zprvu stlačuje, akumuluje energii a tu mění při vypružení v energii kinetickou, která je největší přibližně v okamžiku, kdy střed kola prochází svou kvazistatickou polohou ($z = z_1$).



Momentová rovnováha dynamických účinků na vozidlo při nájezdu kola pevné nápravy na překážku (obr. 3) se запиše takto (dynamické účinky se superponují na statické):

$$J_A \cdot \varepsilon - F \cdot B = 0$$

kde: $J_A = m' \cdot i^2$ — moment setrvačnosti vozidla k ose A, kde m' označuje hmotnost účastníci se nadhozu

$$\varepsilon = \frac{1}{B} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} \text{ — úhlové zrychlení}$$

$$F = k \cdot \frac{d}{dt} (z_1 - z) + c_d (z_1 - z) \text{ — dynamická síla ve styku pneumatiky s podložkou se složkou pružnosti } (c_d) \text{ a tlumicí } (k), \text{ přičemž } (z_1 - z) \text{ představuje dynamické propružení pneumatiky}$$

Při označení poměru $(i/B)^2 = \bar{p}$ a po úpravě se obdrží diferenciální rovnice nuceného kmitavého pohybu vozidla:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{k}{\bar{p} \cdot m'} \cdot \frac{dz}{dt} + \frac{c_d}{\bar{p} \cdot m'} \cdot z = \frac{k}{\bar{p} \cdot m'} \cdot \frac{dz_1}{dt} + \frac{c_d}{\bar{p} \cdot m'} \cdot z_1$$

Z teorie kmitavého pohybu je známo (např. Grečenko, 1963), že člen $c_d/(\bar{p} \cdot m')$ představuje čtverec vlastní netlumené kruhové frekvence odpružené hmoty ω_o^2 a člen $k/(\bar{p} \cdot m')$ lze zapsat pomocí kritického součinitele tlumení $k_k = 2(\bar{p} \cdot m') \cdot \omega_o$ pro aperiodický kmit a poměrného tlumení $D = k/k_k$ jako

$$\frac{k_k}{\bar{p} \cdot m'} \cdot \frac{k}{k_k} = 2\omega_o \cdot D$$

takže pohybová momentová výminka nabude tvaru

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2D \cdot \omega_o \cdot \frac{dz}{dt} + \omega_o^2 \cdot z = 2D \cdot \omega_o \cdot \frac{dz_1}{dt} + \omega_o^2 \cdot z_1 \quad (5)^*$$

Tato rovnice má známé řešení:

$$z = e^{-D\omega_o t} \cdot (C_1 \cdot \cos \bar{\omega}_o t + C_2 \cdot \sin \bar{\omega}_o t) + z_p \quad (6)^*$$

kde: $\bar{\omega}_o = \omega_o \cdot \sqrt{1 - D^2}$ — vlastní kruhová frekvence odpružené hmoty s tlumením

Použije-li se dále označení $\bar{D} = D/\sqrt{1 - D^2}$, lze součin $D \cdot \omega_o$ psát jako $\bar{D} \cdot \bar{\omega}_o$, a tím výhodně sjednotit kruhové frekvence v rovnici (6) i dalších.

Vzorec pro vlastní kruhovou frekvenci bez tlumení

$$\omega_o = \frac{B}{i} \cdot \sqrt{\frac{c_d}{m'}} \quad [1/s]$$

je konkretizován těmito navrhovanými hodnotami (Grečenko, 1983):

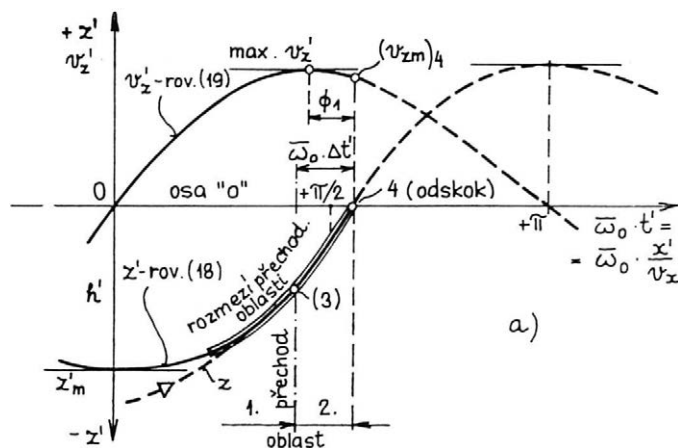
$$i = 1,116 \cdot r; m' = 0,88 m; c_d = 1,10 c_s$$

$$c_s = 9,81 \cdot Q_f \cdot \frac{n}{2} / (0,5 d_k - r_s) = 9,81 Q_f \cdot n / (d_k - 2r_s)$$

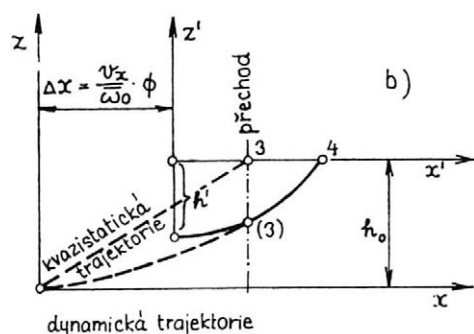
po dosazení a úpravě obdržíme:

$$\omega_o = \frac{4,43}{\sqrt{2}} \cdot \frac{B}{r} \sqrt{\frac{Q_f \cdot n}{(d_k - 2r_s) \cdot m}} = 3,14 \frac{B}{r} \sqrt{\frac{Q_f \cdot n}{(d_k - 2r_s) \cdot m}} \quad (7)^{***}$$

kde: n — počet kol pevné nápravy



4. Pohyb odpérované hmoty nad plošinou stupňované překážky: a) kinematické veličiny, b) návaznost na pohyb nad šikmým nájezdem — The motion of the sprung mass along the platform of the step obstacle: a) kinematic quantities, b) correspondence to the motion along the slanting front part



Partikulární integrál z_p z rovnice (6) závisí na tvaru kvazistatické trajektorie středu kola (výpočtové překážky) $z_1 = f(x)$. Pro stupňovou překážku jsou příznačné dvě oblasti (obr. 4):

1. oblast $0 \leq x \leq x_3 \dots z_1 = x \cdot \operatorname{tg} \gamma = x \cdot \frac{h_0}{x_3}$
2. oblast $x_3 \leq x < \infty \dots z_1 = h_0$

Řešení pro první oblast

Jelikož $z_1 = x \cdot \operatorname{tg} \gamma = v_x \cdot t \cdot \operatorname{tg} \gamma$

$$\frac{dz_1}{dt} = v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

nabude pravá strana diferenciální rovnice (5) tvaru

$$2 D \omega_0 \cdot v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma + \omega_0^2 \cdot v_x \cdot t \cdot \operatorname{tg} \gamma = f(t)$$

takže se předpokládá partikulární integrál $z_p = a_1 \cdot t^2 + a_2 \cdot t + a_3$

$$\frac{dz_p}{dt} = 2 a_1 \cdot t + a_2; \quad \frac{d^2 z_p}{dt^2} = 2 a_1$$

dosazením do členů se z na levé straně rovnice (5) a porovnáním s uvedenou pravou

stranou se zjistí $a_1 = 0$; $a_2 = v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma$; $a_3 = 0$, takže partikulární integrál v rovnici (6) má definitivní tvar

$$z_p = v_x \cdot t \cdot \operatorname{tg} \gamma = x \cdot \operatorname{tg} \gamma = z_1$$

který naznačuje, že tlumený kmit probíhá kolem šikmé části výpočtové překážky s pořadnicemi $x \cdot \operatorname{tg} \gamma$. Nakonec se přikročí k vyčíslení součinitelů C_1 a C_2 v rovnici (6). Derivaci rovnice (6) podle času t obdržíme:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} = v_z = e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t} \cdot [(C_2 \cdot \bar{\omega}_0 - C_1 \cdot \bar{\omega}_0 \bar{D}) \cdot \cos \bar{\omega}_0 t - \\ - (C_1 \cdot \bar{\omega}_0 + C_2 \cdot \bar{\omega}_0 \bar{D}) \cdot \sin \bar{\omega}_0 t] + v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma \end{aligned} \quad (8)$$

kde: $v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma$ – rychlost v_{z1}

Při počátečních podmínkách $t = 0 \dots z = 0$ i $dx/dt = 0$ plynou z rovnic (6) a (8) hodnoty $C_1 = 0$ a $C_2 = -(v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma) / \bar{\omega}_0$, takže po úpravě obdržíme konečné znění rovnic pro výchylku z a rychlost v_z :

$$z = z_1 \cdot \left(1 - \frac{e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t}}{\bar{\omega}_0 t} \cdot \sin \bar{\omega}_0 t \right); \quad z_1 = x \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (9)$$

$$v_z = v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot [1 - e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t} \cdot (\cos \bar{\omega}_0 t - \bar{D} \cdot \sin \bar{\omega}_0 t)] \quad (10)$$

K odskoku dojde za podmínky $z = z_1$, tj. podle rovnice (9):

$$\frac{e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t}}{\bar{\omega}_0 t} \cdot \sin \bar{\omega}_0 t = 0$$

s vhodným řešením $\sin \bar{\omega}_0 t = 0$; $\bar{\omega}_0 t = k\pi$

Fyzikální smysl má řešení s $k = 1$, vyjadřující čas uběhlý od nájezdu na překážku do nadhozu:

$$t_2 = \frac{\pi}{\bar{\omega}_0} \quad (11)$$

Tento čas je ovšem roven poměru x_2/v_x , takže místo nadhozu má souřadnice (obr. 3, bod 2):

$$x_2 = \frac{\pi}{\bar{\omega}_0} \cdot v_x; \quad z_2 = x_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma = \frac{x_2}{x_3} \cdot h_0 \quad (12)^*$$

Uvedené řešení platí pro $x_2 \leq x_3$, neboli pro rychlost

$$v_x \leq \frac{\bar{\omega}_0}{\pi} \cdot x_3 = v_{x3} \quad (12a)$$

Dále z rovnice (10) plyne vzorec pro počáteční rychlost nadhozu (při $\operatorname{tg} \gamma = h_0/x_3$):

$$(v_{zm})_2 = v_x \cdot \frac{h_0}{x_3} \cdot (1 + e^{-\bar{D}\pi}) \quad (13)^*$$

Při obvyklé hodnotě tlumení $\bar{D} = 0,10$ (Matthews a Talamo, 1965), tj. $\bar{D} = 0,1005$, a výšce překážky $h_0 = 0,15$ m (obr. 2), se vzorec (13) konkretizuje na

$$(v_{zm})_2 = 1,7293 \frac{v_x \cdot h_0}{x_3} = \frac{0,2594}{x_3} \cdot v_x \quad (13a)$$

a umožňuje nahradit rychlost v_{zm} ve vztahu (4) rychlostí jízdy v_x při nadhozu v první oblasti. Rovněž úhel náklonu vozidla φ_1 [°] má velikost odpovídající místu nadhozu:

$$\varphi_1 = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{z_2}{B} = 57,3 \cdot \frac{x_2}{x_3} \cdot \frac{h_0}{B} \quad (14)$$

a pro $h_0 = 0,15$ m:

$$\varphi_1 = \frac{8,6}{B} \cdot \frac{x_2}{x_3} = 27 \frac{v_x}{B \cdot \omega_0 \cdot x_3} \quad (14a)$$

Poslední dva členy vzorce (4) značí celkový příčný náklon vozidla, skládající se ze statické (φ_1) a kinetické složky, jež je zvýšena bezpečností κ . Při malých rychlostech v_x dojde k prvnímu nadhozu (překmitu) kola do nižší výšky, než je výška překážky, takže kolo znovu propěruje na překážce před dosažením plného statického zdvihu h_0 ; nejvyšší náklon vozidla a svahovou dostupnost tak vlastně určuje kvazistatická trajektorie středu kola. Při vyšších rychlostech v_x dojde k výraznému nadhozu ve výši blízké se výšce překážky. Z uvedených důvodů je výhodné definovat člen φ_1 ve vztahu (4) výrazem $\varphi_1 = 8,6/B$ podle vzorce (14a), tj. statickým náklonem vozidla při zdvihu kola do plné výšky překážky. Vztah (4) se pak zapíše takto ($h_0 = 0,15$ m; $D = 0,10$):

$$\beta = \beta_l - \frac{8,6}{B} - \arccos \left(1 - \frac{4,24 \cdot 10^{-3}}{B^2 \cdot x_3^2} \cdot \kappa \cdot r \cdot v_x^2 \right) = f(v_x) \quad (15)$$

Řešení pro druhou oblast

Kmit středu kola S přechází do oblasti $x > x_3$ podle obr. 3 při rychlosti $v_x > \bar{\omega}_0 \cdot x_3/\pi$. V první oblasti se jeho pohyb řídil vztahy (9), (10), ve druhé oblasti je $z_1 = h_0 = \text{konst}$, takže partikulární integrál z_p v rovnici (6) má řešení $z_p = h_0$. Jde zřejmě o volný tlumený kmit kolem osy o stejnou frekvencí jako v první oblasti vyjádřený rovnicemi

$$z' = z - h_0 = e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t'} \cdot (A_1 \cdot \cos \bar{\omega}_0 t' + A_2 \cdot \sin \bar{\omega}_0 t') \quad (16)$$

$$\frac{dz'}{dt} = v'_z = \bar{\omega}_0 \cdot e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t'} \cdot [(A_2 - \bar{D} \cdot A_1) \cdot \cos \bar{\omega}_0 t' - (A_1 + \bar{D} \cdot A_2) \cdot \sin \bar{\omega}_0 t'] \quad (17)$$

Čas t' ve druhé oblasti má obecně rozdílný počátek od času t v rovnicích pro první oblast, tj. jde o kmit fázově posunutý. Úhel $\bar{\omega}_0 t'$ je rovnocenný s úhlem $(\bar{\omega}_0 t - \Phi)$, kde fázový úhel $\Phi = \bar{\omega}_0 \cdot (t - t') = \bar{\omega}_0 \cdot (x - x')/v_x$. Při počátečních podmínkách $t' = 0$; $z' = -h'$ (amplituda) a $dz'/dt = 0$ se po dosazení do vztahů (16) a (17) obdrží $A_1 = h'$; $A_2 = -\bar{D} \cdot h'$. Obecné znění rovnic pro výchylku z' a rychlost v'_z tedy je (obr. 4):

$$z' = -h' \cdot e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t'} \cdot (\cos \bar{\omega}_0 t' + \bar{D} \cdot \sin \bar{\omega}_0 t') \quad (18)$$

$$v'_z = h' \cdot \bar{\omega}_0 \cdot (1 + \bar{D}^2) \cdot e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 t'} \cdot \sin \bar{\omega}_0 t' \quad (19)$$

Podle vzorce (18) dojde k nulové výchylce z' , a tedy k odskoku v bodě 4 téměř při nulové hodnotě výrazu v kulaté závorce, tj. při

$$\bar{\omega}_0 t'_4 = -\arctg \frac{1}{\bar{D}} + k\pi \quad (20)$$

se základním řešením ($\bar{D} = 0,1005$) při $k = 1$:

$$\bar{\omega}_0 t'_4 = +1,6710 \text{ rad} = +95,74^\circ \quad (20a)$$

Extrémy výchylky z'_m nastanou při $\bar{\omega}_0 t' = k\pi$.

Podrobný rozbor vzorce (19) ukazuje, že extrém rychlosti v'_z předbývá nulovou výchylku o fázový úhel $\Phi_1 = 2 \arctg(1/\bar{D})$, tj. konkrétně o $\Phi_1 = 0,2003 \text{ rad} = 11,48^\circ$.

K určení rychlosti nadhozu v bodě 4 je ovšem třeba znát i amplitudu h' . Ta se zjistí z podmínek návaznosti pohybu v přechodové oblasti ($x = x_3$; $t = t_3$):

a) stejná pořadnice trajektorie ... $z'_3 = z_3 - h_0$;

b) stejná směrnice trajektorie ... $v'_{z3} = v_{z3}$.

Hodnoty z_3 a v_{z3} kmitu v tomto přechodu se vyčíslí ze vzorců (9), (10) pro $z_1 = h_0$ a čas $t_3 = x_3/v_x$, kde $v_x \geq \bar{\omega}_0 \cdot x_3/\pi$. Tak jsou určeny levé části rovnic (18) a (19), jejichž poměr ϱ je roven:

$$\varrho = \frac{z'_3}{v'_{z3}} = - \frac{\cotg \bar{\omega}_0 t' + \bar{D}}{\bar{\omega}_0 \cdot (1 + \bar{D}^2)} = \frac{z_3 - h_0}{v_{z3}} \leq 0 \quad (21)$$

z čehož plyne úhlová poloha přechodového bodu 3:

$$\bar{\omega}_0 t'_3 = \arctg \frac{1}{-\varrho \cdot \bar{\omega}_0 \cdot (1 + \bar{D}^2) - \bar{D}} + k\pi > 0 \quad (22)$$

se základním řešením při $k = 1$ pro hodnotu prvního členu $\arctg \dots \leq 0$ nebo při $k = 0$ pro $\arctg \dots > 0$ a konečně amplituda h' po dosazení do rovnice (19)

$$h' = \frac{v_{z3} \cdot e^{-\bar{D}(\bar{\omega}_0 t'_3)}}{\bar{\omega}_0 \cdot (1 + \bar{D}^2) \cdot \sin(\bar{\omega}_0 t'_3)} > 0 \quad (23)$$

Rozmezí poloh bodu 3 je vyznačeno na obr. 4.

Časový rozdíl mezi polohami 3 a 4 je

$$\Delta t' = \frac{(\bar{\omega}_0 t'_4) - (\bar{\omega}_0 t'_3)}{\bar{\omega}_0} = t'_4 - t'_3 = t_4 - t_3 \quad (24)$$

Dosazením hodnot ze vzorců (20a), (22), (23) a (24) do rovnice (19) se konečně vypočte rychlost nadhozu ve druhé oblasti

$$(v_{zm})_4 = (v'_{zm})_4 = v_{z3} \cdot e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 \cdot \Delta t'} \cdot \frac{\sin \bar{\omega}_0 t'_4}{\sin \bar{\omega}_0 t'_3} = 0,995 \frac{v_{z3} \cdot e^{-\bar{D}\bar{\omega}_0 \cdot \Delta t'}}{\sin \bar{\omega}_0 t'_3} = f(v_x) \quad (25)$$

Souřadnice bodu odskoku 4 jsou

$$\left. \begin{array}{l} \text{— čas} \quad \dots t_4 = t_3 + \Delta t' = x_3/v_x + \Delta t' \\ \text{— poloha} \quad \dots x_4 = x_3 + v_x \cdot \Delta t' = v_x \cdot t_4 \\ \quad \quad \quad z_4 = h_0 \end{array} \right\} \quad (26)$$

I. Vypočtené hodnoty nadhozu kolového traktoru — Calculated values of the bound of a wheeled tractor

Výpis ze zadání: $B = 1,415 \text{ m}$
 $h = 0,820 \text{ m}$
 $m = 3150 \text{ kg}$
 $h_0 = 0,150 \text{ m}$

Výpočet: $\omega_0 = 13,069 \text{ l/s}$
 $x_3 = 0,591 \text{ m}$

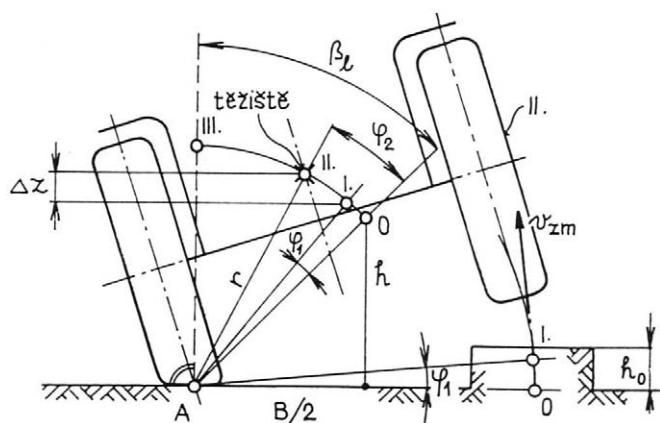
Udané hodnoty
 silně zaokrouhleny

v_x	t	x	z	v_{zm}	Δz	φ_1	φ_2	$\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_2} \cdot 100$
m/s	s	m		m/s	mm			%
0,50	0,242	0,12	0,03	0,22	1,8	1,24*	1,41*	12,1
1,00	0,242	0,24	0,06	0,44	7,1	2,48*	3,17*	21,8
1,50	0,242	0,36	0,09	0,66	16,0	3,73*	5,35*	30,3
2,00	0,242	0,48	0,12	0,88	28,0	4,97*	7,98	37,7
2,45**	0,242	0,59	0,15	1,07	43,0	6,08	11,02	44,8
3,00	0,216	0,65	0,15	1,26	59,0	6,08	13,10	53,6
3,50	0,201	0,70	0,15	1,37	69,0	6,08	14,50	58,1
4,00	0,190	0,76	0,15	1,44	77,0	6,08	15,69	61,3
5,00	0,174	0,87	0,15	1,53	86,0	6,08	17,11	64,5
6,00	0,163	0,98	0,15	1,58	92,0	6,08	18,11	66,4
7,00	0,156	1,09	0,15	1,61	95,0	6,08	18,64	67,4
8,00	0,151	1,21	0,15	1,63	98,0	6,08	19,18	68,3
9,00	0,146	1,32	0,15	1,64	99,0	6,08	19,36	68,6
10,00	0,143	1,43	0,15	1,65	100,0	6,08	19,55	68,9

* pro první nadhoz; následuje další zdvih a větší náklon vozidla

** hodnota v_{x3}

Výpočet parametrů nadhozu je konkretizován v tab. I příkladem, týkajícím se nadhozu typického kolového traktoru s dvoukolovým pohonem na rovině po nájezdu na standardní překážku podle obr. 2. Schéma tohoto nadhozu znázorňuje obr. 5. Postup řešení na počítači podle odvozených vzorců byl tento: nejdříve se počítaly hodnoty pro nadhoz v bodě 3 (obr. 3) — 5. řádek tab. I, dále nadhoz v první oblasti a konečně



5. Geometrie příčného náklonu traktoru v důsledku nadhozu pravého kola — Geometry of the rolling motion of a tractor as a result of the bound of a right-hand wheel

přechod z první oblasti do druhé a nadhoz ve druhé oblasti. Argumentem výpočtu byla ovšem rychlost jízdy v_x .

Úhel φ_1 byl pro první oblast ($v_x \leq v_{x3}$) vypočten ze vzorce (14a), pro druhou oblast ($v_x > v_{x3}$) platí $\varphi_1 = 8,6/B$ [°]. Hodnoty Δz a φ_2 se počítaly ze vzorců

$$\Delta z = 0,063 \left(\frac{r}{B} \cdot v_{zm} \right)^2 \quad (27)^*$$

$$\varphi_2 = \beta_l - \arccos \left[\frac{\Delta z}{r} + \cos(\beta_l - \varphi_1) \right] \quad (28)$$

Z tab. I je patrné, že v první oblasti se čas t , uplynulý od najetí na překážku do odskoku, nemění. Člen $100 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)/\varphi_2$ představuje podíl kinetické složky náklonu na celkovém náklonu, který je od rychlosti pohybu cca 2,8 m/s větší než 50 %. Jelikož vozidlo při každé rychlosti postupně přejede (přeskočí) celou překážku, nemůže být celkový příčný náklon vozidla φ_2 prakticky menší než max. φ_1 , tj. v daném případě 6,08° (týká se prvních tří řádků tab. I). Toto se musí respektovat při výpočtu úhlu svažové dostupnosti. Ve vzorci pro svažovou dostupnost SD/KLF (Grečenko, 1983, 1986), který plyne ze vzorce (4), je korekce jednodušší a je s dostatečnou přesností provedena tak, že úhel φ_1 má stálou hodnotu 8,6/B, tj. jako by nadhoz vždy začínal z plné výšky překážky $h_0 = 0,15$ m — viz rovněž text ke vzorci (15).

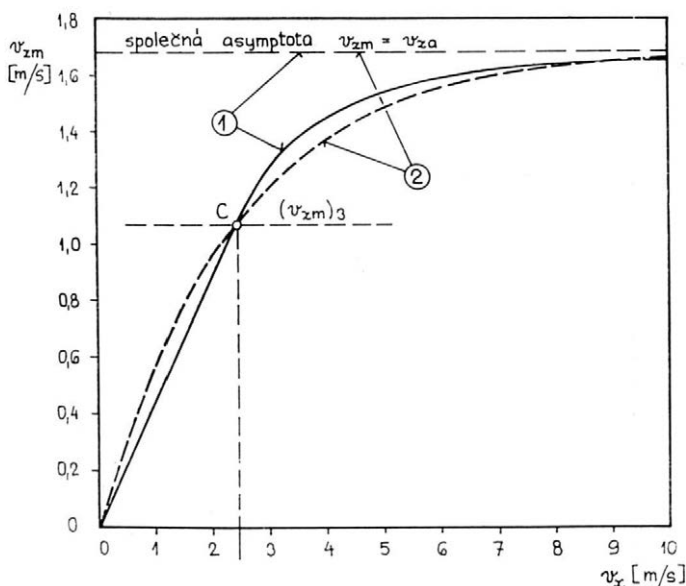
VZOREC PRO DÍLČÍ SVAHOVOU DOSTUPNOST SD/KLF S APROXIMACÍ ZÁVISLOSTI $v_{zm} = f(v_x)$

Podle teorie nadhozu vozidla na stupňové překážce by se přípustný sklon svahu β (KLF) = $f(v_x)$ počítal ze dvou vzorců:

a) pro $v_x \leq v_{x3} = \frac{\bar{\omega}_0 \cdot x_3}{\pi}$... ze vzorce (15);

b) pro $v_x > v_{x3}$... ze vzorce (4) dosazením z rovnic (24), (10) a (22).

6. Průběh počáteční rychlosti nadhozu v_{zm} ve funkci rychlosti jízdy v_x : 1 — teorie dvou oblastí, 2 — spojitá aproximace — Diagram of the initial bound velocity v_{zm} as a function of the speed of travel v_x : 1 — theory of the two zones, 2 — continuous approximation



Tuto komplikaci lze obejít spojitou aproximací průběhu $v_{zm} = f(v_x)$ podle obr. 6. K aproximaci se nabízí známá exponenciální funkce

$$v_{zm} = v_{za} \cdot \left(1 - e^{-\frac{v_x}{K}}\right) \quad (29)$$

procházející stejně jako teoretická závislost body 0, C a mající asymptotu $v_{zm} = v_{za}$. Hodnota v_{za} představuje absolutně nejvyšší svislou složku rychlosti $v_z = v'_z$ podle vzorce (19), jež nastane při úhlu $\omega_0 t' = \pi/2$ a vzhledem k $v_x \rightarrow \infty$ při amplitudě $h' = h_0$, tedy

$$v_{za} = h_0 \cdot \bar{\omega}_0 \cdot (1 + \bar{D}^2) \cdot e^{-\frac{\pi \bar{D}}{2}} \quad (30)$$

Pro $D = 0,10$, tj. $\bar{D} = 0,1005$, a případným dosazením $\bar{\omega}_0 = \omega_0 \cdot D/\bar{D}$ se obdrží

$$v_{za} = 0,8626 h_0 \cdot \bar{\omega}_0 \quad (31)$$

event.

$$v_{za} = 0,8583 h_0 \cdot \omega_0 \quad (31a)^*$$

Hodnota rychlostní konstanty K se určí ze vzorce (29) pro $v_x = v_{x3}$ a $v_{zm} = (v_{zm})_3$ takto:

$$K = - \frac{v_{x3}}{\ln \left[1 - \frac{(v_{zm})_3}{v_{za}} \right]} \quad (32)$$

ze (12a):

$$v_{x3} = \frac{x_3 \cdot \bar{\omega}_0}{\pi} = 0,3183 x_g \cdot \bar{\omega}_0$$

ze (13a):

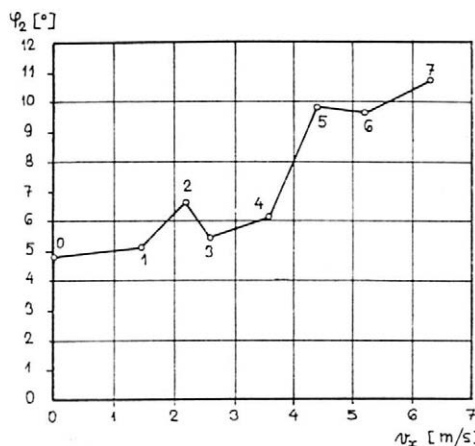
$$(v_{zm})_3 = 1,7293 \frac{v_{x3} \cdot h_0}{x_3} = 0,5504 h_0 \cdot \bar{\omega}_0$$

po dosazení se obdrží:

$$K = - \frac{0,3183 x_3 \cdot \bar{\omega}_0}{\ln \left[1 - \frac{0,5504}{0,8626} \right]} = 0,3132 x_3 \cdot \bar{\omega}_0 \quad (33)$$

resp.

$$K = 0,3116 x_3 \cdot \omega_0 \quad (33a)$$



7. Závislost příčného náklonu na rychlosti jízdy, změřená u traktoru Z-7045H na standardní překážce — The plot of the roll angle over the speed of travel as measured with the tractor Z-7045H using the standard obstacle

a zpětným dosazením do vztahu (29) konečný aproximační vzorec:

$$v_{zm} = 0,8626 h_o \cdot \bar{\omega}_o \cdot \left(1 - e^{-\frac{3,193}{x_3 \omega_o} \cdot v_x}\right) \quad (34)$$

resp.
$$v_{zm} = 0,8583 h_o \cdot \omega_o \cdot \left(1 - e^{-\frac{3,209}{x_3 \omega_o} \cdot v_x}\right) \quad (34a)^*$$

Jednotný vzorec pro dílčí svaховou dostupnost SD/KLF plyne dosazením vztahu (34a) do vztahu (4); pro $h_o = 0,15$ m; $\varphi_1 = 8,6/B$ a při bezpečnosti $\kappa = 1,20$ se obdrží

$$\beta = \beta_l - \frac{8,6}{B} - \arccos \left[1 - \frac{r \cdot \omega_o^2}{800 B^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3,2}{x_3 \omega_o} \cdot v_x}\right)^2\right] \quad (35)^{***}$$

Při nahrazení kruhové frekvence bez tlumení ω_o kruhovou frekvencí s tlumením $\bar{\omega}_o$ se součinitel 800 (798) mění na 790 a 3,2 (1) na 3,19. Rozdíl je tedy zanedbatelně malý.

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ BOČNÍHO NADHOZU A SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI SD/KLF

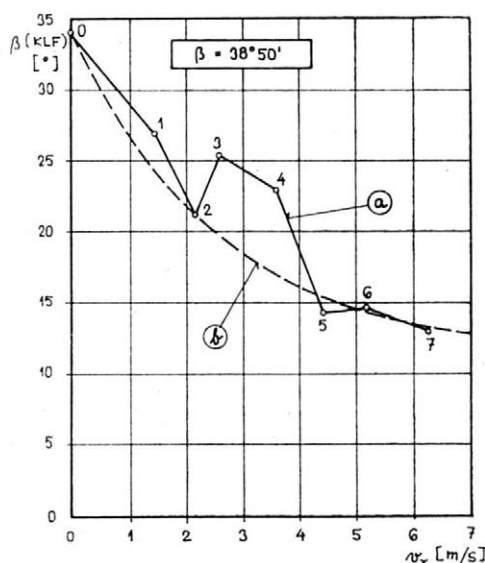
Způsob ověřovacího měření příčného náklonu vozidla na standardní překážce měřičem nadhozu stručně popsal Grečenko (1986). Mechanický měřič nadhozu je umístěn v blízkosti pevné nápravy zkoušeného vozidla tak, aby při nadhozu kolečko měřiče jelo stále po rovném povrchu. Vlečená ručička měřiče ukazuje po nadhozu na úhlové stupnici měřiče nejvyšší dosažený příčný náklon vozidla jako úhel ψ .

Před měřením náklonu $\varphi_2 = f(v_x)$ (obr. 5) je proto třeba měřič staticky oceňovat. To se provede postupným najížděním kola pevné nápravy na cejchovací stavebnicové plošiny s výškou např. po 0,10 m, takže lze nastavit $z = 0,10 - 0,20 - 0,30$ m. Cejchovací závislost $\varphi = \arcsin(z/B) = f(\psi)$ je téměř přímková ... $\varphi = \bar{k} \cdot \psi$. Např. pro kolový traktor Z-7045H s rozchodem zadní nápravy $B = 1,80$ m bylo zjištěno $\bar{k} = 0,39$. Úhel φ_1 je ovšem roven $\varphi_1 = \arcsin(0,15/1,80) = 8,6/1,80 = 4,78^\circ$.

Úhel φ_2 se měří při postupně zvyšované rychlosti v_x . Je třeba zajistit patřičnou bezpečnost řidiče, i když při uvážení zvyšování rychlosti je experiment bezpečný. Pro uvedený traktor byla např. naměřena závislost $\varphi_2 = f(v_x)$, znázorněná na obr. 7.

Oprava — correction:

$$\beta_l = 38^\circ 50'$$



8. Dílčí svaховá dostupnost podle kritéria KLF pro traktor Z-7045H a bezpečnost $\kappa = 1,20$: a — na základě experimentu, b — výpočet podle odvozeného vzorce — The component rated slope by the criterion KLF for the tractor Z-7045H and the factor of safety $\kappa = 1,20$: a — based on experiment, b — as computed from the derived formula

Podle obr. 5 je nadhoz těžiště vozidla Δz roven:

$$\Delta z = r [\cos (\beta_l - \varphi_2) - \cos (\beta_l - \varphi_1)] \quad (28a)$$

Dosazením do prvního tvaru vzorce (4) obdržíme vztah pro experimentální hodnocení dílčí svahové dostupnosti SD/KLF :

$$\beta = \beta_l - \varphi_1 - \arccos \{1 - \kappa [\cos (\beta_l - \varphi_2) - \cos (\beta_l - \varphi_1)]\} = f(v_x) \quad (36)**$$

Poznámka: V práci Grečenko (1986) byl tento vzorec chybně otištěn bez hranaté závorky.

Limitní úhel příčné statické stability β_l se zjišťuje zvláštním pokusem.

Dílčí svahová dostupnost SD/KLF pro uvedený traktor při bezpečnosti $\kappa = 1,20$ je vynesena na obr. 8, a to jak na základě ověřovacího měření a vzorce (36), tak i podle výpočtu ($\beta_l = 38^\circ 50'$ podle měření na naklápěcí plošině) a standardního vzorce (35). Při rychlosti $v_x = 0$ je svahová dostupnost β rovna rozdílu $\beta_l - \varphi_1$, tj. mezi statické stability vozidla s horním kolem pevné nápravy stojícím na podložce. Standardní vzorec pro β (KLF) doposud poskytoval křivky SD na bezpečné spodní hranici hodnot podle ověřovacího měření.

ZÁVĚR

Tato práce rozebírá způsob teoretického řešení stranového nadhozu zemědělského vozidla po najetí na překážku i ekvivalentní experimentální postup. Jde o součást hodnocení svahové dostupnosti zemědělských vozidel (Grečenko, 1986). Práce neobsahuje odvození výchozích vztahů pro příčnou stabilitu při stranovém nadhozu a definici bezpečnosti, jež byly uvedeny již dříve (Grečenko, 1983).

Teoretické řešení skutečný nadhoz přiměřeně stylizuje, aby se zachovala žádoucí jednoduchost; v tomto rámci je řešení exaktní a zůstává analytické. Skutečnosti se přibližuje tím, že používá změřenou hodnotu příčné statické stability. Konečný vzorec pro výpočet dílčí svahové dostupnosti SD/KLF zahrnuje ve zdůvodněných relacích všechny vlivné činitele; ze vzorce (35) je např. patrné, že tato SD je výrazně závislá na rychlosti jízdy, příznivě ji ovlivňuje zvýšení statické stability vozidla (např. zvětšením rozchodu) a snížením frekvence vlastních kmitů vozidla (např. nižším huštěním pneumatik), které vyvolá zmenšení jejich dynamické tuhosti.

Experimentální výzkum stranového nadhozu ukazuje na složité rezonanční jevy vlivem najetí další (výkyvné) nápravy vozidla na překážku, ale vcelku lze soudit, že výpočet zatím uspokojivě interpretoval svahovou dostupnost vyčíslenou z naměřených hodnot. Svahová dostupnost SD/KLF se zásadně vypočítává a může se experimentálně ověřit.

Vzhledem k vývoji tvaru překážky, který se nyní ustálil na rozměrech podle obr. 2, se doporučuje nahradit dosud uváděný vzorec (2) pro výpočtovou délku nájezdu x_3 výstižnějším vzorcem (3). Dále byl vzorec pro vlastní kruhovou frekvenci příčného kývání (7) upraven k použití pro nápravy se zdvojenými koly; je ovšem zásadně shodný se vzorcem uváděnými dříve.

Význam hlavních symbolů

B	—	rozchod pevné nápravy vozidla
D	—	poměrné tlumení pneumatiky
$\bar{D}$	—	složený výraz, $D/\sqrt{1 - D^2}$
K	m/s	rychlostní konstanta v aproximaci v_{zm}
Q_j	kg	katalogová nosnost pneumatiky při předepsaném huštění
SD	—	svahová dostupnost
c_d	N/m	dynamická tuhost pneumatiky
c_s	N/m	statická tuhost pneumatiky
d_k	m	katalogový průměr pláště pneumatiky

e	—	číslo 2,7183 ...
h	m	výška těžiště vozidla
h_0	m	výška překážky
h'	m	počáteční amplituda kmitu ve druhé oblasti
i	m	poloměr setrvačnosti
k	1. kg/s 2. —	součinitel tlumení pneumatiky přirozené číslo ve výrazech ($k\pi$)
k_k	kg/s	kritický součinitel tlumení pneumatiky
l	m	délka styčné plochy pneumatiky
m	kg	hmotnost vozidla
m'	kg	hmotnost účastníci se nadhozu
n	—	počet kol pevné nápravy
r	m	složený rozměr, $0,5 \sqrt{4h^2 + B^2}$
r_s	m	katalogový statický poloměr pneumatiky
t	s	čas, základní systém
t'	s	čas, druhotný systém
v	m/s	rychlost, základní event. druhotný systém
v'	m/s	rychlost, druhotný systém
v_{za}	m/s	teoretická absolutně nejvyšší rychlost nadhozu
x	m	podélná souřadnice, základní systém
x'	m	podélná souřadnice, druhotný systém
z	m	výšková souřadnice, základní systém
z'	m	výšková souřadnice, druhotný systém
z_p	m	partikulární integrál řešení pohybové rovnice

Indexy u symbolů malé abecedy:

x		složka ve směru osy x
z		složka ve směru osy z
m		místo odskoku; nejvyšší hodnota
1		pořadnice kvazistatické trajektorie
2		místo odskoku v první oblasti (obr. 3)
3		bod přechodu nebo přechodová oblast (obr. 3, 4)
4		místo odskoku ve druhé oblasti (obr. 3, 4)
α	deg	nájezdový úhel překážky
β	deg	úhel svahu
β_1	deg	úhel příčné statické stability
γ	deg	úhel výpočtové překážky
$\Delta t'$	s	časový rozdíl podle rovnice (24)
Δz	m	zdvih těžiště vozidla setrvačnosti (obr. 5)
ε	s ⁻²	úhlové zrychlení
z	—	bezpečnost (mezni zdvih těžiště : Δz)
π	—	číslo 3,14159
ϱ	s	poměr $(z_3 - h_0)/v_{z3}$
φ	deg	úhel příčného náklonu vozidla
φ_1	deg	statický příčný náklon vozidla
φ_2	deg	celkový příčný náklon vozidla při nadhozu
ω_0	s ⁻¹	netlumená kruhová frekvence vlastního příčného kmitání vozidla
$\bar{\omega}_0$	s ⁻¹	kruhová frekvence s tlumením, $\omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2}$

Literatura

- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Stát. zeměd. nakl. 1963.
 GREČENKO, A.: Dynamická stabilita jako součást svahové dostupnosti zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 29, 1983, č. 11, s. 643-658.
 GREČENKO, A.: Metoda určování svahové dostupnosti zemědělských vozidel. Zeměd. Techn., 32, 1986, č. 10, s. 577-598.
 MATTHEWS, J. — TALAMO, J. D. C.: Ride comfort for tractor operators. Part III. J. agric. Engng Res., 10, 1965, č. 2, s. 93-108.
 POSPELOV, J. A.: Ustojivost traktora. Moskva, Mašinostrojenie 1966.
 SCHWANGHART, H.: Kipp- und Umsturzverhalten eines Schleppers. Landtechnik, 33, 1978, č. 11, s. 488-492.
 THOMPSON, L. J. — LILJEDAHL, J. B. — QUINN, B. E.: Dynamic motion responses of agricultural tires. ASAE Paper, No 70-148, 1970, 9 s.

Došlo dne 21. 7. 1987

ГРЕЧЕНКО, А. (АГРОЗЕТ, концерновый научно-исследовательский институт машин, Прага-Ходов): Первичные материалы для оценки склоновой доступности сельскохозяйственных мобильных средств: боковой толчек на горизонтали (KLF). Zeměd. Techn., 33, 1987 (12): 707-722.

Комплексная оценка склоновой доступности (SD) сельскохозяйственных мобильных средств, предложение которой было опубликовано в 1986 году (Греченко, 1986) учитывает сопротивление против скольжения, опрокидывания и функциональную способность мобильного средства. Эта работа прежде всего объясняет выведение формулы для частной склоновой доступности по критерию KLF, который касается бокового толчка мобильного средства идущего на горизонтали склона после наезда верхнего колеса жесткой оси на специфическое препятствие. Вновь описывается и комментируется равноценный экспериментальный метод, который в случае надобности используется для проверки или для определения этой частной склоновой доступности.

безопасность передвижения на склонах; стабильность; горизонталь склона; препятствие

GREČENKO, A. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): Data Referring to the Assessment of the Slope Rating of Agricultural Vehicles: Side Bounce of a Machine along the Contour Line. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12): 707-722.

The multi-criterion method of assessing the slope rating (SD) of agricultural vehicles as proposed in 1986 (Grečenko, 1986), takes into account the capacity of resist sliding, tipping over and functional reliability of a vehicle. The primary aim of this paper is to elucidate the derivation of the formula for the component slope rating by the criterion KLF which refers to the case when the upslope wheel of a rigid axle of a vehicle travelling along the contour line strikes a specified obstacle and rebounds upwards. The equivalent experimental procedure good for optional verification or even basic assessment of this component slope rating is described and commented upon as well.

safety of travel on hillside; stability; contour line of a slope; obstacle

GREČENKO, A. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): Unterlagen für die Bewertung der Hangtauglichkeit der Landmaschinen: seitlicher Aufwurf auf der Schichtenlinie (KLF). Zeměd. Techn., 33, 1987 (12): 707-722.

Die vorliegende Mehrkomponentenbewertung der Hangtauglichkeit (SD) der Landmaschinen, deren Entwurf im Jahre 1986 veröffentlicht wurde (Grečenko, 1986), berücksichtigt die bestehende Rutsch- und Kippresistenz als auch die Funktionsfähigkeit des Fahrzeuges. Diese Arbeit erklärt vor allem die Ableitung der Formel für die Teilhangtauglichkeit entsprechend dem KLF-Kriterium, die den seitlichen Aufwurf des auf der Schichtenlinie des Hanges fahrenden Fahrzeuges nach dem Auffahren des oberen Rades der festgelagerten Achse an ein spezifiziertes Hindernis. Es wird ein gleichwertiges Versuchsverfahren beschrieben und komментиert, das im Bedarfsfall zur Überprüfung oder zur Bestimmung dieser Teilhangtauglichkeit herangezogen werden kann.

Fahrsicherheit im Hangterrain; Stabilität; Hangschichtenlinie; Hindernis

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

MĚŘENÍ MNOŽSTVÍ NADOJENÉHO MLÉKA V AUTOMATIZOVANÝCH SYSTÉMECH ŘÍZENÍ FAREM

S. Talich, V. Preisler, J. Žižka

TALICH, S. — PREISLER, V. — ŽIŽKA, J. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Měření množství nadojeného mléka v automatizovaných systémech řízení farem*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 723-736.

V práci jsou podány některé výsledky laboratorního a provozního ověřování měřiče množství mléka, který byl výzkumně vyřešen v Agrozetu, k. VÚZS. Je pojednáno o provedení a funkci navrženého měřiče, je zhodnocen současný stav v měření množství mléka a jsou shrnuty požadavky na měřiče. Podrobně je popsána zkušební trať s etalonem průtoku pro zjišťování základních charakteristik měřidel množství mléka.

měřič množství mléka; indikace průtoku mléka; etalon průtoku

V důsledku pronikání elektroniky do zemědělského strojírenství se začínají vytvářet systémy řízené počítači, které vedle řízení provozu dojírny a krmení jádrem umožňují sběr dat o dojnících, a tím i řízení celé farmy. Základními články těchto systémů jsou čidla a elektromechanické převodníky, které převádějí měřenou veličinu na elektrický signál. Jedním z nejdůležitějších článků těchto systémů je měřič množství mléka.

Již dlouho jsou v zahraničí k dispozici různá zařízení pro měření nadoje od jednotlivých dojnic dojených potrubním dojícím zařízením (např. Tru-test, Milko-Scope, Waikato). Tato zařízení však nejsou vhodná pro automatizovaný provoz v dojárnách.

Většího rozšíření v automatizovaných systémech nezaznamenala ani často používaná „odměrná nádoba“, zejména s ohledem na obtížné převádění spolehlivé informace o nadojeném mléce na elektrický signál.

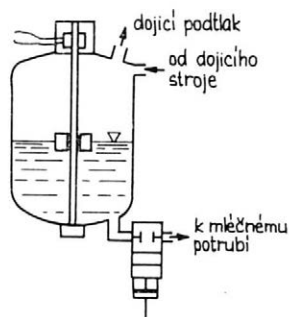
Jak ukázal výzkum a vývoj posledních let v zahraničí i u nás, budou pro automatické zaznamenávání nadojeného mléka vhodnější měřiče, které rozdělují proud mléka do podílů o konstantní hmotnosti nebo o konstantním objemu.

SOUČASNÝ STAV V MĚŘENÍ NÁDOJE VE SVĚTĚ

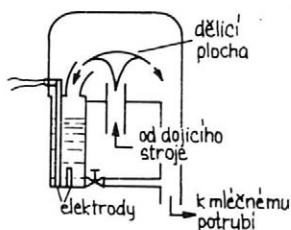
Měřiče množství mléka lze rozdělit podle charakteristických činností do čtyř skupin:

1. měřiče shromažďující celý nádoj v odměrné nádobě,
2. měřiče shromažďující definovaný podíl nadoje v odměrné nádobce,

I. ODMĚRNÁ NÁDOBA S INDIKACÍ VÝŠKY HLADINY

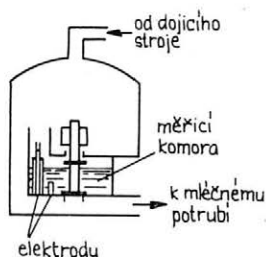


II. PODÍLOVÉ MĚŘIDLO S DĚLICÍ PLOCHOU

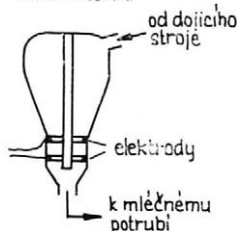


1. Schematické znázornění typických provedení měřičů mléka — Diagram of the typical types of milk meters

III. JEDNOKOMOROVÉ MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ



IV. MĚŘIČ S PRSTENCOVÝMI ELEKTRODAMI



3. měřiče dělicí proud mléka do podílů o konstantní hmotnosti nebo o konstantním objemu,

4. měřiče s kontinuálním měřením protékajícího mléka.

Schematické znázornění typických představitelů těchto skupin měřičů je na obr. 1.

SKUPINA 1

Měřiče první skupiny jsou všeobecně známy jako „odměrné nádoby“. Mají obsáhnout minimálně 23 kg mléka, ale pro dojnice s vysokou dojivostí jsou k dispozici i nádoby na 30 kg mléka. Tradičně se množství mléka indikuje vizuálně pomocí stupnice rozdělené po 200 gramech.

Existují také různá zařízení pro elektrickou indikaci nádoje, jichž je možné použít ve spojitosti se systémy řízení. Dobře jsou známa váhová zařízení užívající tenzometrických čidel, která převádějí hmotnost odměrné nádoby na elektrické napětí pro přímou indikaci množství nadojeného mléka nebo ke vstupu do počítače. K měření množství je také možné použít hladiny mléka v odměrné nádobě. K tomuto účelu se pro vytvoření signálu odpovídajícímu množství mléka běžně používá plovák.

SKUPINA 2

Druhá skupina měřičů dělí proud mléka do dvou definovaných podílů představujících přibližně 98 % a 2 % z celkového toku. Dvouprocentní podíl se shromažďuje v malé odměrné nádobce. Vzhledem k tomu, že tento typ mlékoměru je obvykle malý a snadno se s ním manipuluje, používá se ho běžně pro oficiální kontrolu dojivosti.

U těchto měřičů obvykle vstupuje směs mléka a vzduchu do zařízení kolmo ode dna a je rozprostírána radiálně vodorovným povrchem, který může mít u různých typů mlékoměrů různý tvar. Působí i jako separátor mléka a vzduchu. Dva

hroty oddělí definovaný podíl kruhu vytvořený rozprostřeným proudem mléka a svedou jej do odměrné nádoby.

Přestože tyto měřiče mohou být vybavovány elektrickými indikátory výšky hladiny, jsou pro napojení na automatické systémy řízení nevhodné, zejména s ohledem na vyprazdňovací postupy odměrných nádobek.

SKUPINA 3

Měřiče třetí skupiny jsou vhodné pro použití v počítačových systémech řízení. V současné době je tento druh měřičů reprezentován zařízením s cyklickou funkcí, dělicí proud mléka do podílu o konstantní hmotnosti nebo o konstantním objemu. Počet podílů se sčítá a indikuje množství mléka.

Představitelem hmotnostního měření je zařízení se sklopnou miskou počítající dávky po 100 g. Vyrábí se již mnoho let, a to s mechanickou indikací proteklého množství, nejčastěji pod označením Milk-o-meter. Existují i provedení s elektrickou indikací proteklého množství mléka.

Měřiče, které rozdělují proud mléka do podílů o konstantním objemu, jsou v současné době obvyklejší než měřidla indikující hmotnost podílů. Jelikož objem určitý množství mléka závisí na množství v něm obsaženého vzduchu, vyžaduje tento typ měřiče vždy opatření k oddělování mléka od vzduchu. Přítok je obvykle konstruován tak, aby se vytvořil rotující tok. Mléko tudíž stéká po stěně vstupní komory ve formě tenkého filmu, což urychluje odlučování vzduchu, zejména malých bublinek.

Většina objemových měřičů používá jedinou měrnou komůrku. Velikost cyklického odměřovaného množství se podle typů přístrojů pohybuje v rozmezí od 200 do 500 ml.

Jiné objemové měřiče jsou vybaveny řadou měřicích komůrek o malé kapacitě. Komůrky jsou sdruženy v podobě rotoru poháněného elektromotorem. Komůrky se zaplňují mlékem během otáčení ze zásobníku, který je obklopuje. Ke konci otáčky vytéká mléko do výtoku. Elektromotor je ovládán plovákem, který udržuje přibližně konstantní hladinu v nádobě zásobníku. Indikuje se počet vyprázdněných komůrek.

SKUPINA 4

Snahou všech výrobců dojicích zařízení je vyvinout měřič množství mléka s kontinuálním měřením. Taková měřicí zařízení jsou však v současné době známa pouze v podobě prototypů nebo jako principy používané v různých jiných technologických odvětvích. Jejich úprava pro zaznamenávání dojivosti pravděpodobně vyvolá značné problémy.

Jeden systém, speciálně konstruovaný pro použití v dojicích zařízeních, obsahuje čidlo s prstencovými elektrodami. Původní konstrukce se skládá z trubky trojúhelníkového tvaru, vybavené dvěma izolovanými prstencovými elektrodami napojenými na střídavý zdroj napětí. Když tímto zařízením protéká mléko, jeho elektrická vodivost způsobuje tok proudu mezi elektrodami. Ten je závislý na hladině mléka v potrubí a odpovídá toku mléka. Vliv různé vodivosti mléka na výstupní signál je třeba kompenzovat.

Vlastní měřič je konstruován s tečným vstupem, který vytváří rotační tok. Mléko stéká ke dnu po stěnách přístroje a prochází měřicím zařízením vybaveným již uvedenými prstencovými elektrodami. V současné době se vývojová pracoviště snaží přeměnit tento princip v průchodný mlékoměr tím, že se pokoušejí překonat problémy s kompenzací vodivosti a nestálostí podmínek toku.

Jiné zařízení určené pro záznam nádoje využívá síly potřebné k urychlení toku mléka od středu rotačního zařízení k jeho obvodu. Síla k pohonu zařízení stálou rychlostí je úměrná rychlosti toku a lze ji měřit např. prostřednictvím výkonu elektrického motoru. Výstupní signál může být zpracován tak, aby udával množství mléka.

POŽADAVKY NA MĚŘIČE MNOŽSTVÍ MLÉKA

Nejdůležitějšími ukazateli kvality měřičů mléka jsou přesnost, spolehlivost, tlakové ztráty, které způsobují, a dobrá čistitelnost.

Pod pojmem přesnost měřiče mléka rozumíme obvykle velikost mezního rozdílu skutečné hodnoty a naměřené hodnoty dané veličiny. Tento rozdíl je běžně označován jako absolutní chyba měřené veličiny. S výhodou se k vyjádření přesnosti používá relativní chyby měřené veličiny, která představuje poměr absolutní chyby této veličiny a její skutečné hodnoty.

V zootechnických požadavcích platných pro dojení zařízení v ČSSR je pro měřiče množství nadojeného mléka stanoveno:

- a) do hmotnosti nádoje 4 kg je mez absolutní chyby $\pm 0,2$ kg,
- b) při hmotnosti nádoje větší než 4 kg je mez relativní chyby ± 5 %,
- c) požadované přesnosti měření musí být dosaženo nejméně u 95 % měření.

Základní parametry měřičů množství nadojeného mléka podle návrhu normy RVHP jsou uvedeny v tab. I.

Předpokládá se, že norma RVHP zahrnující problematiku měřičů mléka bude zavedena do praxe v průběhu roku 1988.

Některé zahraniční směrnice, např. skandinávské, požadují, aby 95 % měření nemělo relativní chybu větší než ± 3 % nebo odchylku ± 200 g.

Mezinárodní norma ISO 5707 „Dojení zařízení — Konstrukce a provoz“ neobsahuje požadavky na přesnost měření množství mléka. Zabývá se však vlivem instalovaných měřičů na tlakové podmínky v dojicím stroji. Podle této normy nesmí snížení podtlaku vyvolané trvale instalovanými mlékoměry překročit 3 kPa při průtoku 3 kg $\cdot$ min⁻¹. Tento limit nemusí být uplatňován u zařízení používaných pouze příležitostně.

I. Návrh normy RVHP pro měřiče množství mléka — A standard proposed in the countries of the Council for Mutual Economic Assistance

Parametr	Měřiče množství mléka, typy		
	A	B	C
Rozsah měření hmotnosti mléka, kg	od 2 do 20	od 10 do 1000	do 5000
Maximální chyba měření, %	± 5	± 3	$\pm 0,5$
Minimální dosažitelná průchodnost kg $\cdot$ min ⁻¹	6	12	—

Typ A — individuální měřiče — pro měření velikosti nádoje od jedné dojnice

Typ B — skupinové měřiče — pro měření množství mléka od skupiny dojnic

Typ C — měřiče celkového množství — pro měření množství nadojeného mléka od všech dojnic z jednoho stáda

VLASTNÍ PRÁCE

ŘEŠENÍ MĚŘIČE MNOŽSTVÍ MLÉKA V AGROZETU, K. VÚZS

Měřič je určen pro měření nádoje a indikaci průtoku v dojicích zařízeních vybavených mikropočítačovou technikou, a to jak pro přímé zjišťování nádoje s výstupem na displeji, tak i pro přenos údajů na nadřazený řídicí systém k dalšímu zpracování.

Mechanická část měřiče je složena ze dvou komor. Do horní sběrné komory je vyústěno propojení od rozvodu podtlaku a zároveň je přiváděno mléko z dojící soupravy. Spodní měřicí komora je se sběrnou komorou spojena prostřednictvím oddělovacího ventilu. Je vybavena plovákovým snímačem hladiny, v jehož vedení jsou umístěny jazýčkové kontakty, které indikují přítok mléka po 0,1 litru až do konečné dávky 0,4 litru. Odtok z měřicí komory je veden přes kulový zpětný ventil do podtlakového mléčného potrubí. Oddělovací ventil je ovládán proměnným tlakem (podtlak, atmosférický tlak), který prostřednictvím ovládací elektroniky připojuje řídicí ventil. Funkce měřiče je dobře patrná z obr. 2, který znázorňuje měřič ve fázi plnění měřicí komory, a z obr. 3, který představuje fázi vypouštění změřeného množství mléka.

Při otevřeném oddělovacím ventilu mléko volně vstupuje do měřicí komory, zvedá plovák, který prostřednictvím jazýčkových kontaktů odměřuje zaplněný objem. Při dosažení dávky 0,4 l vydá ovládací elektronika signál řídicímu ventilu, který vpustí vzduch pod oddělovací ventil, ten se zavře, a tím oddělí sběrnou a měřicí komoru. Pronikající vzduch vytlačí odměřenou dávku přes zpětný ventil do mléčného potrubí. Poklesem plováku ke spodnímu kontaktu se oddělovací ventil opět otevře, prostory sběrné a měřicí komory se tlakově vyrovnají a měřicí postup se opakuje.

Zpětný ventil vedle oddělení mléčného potrubí a podtlakového systému měřiče umožňuje dopravu mléka do vysoko uloženého potrubí. Vzhledem k tomu, že tato doprava se uskutečňuje odděleně od dojícího podtlaku, nezpůsobuje ani jeho pokles, což se výrazně projeví na stabilizaci jeho úrovně. V případě nízko uloženého potrubí, které je současně i zdrojem dojícího podtlaku, může být zpětný ventil vypuštěn.

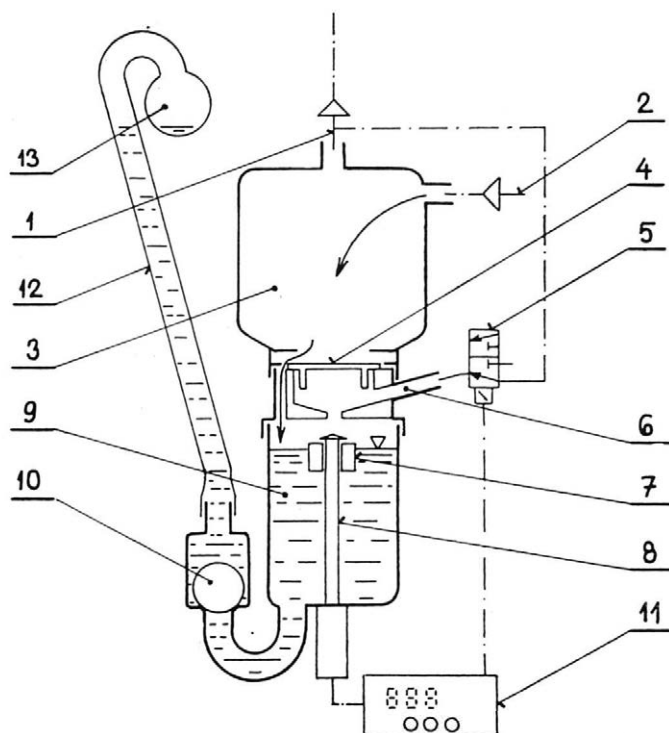
Indikace toku mléka v čase, která je potřebná pro počáteční a konečnou fázi dojení, je odvozena od impulsů jazýčkových kontaktů indikujících přítok mléka po 0,1 dm³.

ELEKTRICKÁ ČÁST MĚŘIČE

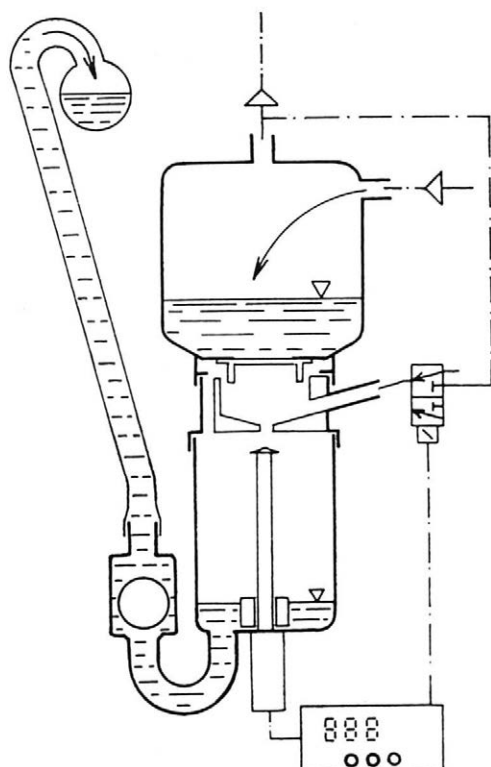
Řídicí jednotka měřiče je vyřešena na bázi jednočipového mikropočítače MHB 8748. Programové vybavení řídicí jednotky je koncipováno tak, aby při začlenění měřidla do dojícího stroje mohly být signalizovány důležité fáze procesu dojení s jeho automatickým ukončením. Řídicí jednotka zabezpečuje tedy tyto funkce:

- vlastní ovládání měřiče,
- zobrazení velikosti nádoje (displej),
- ovládání elektromagnetického pulsátoru,
- možnost rozšíření o komunikaci s nadřazeným počítačem,
- možnost vyhodnocení analogového signálu (teploměr).

Hladinoměr měřiče je sestaven z plováku opatřeného magnetem a soustavou pěti jazýčkových kontaktů. Signály ze spodního a horního jazýčkového kontaktu jsou snímány odděleně, zbývající tři nejsou rozlišeny, slouží k měření velikosti zbytku po ukončeném dojení a k indikaci průtoku.



2. Měřič množství mléka VŮZS ve fázi plnění měřicí komory (1 — připojení k podtlaku, 2 — vtok mléka, 3 — sběrná komora, 4 — oddělovací ventil, 5 — řídicí ventil, 6 — vstup proměnného tlaku, 7 — plovák, 8 — vedení s jazýčkovými kontakty, 9 — měřicí komora, 10 — zpětný ventil, 11 — řídicí jednotka, 12 — spojovací hadice, 13 — mléčné potrubí) — The VŮZS milk meter in the stage of the filling of the measuring chamber (1 — connection to the vacuum system, 2 — milk inlet, 3 — collecting chamber, 4 — separating valve, 5 — control valve, 6 — variable pressure inlet, 7 — float, 8 — line with reed contacts, 9 — measuring chamber, 10 — check valve, 11 — control unit, 12 — connecting hose, 13 — milk pipeline)



3. Měřič množství mléka VŮZS ve fázi vypouštění změřeného množství mléka — The VŮZS milk meter in the stage of discharging out of the measured quantity of milk

Horní jazýčkový kontakt dává signál o naplnění měřicí komory, spodní pak slouží jako impuls pro ukončení vypouštění odměřeného množství mléka. Měření časových intervalů mezi impulsy jednotlivých jazýčkových kontaktů umožňuje stanovit minimální průtok $0,2 \text{ l. min}^{-1}$, který je pak signálem pro ukončení dojení.

Aby přesnost měření byla maximální, dává obvodové řešení řídicí jednotky možnost nastavit konstantu měřidla (velikost měřené dávky) individuálně, pomocí osmi drátových propojek.

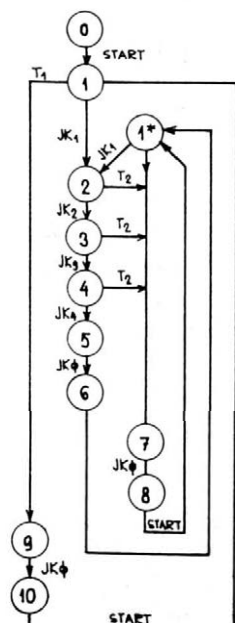
Algoritmus řízení měřiče mléka, a tedy i procesu dojení, je popsán stavovým diagramem na obr. 4.

Řízení procesu dojení plyne z možnosti zjišťovat minimální průtok $0,2 \text{ l. min}^{-1}$. Stav „nerozdojeno“ a „konec dojení“ je signalizován červenou signální žárovkou. Chod elektromagnetického pulsátoru je signalizován zelenou žárovkou.

LABORATORNÍ MĚŘENÍ MĚŘIČE MNOŽSTVÍ MLÉKA VŮZS

ÚČEL MĚŘENÍ A LABORATORNÍ VYBAVENÍ

Laboratorním měřením měřiče množství mléka se zjišťoval vliv velikosti průtoku kapaliny na přesnost měření měřiče. Zjištěná závislost slouží k ověření funkční způsobilosti navrženého principu a umožňuje odhad činnosti v provozních podmínkách. Další důležitou částí měření bylo zjišťování tlakových ztrát vzniklých na dojicím stroji v důsledku činnosti měřidla.



stav	elmag. vení v	kontrolka		poznámka
		červená č	zelená z	
0	1	0	0	čekání na start
1	1	0	1/0	dojení, JK ₁ signalizují přirůstek nadoj. množství, z 0 signalizuje chod pulsátoru
1*	1	0	1/0	
2	1	0	1/0	
3	1	0	1/0	
4	1	0	1/0	
5	0	0	1/0	
6	1	0	1/0	dojení, vypuštění měřicí komory
7	0	0	0	konec dojení, vypuštění měř. komory, doj. ukonč. ve fázi stisků
8	1	1	0	č 0, signal. konec dojení, svíti trvale
9	0	0	0	nerozdojeno, vyp. měř. komo- ry, doj. ukonč. ve fázi stisků
10	1	1/0	0	č 0 signal. poruchu, bliká, měřič čeká na opakování start

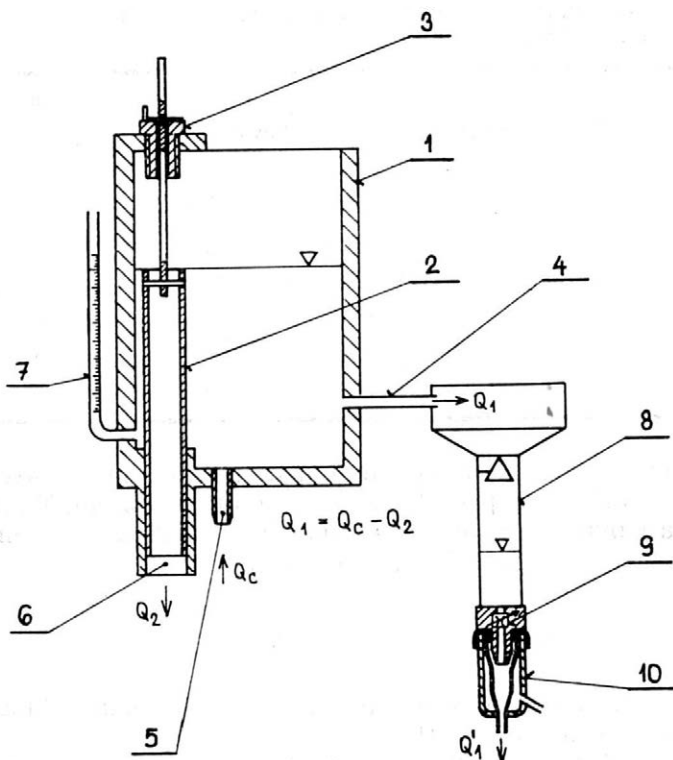
4. Stavový diagram dojení algoritmu — Phase diagram of milking algorithm

T_1 1,5 - 2 min, doba rozdojení

T_2 0,5 min, interval mezi impulsy JK při min. průtoku $0,2 \text{ l. min}^{-1}$

JK_i ... jazýčkový kontakt

6. Sekce etalonu průtoku se spojovacím zařízením (1 — nádoba, 2 — pohyblivý přepad, 3 — nastavování hladiny, 4 — laminární štěrby, 5 — vstup kapaliny, 6 — odpad kapaliny, 7 — indikace hladiny, 8 — spojovací zařízení, 9 — regulační tryska, 10 — dojící souprava) — A section of flow rate gauge with connecting device (1 — vessel, 2 — movable overflow, 3 — level setting, 4 — laminar slots, 5 — inlet of liquid, 6 — outlet of liquid, 7 — level indication, 8 — connecting device, 9 — control nozzle, 10 — milking machine)



toku Q_1 tak, aby se hladina kapaliny v tomto zařízení ustálila. Při ustálené hladině ve všech spojovacích zařízeních je vytvořena rovnováha mezi přiváděným průtokovým množstvím kapaliny Q_1 a průtokovým množstvím Q_1' ($Q_1 = Q_1'$) odebíraným dojící soupravou. V tomto stavu je možné provést požadované měření při nastaveném průtoku Q_1 .

Přívod kapaliny ke zkoušenému měřiči množství nadojeného mléka je veden přes ručně ovládaný ventil, který umožňuje odpojit měřič od zdroje průtoku a odvést kapalinu paralelním vedením.

Změřená kapalina prošlá měřičem je shromažďována ve sběrné nádobě, která je připojena k dopravnímu potrubí prostřednictvím dvou trojcestných ventilů. Tyto ventily umožňují odpojit sběrnou nádobu od dopravního podtlaku na konci měřeného odběru a následně zvážit její obsah.

Kapalina se vážila přenosnými laboratorními váhami OWA LABOR s rozsahem měření 0 až 10 kg a s možností odčítat po jednom gramu.

Měřicí trať je ještě doplněna uzavřeným okruhem pracovní kapaliny, která neustále udržuje v zásobníku stálé množství kapaliny nutné pro činnost etalonu průtoku.

Vhodnou kapalinou pro měření na uvedené zkušební trati je převařená voda.

Metoda zkoušení měřičů množství kapaliny je založena na principu vytváření rovnovážných stavů mezi přiváděným průtokovým množstvím kapaliny, jehož zdrojem je etalon průtoku, a mezi průtokovým množstvím kapaliny, které odebírá dojící stroj. Dojící stroj, jehož součástí je i zkoušený měřič množství mléka, přeměňuje stacionární odtok kapa-

II. Laboratorní ověření přesnosti měření — Laboratory verification of the accuracy of measurement

Průtok	Údaj na měřiči	Zvážené množství kapaliny m_{sk}	Střední hodnota m_{sk}	Absolutní chyba	Relativní chyba
($l \cdot \min^{-1}$)	(g)				(%)
0,5	6180	6120, 6144, 6095	6119,6	60,4	+0,98
1,7	6180	6145, 6109, 6135	6129,6	50,4	+0,82
2,8	6180	6172, 6150, 6160	6160,6	19,4	+0,31
4,0	6180	6211, 6205, 6194	6203,3	23,3	-0,376
5,1	6180	6288, 6345, 6323	6318,6	138,6	-2,19

liny z etalonu na nestacionární průtok, jehož střední hodnota je rovna stacionárnímu průtoku odměřenému etalonem. Tímto způsobem je možné realizovat zatěžování zkoušeného měřiče různými velikostmi průtoku v potřebném rozsahu $Q_{min} - Q_{max}$.

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Výsledky měření přesnosti měřiče, získané laboratorním ověřováním, jsou shrnuty v tab. II.

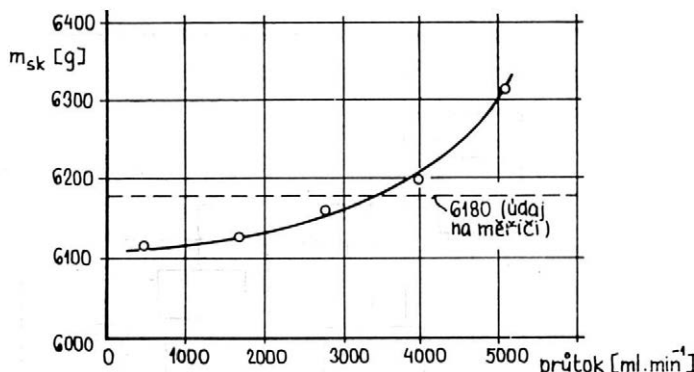
Základní dávka pro stanovení přesnosti měření byla zvolena přibližně šest litrů. Pro rozsah vstupních průtoků od 0,5 do 5,1 $l \cdot \min^{-1}$ se absolutní chyba pohybovala v rozmezí 60,4 až 138,6 g a relativní chyba v rozmezí od +0,98 % do -2,19 %. Zjištěná závislost hmotnosti kapaliny (prošlé měřičem v závislosti na průtoku a údaji na měřiči) a její relativní chyby je znázorněna na obr. 7 a 8. Uvedené průběhy jsou charakteristické pro daný typ měřidla, zejména pak pro činnost jedné z jeho nejdůležitějších částí, tj. oddělovacího ventilu.

Velikostí tlakových ztrát vzniklých instalací měřiče množství mléka do obvodu dojicího stroje se zabývá norma ISO 5707. Podle této normy nesmí snížení podtlaku překročit 3 kPa při průtoku 3 $kg \cdot \min^{-1}$. Porovnání naměřených hodnot tlaku ve sběrači dojicích strojů bez měřiče a s měřičem za jinak stejných podmínek ukazuje tab. III.

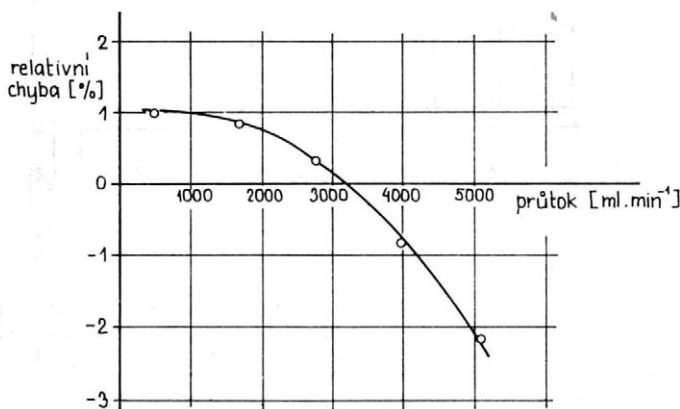
III. Naměřené hodnoty tlaku ve sběrači porovnávaných dojicích strojů — The values of pressure measured in the collectors of the compared milking machines

Dojicí stroj	Průtok	Maxima tlaku	Minima tlaku	Střední hodnota tlaku	Směrodatná odchylka
	($l \cdot \min^{-1}$)	(kPa)			
Bez měřiče	3,1	49,7; 49,2; 49,2; 48,9; 48,9	22,7; 29,4; 36,5; 36,8; 36,8	42,4	4,1
S měřičem	3,1	49,7; 49,4; 49,4; 49,2; 49,2	31,8; 35,1; 35,1; 35,6; 35,6	42,6	3,8

7. Skutečná hmotnost kapaliny prošlé měřičem v závislosti na průtoku a údaj na měřiči — The actual weight of the liquid which passed through the milk meter, as depending on flow rate and on the data indicated by the milk meter



8. Závislost relativní chyby měřeného množství kapaliny na průtoku — The dependence of the relative error of the measurement of the amount of milk upon the flow rate



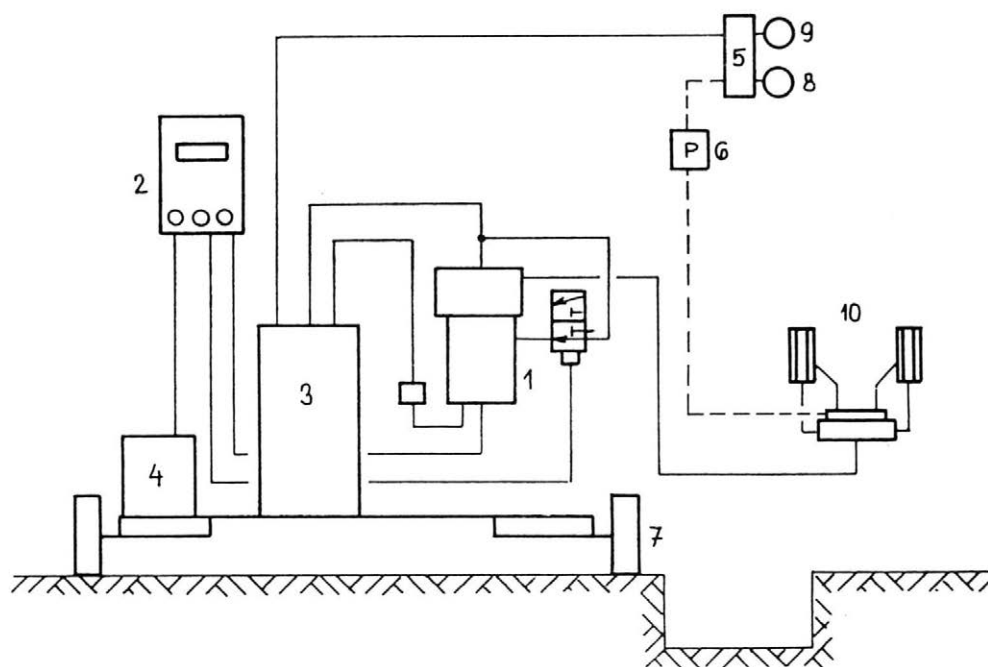
Tlak byl snímán tlakovými snímači zhotovenými ve VÚZS a zaznamenán na magnetofon 4SA6 fy Johna and Railhofer. Záznam dvacetivteřinového průběhu tlaku při průtoku 3,1 l . min⁻¹ byl zpracován výpočetní technikou. Dopravní výška z dojíčho stroje do dopravního potrubí byla 50 cm.

Z naměřených hodnot vyplývá, že střední hodnoty podtlaku ve sběrači dojíčho stroje bez měřiče a s měřičem jsou zhruba stejné. Zapojením měřiče VÚZS do dojíčho stroje se však mírně rozkolísal tlak, což je způsobeno oddělenou dopravou mléka, kterou zajišťuje měřič tlakovým spádem vzduchu. Tento příznivý vliv na stabilitu dojíčho podtlaku se výrazněji projeví při vyšších dopravních výškách.

PROVOZNÍ ZKOUŠKY MĚŘIČE MNOŽSTVÍ MLÉKA

Provozní zkoušky se uskutečnily na farmě Křeslice u Prahy na instalovaném dojíčím zařízení DZ-100. Při měření bylo použito speciálně zhotoveného měřičho vozíku, jehož schéma je zobrazeno na obr. 9.

Dojící stroj měřičho vozíku byl připojen na zdroj podtlaku a mléčné potrubí standardní přípojkou DZ-100. Elektrická energie o napětí 24V a 5V, nezbytná pro činnost měřiče mléka a řídící elektroniky, byla zabezpečena akumulátorovou baterií. Mléko odměřené měřičem se shromažďovalo ve sběrné nádobě. Po ukončení měření se mléko opět zvažilo laboratorními váhami OWA LABOR.



9. Měřicí vozík pro provozní zkoušky měřiče množství mléka (1 — měřič mléka, 2 — řídicí jednotka, 3 — sběrná nádoba, 4 — zdroj elektrické energie, 5 — přípojka, 6 — pneumatický pulsátor, 7 — vozík, 8 — podtlakové potrubí, 9 — mléčné potrubí, 10 — dojení souprava) — Measuring truck for the operational tests of the milk meter (1 — milk meter, 2 — control unit, 3 — collecting vessel, 4 — electric power source, 5 — branch connection, 6 — pneumatic pulsator, 7 — truck, 8 — vacuum piping, 9 — milk pipeline, 10 — milking machine)

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Typický soubor měření s vyhodnocením přesnosti měření je v tab. IV.

Z tab. IV vyplývá, že chyby měření v provozu nepřesahují požadovaných $\pm 5 \%$ a zhruba 90 % nádojů je změřeno s chybou menší než $\pm 3 \%$.

Přesnost měření v provozu se proti laboratorním měřením zhoršila, což je způsobeno zejména těmito skutečnostmi:

1. Při laboratorních měřeních se zjišťovala charakteristická vlastnost měřidla, což je závislost chyby měření na velikost průtoku kapaliny. Měřilo se při ustálených stavech průtoků. Při dojení v provozu je velikost toku mléka proměnlivá a je závislá na dojnici.

2. Převařená voda, použitá při laboratorních měřeních, měla během měření konstantní fyzikální vlastnosti. Mléko mění během dojení svoje složení, což má za následek změnu jeho hustoty.

3. Tlakové poměry na zpětném ventilu a oddělovacím ventilu měřiče byly při laboratorním měření ovlivňovány pouze velikostí průtoku měřené kapaliny. Podtlak v napájecím a mléčném potrubí byl téměř konstantní. V provozu nejsou tlakové poměry na měřidle stabilní a jsou ovlivňovány přenosovými vlastnostmi celé sítě dojícího zařízení.

IV. Ověření přesnosti měření v provozu — Testing the accuracy of milking in practical operation

Měření číslo	Dojnice číslo	Údaj měřiče	Hmotnost nádoje (kg)	Odchylka	
				absolutní	relativní (%)
1	18236	7 734	7 458	+0,276	+3,70
2	18345	3 829	3 805	+0,024	+0,63
3	14692	5 022	5 144	-0,122	-2,37
4	16964	4 620	4 508	+0,112	+2,48
5	18161	5 926	5 797	+0,129	+2,23
6	18380	11 350	11 612	-0,262	-2,26
7	16860	11 120	11 015	+0,105	+0,95
8	18254	6 378	6 427	-0,049	-0,76
9	16760	5 072	5 207	-0,135	-2,59
10	18296	7 169	7 114	+0,055	+0,77
11	12318	4 105	4 198	-0,095	-2,22
12	7486	6 704	6 509	+0,195	+3,00
13	16823	2 649	2 708	-0,059	-2,18
14	13265	5 813	5 735	+0,078	+1,36
15	21011	12 250	11 995	+0,253	+2,10

ТАЛИХ, С. — ПРАИЗЛЕР, В. — ЖИЖКА, Я. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Измерение количества надоенного молока в автоматизированных системах управления фермами. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 723-736.

В работе приводятся некоторые результаты лабораторного и эксплуатационного аттестирования измерительного прибора, измеряющего количество молока, который был научно разработан в АГРОЗЕТЕ, концерновом научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин. Дело также касается и функционирования разработанного измерительного прибора, оценивается современное состояние измерения молока и обобщаются требования к измерительным приборам. Подробно описывается испытанный путь протока с эталоном для определения основных показателей измерительных приборов, измеряющих количество молока.

измерительный прибор измеряющий количество молока; индикация протока молока, эталон протока

TALICH, S. — PREISLER, V. — ŽIŽKA, J. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): Measurement of the Milked Amount of Milk in the Computer-Aided Farm Management Systems. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 723-736.

The authors present some results of the laboratory and farm verification of a milk meter developed by the Research Institute of Farm Machinery of the Agrozet Corporation. The design and function of the meter are described, the present status of the measurement of the amount of milk is evaluated, and the requirements for the meters are summed up. There is a detailed description of the measuring line with a flow rate gauge for the determination of the basic characteristics of the devices for the measurement of the amount of milk.

milk meter; milk flow indication; flow rate gauge

TALICH, S. — PREISLER, V. — ŽIŽKA, J. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Messen der gemolkenen Milchmenge in automatisierten Leitungssystemen der Farmen*, Zeméd. Techn., 33, 1987 (12) : 723-736.

Die vorliegende Arbeit legt einige Ergebnisse der Labor- und Betriebsüberprüfung des Milchmeßgerätes vor, das im Agrozet, im Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen entwickelt wurde. Besprochen werden die Durchführung als auch die Funktion des entworfenen Meßgerätes, bewertet wird die gegenwärtige Lage auf dem Gebiet des Messens der angefallenen Milchmenge und zusammenfassend sind auch die an die Meßgeräte gestellten Ansprüche vorgestellt. Ausführlich wird die Prüfungsstrecke mit Durchflußetalon für die Ermittlung der wichtigsten Charakteristiken der für das Messen der anfallenden Milchmenge benutzten Meßgeräte beschrieben.

Milchmeßgerät; Milchdurchflußindikation; Durchflußetalon

Adresa autorů:

Ing. Stanislav Talich, ing. Vlastimil Preisler, ing. Jan Žižka, AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

ENERGETICKÁ NÁROČNOST METAČŮ S TEČNÝM VSTUPEM

J. Kupr, I. Lanča

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetická náročnost metačů s tečným vstupem*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 737-746.

Práce se zabývá hodnocením energetické náročnosti dopravy řezanky metačem (metacím kolem s lopatkami). Vedle teoretického rozboru pohybu řezanky metačem obsahuje práce také rozbor a hodnocení energetických měření, jejichž cílem bylo potvrdit teoretické úvahy a určit optimální počet a tvar lopatek metače a jejich funkční parametry (sklon, obvodovou rychlost, šířku mezery mezi obvodem lopatky a pláštěm skříně). Experimenty byly vykonány na stacionárním výzkumném zařízení.

metací kolo; příkon metače; počet a tvar lopatek; obvodová rychlost

Metače tvoří skupinu strojů, které slouží především k dopravě materiálu, např. při plnění silážních nebo senážních věží. Kromě této základní funkční činnosti se využívá i jejich drticího účinku, který však může být v některých případech nežádoucí.

Výhodného dopravního účinku metačů bylo využito také u sklízecích strojů, např. u samojízdných sklízecích řezaček s bubnovým řezacím ústrojím (např. SPS-35, Claas-Jaguar).

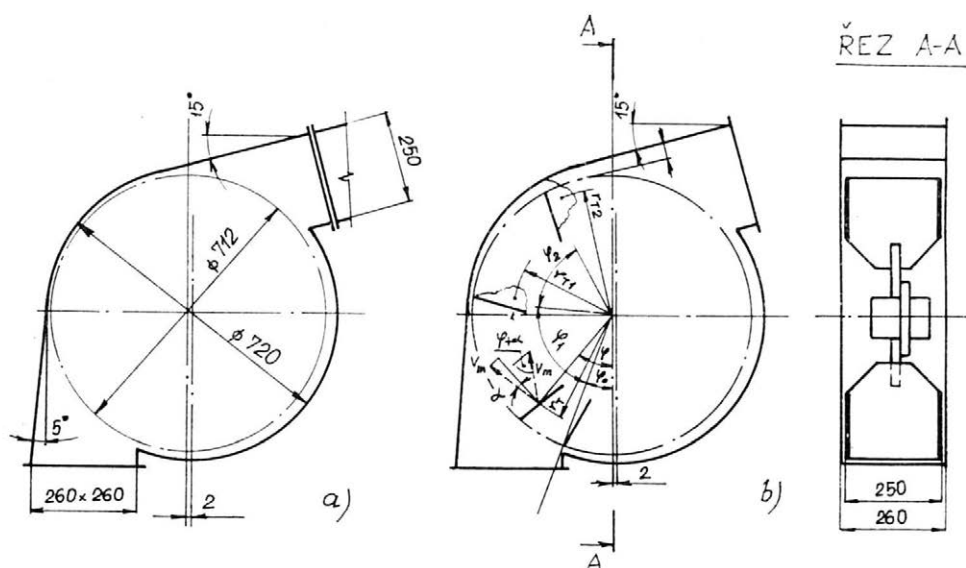
Vřazení metače za nožový buben umožnilo výrazně snížit (až o 20 %) obvodovou rychlost nožového bubnu, a tím podstatně snížit jeho energetickou náročnost.

Výzkumné práce na metačích byly součástí výzkumu nové generace sklízecí řezačky (II. generace). Na experimentálních pracích se podíleli pracovníci Agrozetu, k. VÚZS Praha, a vývoje Agrozetu Prostějov se zaměstnanci a studenty Vysoké školy zemědělské Brno, katedry mechanizace polní výroby PEF.

TEORETICKÝ ROZBOR

Použili jsme metač s tečným vstupem materiálu (obr. 1), u něhož je vektor vstupní rychlosti řezanky rovnoběžný s rovinou metacího kola. Příkon metače přiváděný na hřídel metacího kola lze rozdělit na tyto složky:

— Příkon P_o na překonání ventilačních a mechanických ztrát; tato složka se obvykle ztotožňuje s příkonem při běhu naprázdno. Na základě dosavadních poznatků lze pokládat pasívní tření v ložiskách za konstantní v celém rozsahu otáček a ventilační ztráty závislé na vyšší mocnině otáček. Příkon při běhu naprázdno tak lze vystihnout vztahem



1. Schéma metače: a) s válcovou skříní a tečným vstupem materiálu; b) se spirální skříní a tečným vstupem materiálu — Diagram of a blower: a) with cylindrical casing and tangential inlet of material; b) with spiral casing and tangential inlet of material

$$Po = (M_t + a \cdot \omega^b) \cdot \omega \quad (1)$$

— Příkon Pa na urychlení materiálu; proud řezanky vstupuje rychlostí $v_m > 0$ do skříně metače, kde do něj narazí lopatka metacího kola. Jedná se o šikmý a polopružný ráz, který lze řešit za zjednodušujících podmínek:

- jedná se o ráz malé hmotnosti (řezanky) s nekonečně velkou hmotností metacího kola,
- předpokládá se pouze rovinný pohyb částic řezanky (v rovině metacího kola),
- lopatka je přímá, skloněná pod úhlem α vůči radiále,
- tíha částic je zanedbatelná vůči odstředivé síle,
- doprava vzduchu (ve směsi s řezankou) je stejná jako při běhu naprázdno.

Příkon na urychlení pak vychází ve tvaru

$$Pa = \frac{1}{2} \cdot q \left\{ \left[v_K \cdot \frac{r_T}{r_K} \cdot \cos \alpha (1 + k) - k \cdot v_m \sin (\alpha + \varphi) \right]^2 - v_m^2 \sin^2 (\alpha + \varphi) \right\} \quad (2)$$

— Příkon Pe na pohyb řezanky po lopatce; lopatka metače se vnoří do proudu řezanky a nárazem urychlí nejbližší částice tak, že odražené částice řezanky bezprostředně narazí na pomalejší ve svém okolí. V principu se jedná o šikmý ráz polopružných a přibližně stejně hmotných částic a jejich dostižení metací lopatkou.

V důsledku těchto pohybů se vzájemně vyrovnají rychlosti, a tím se nahromadí řezanka na lopatce na poloměru r_{T1} . Účinkem odstředivé síly se řezanka pohybuje podél lopatky k plášti skříně metače na poloměr r_{T2} . V této fázi pohybu je tedy třeba přemístit materiál z poloměru r_{T1} na poloměr r_{T2} při překonání Coriolisovy síly a překonat tření částic podél lopatky vlivem Coriolisovy síly, což lze vyjádřit vztahem

$$P_e = 2 q (\omega \cdot r_T + f \cdot \dot{x}_s) \cdot \dot{x}_s \cdot \varphi^2 \quad (3)$$

— Příkon P_t na překonání ztrát třením řezanky po plášti metače; po sesunutí řezanky ke kraji lopatky se mezi lopatkou a pláštěm skříně metače vytvoří klínovitá hromádka řezanky, která je hrnuta po plášti až k výstupnímu otvoru. Přitom je vrstva řezanky přitlačována odstředivou silou na plášť skříně.

Příkon P_t potřebný k překonání tření řezanky po plášti skříně bude roven

$$P_t = q \cdot f \cdot \frac{r_{T2}^2 \omega^2}{1 + f \cdot tg \alpha} \cdot \varphi^3 \quad (4)$$

— Příkon P_v na výstup řezanky z metače; po dosažení okraje výstupního otvoru se řezanka vlečená lopatkou (na poloměru r_{T2}) začne posouvat účinkem odstředivé síly na okraj lopatky (na poloměr r_K) a opouštět skříně metače.

Tento příkon lze vyjádřit vztahem

$$P_v = \frac{1}{2} q (v_v^2 - v_{T2}^2) \quad (5)$$

Podrobný rozbor problematiky a sestavení rovnic jednotlivých složek příkonu jsou předmětem výzkumné zprávy (Kupr a Vraný, 1978). Z teoretických rozborů a z uvedených vztahů lze dedukovat závěry o závislosti energetické náročnosti na funkčních parametrech metače:

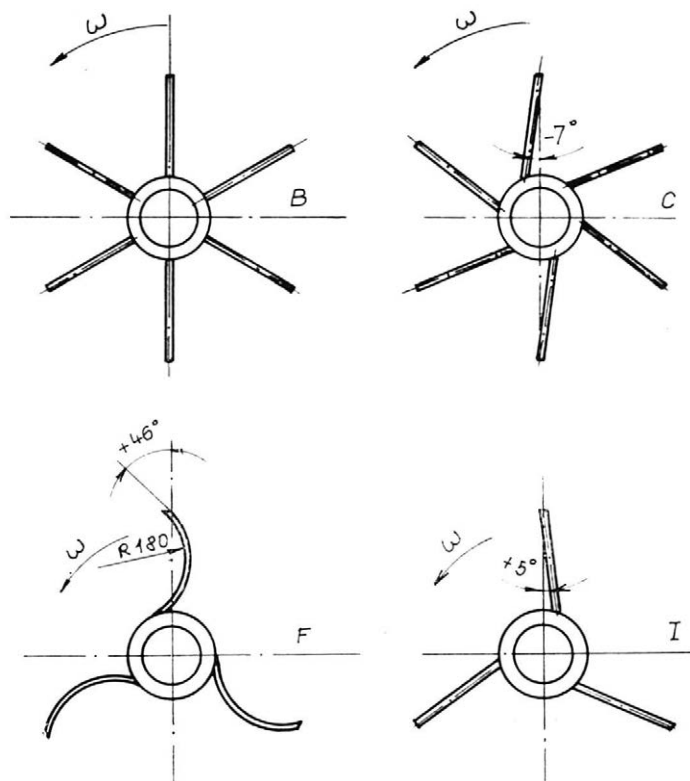
— všechny položky příkonu metače závisí na druhé (v případě běhu naprázdno i na vyšší) mocnině obvodové rychlosti metačního kola;

— kromě příkonu na překonání pasívních odporů a ventilačních ztrát (příkon P_o) jsou ostatní položky příkonu přímo úměrné průchodnosti q . Nelineární růst příkonu s průchodností tedy signalizuje nevhodné konstrukční řešení metače, při kterém řezanka obíhá ve skříně, a tím se neúměrně zatěžuje kolo;

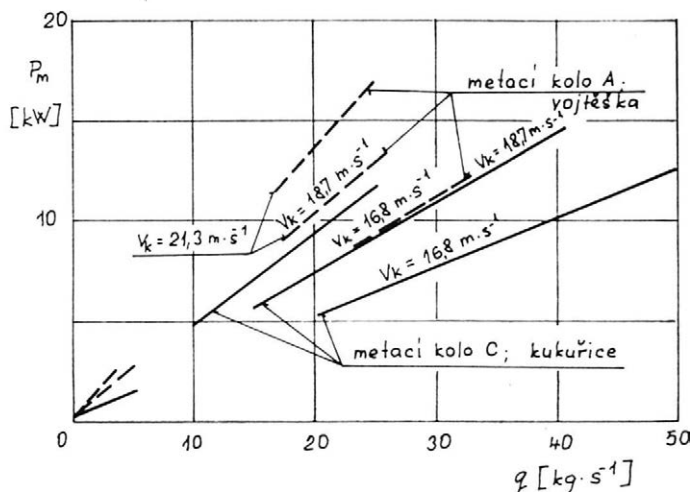
— výkon ztracený třením řezanky (po lopatce a plášti) závisí s prvou mocninou na součiniteli tření a na úhlu opásání aktivní části pláště. Příkon ztracený třením po plášti skříně lze tedy ovlivnit zmenšením úhlu φ^3 , tj. v případě, kdy osy vstupního a výstupního otvoru jsou totožné. Pokud se od metače požaduje, aby plnil funkci aktivního kolena, tj. aby měnil nejen rychlost, ale i směr dopravované řezanky, je nutné brát v úvahu výrazný vliv položky příkonu P_t .

ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Závěry teoretických rozborů byly ověřovány rozsáhlým funkčně energetickým výzkumem souboru pracovních ústrojí sklízecí řezačky II. generace na stacionárním pracovišti. Technické parametry stacionárního pracoviště, měřené veličiny, způsob jejich registrace, vyhodnocení a zpracování uvedli Kupr aj. (1981).



2. Schéma provedení hlavních typů metacích kol — Diagram of the main blower wheel types



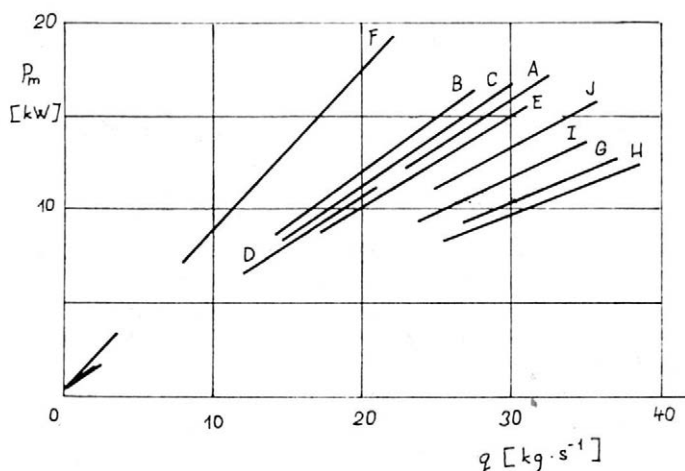
3. Příkon metače se spirální skříní a tečným vstupem v závislosti na průchodnosti q dopravované řezanky, provedení metacího kola a jeho obvodové rychlosti v_k — The power input of a blower with spiral casing and tangential inlet of material, as depending on the throughput q of transported chopped material, on the type of blower wheel and its circumferential velocity v_k

Metač byl situován do výstupu nožového bubnu,

vzdálenost osy metače a nožového bubnu byla 2350 mm
průměr skříně metače 720 mm
průměr metacího kola 712 mm

provedení skříně — válcové (obr. 2)
— spirální (obr. 3)

4. Příkon metače se spirální skříň a tečným vstupem v závislosti na průchodnosti q vojtěšky a provedení metacího kola (obvodová rychlost metacích kol $v_{\Sigma} = 22,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) — Power input of a blower with spiral casing and tangential inlet of material, as depending on the throughput q of lucerne and on the type of blower wheel (blower wheel circumferential velocity $v_{\Sigma} = 22,4 \text{ m}$ per second)



Metací kolo se skládalo z disku, k němuž se šroubovala různá provedení lopatek. To umožňovalo rychlou záměnu jednotlivých provedení lopatek.

Metací kola byla pro snazší orientaci označena A až J. Některá provedení metacích kol jsou schematicky zobrazena na obr. 4.

- A ... čtyři rovné lopatky s negativním sklonem 7°
- B ... šest radiálních lopatek
- C ... šest rovných lopatek s negativním sklonem 7° (jako provedení A)
- D ... tři radiální lopatky (jako provedení B)
- E ... tři rovné lopatky s negativním sklonem 7° (jako A)
- F ... tři tvarované lopatky s pozitivním sklonem výstupní hrany 46°
- G ... šest tvarovaných lopatek s pozitivním sklonem výstupní hrany 34° (jako provedení H)
- H ... tři tvarované lopatky se sklonem 34°
- I ... tři rovné lopatky s pozitivním sklonem 5°
- J ... tři rovné lopatky s negativním sklonem 12° (jako provedení A)

Obvodová rychlost metacích kol byla $13,4$ až $26,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Hnací moment a otáčky metacího kola pro stanovení příkonu metače byly měřeny přímo na hřídeli metacího kola.

Experimentální práce byly zaměřeny na ty plodiny, které přicházejí v úvahu především pro sklizeň samojízdou sklízecí řezačkou:

- vojtěška s obsahem sušiny $19,6$ až 33% ,
- sláma o sušině 67 až 90% ,
- kukuřice o sušině $15,7$ až 25% .

Teoretická délka řezanky vstupující do metače byla stejná pro všechny materiály $l = 11,5 \text{ mm}$.

VÝSLEDKY

U většiny metacích kol rostly při běhu naprázdno hnací momenty s otáčkami převážně lineárně, tj. s exponentem $b = 1$, z počáteční nuluové hodnoty ($M_i \neq 0$). Moment M_i dosahoval poměrně širokého rozmezí hodnot ($M_i = 4$ až 8 Nm). Tento značný rozptyl výsledků je důsledkem rozdílného stavu metače po montáži jak metacího kola, tak skříňe, kdy vlivem nízké tuhosti konstrukce skříňe docházelo k její rozdílné deformaci, a tím ke změnám pasívních odporů uložení hřídele kola.

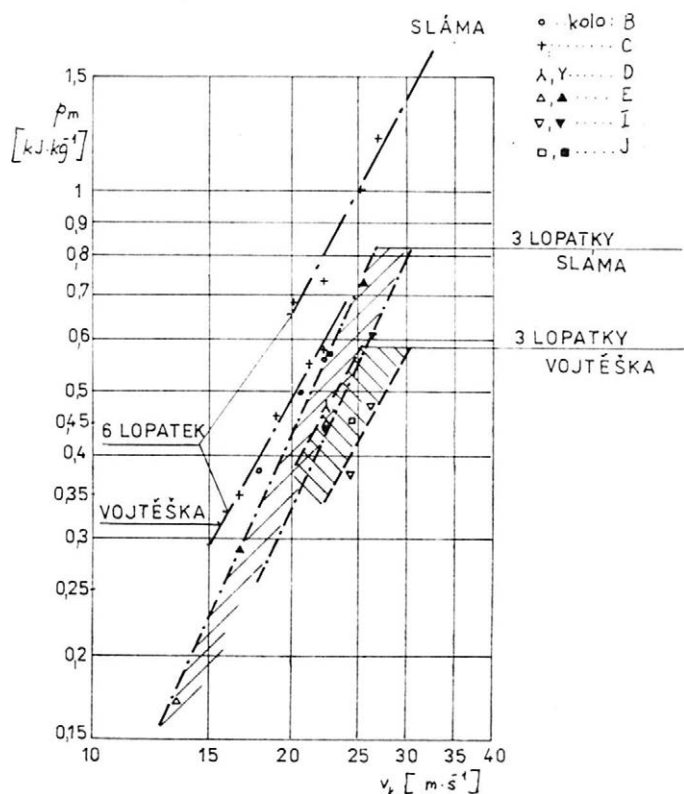
Součinitel a [ve vztahu (1)] dosahoval hodnot v rozmezí $a = 0,03$ až $0,1$.

U metacích kol s tvarovanými lopatkami a s pozitivním úhlem výstupní hrany (kolo F, G, H) rostl hnací moment s druhou mocninou otáček ($b = 2$) a metač se choval jako téměř dokonalý ventilátor. Hodnota součinitele $a \approx 0,001$.

Rozptýl velikosti pasivních odporů překryl vliv počtu lopatek; při obvodové rychlosti metacího kola $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ byl příkon P_0 při běhu na-prázdko 0,4 až 0,7 kW (u všech sledovaných kol). Jak prokázal předchozí teoretický rozbor jednotlivých fází funkce metače, je příkon lineární funkcí průchodnosti. Tyto teoretické závěry byly potvrzeny experimentálními pracemi. Výsledky měření (v období let 1976 až 1978 bylo vykonáno cca 150 měření) byly zpracovány převážně graficky do závislosti $M_n = f(q)$ a $P_m = f(q)$. Z výsledků experimentů vyplynuly tyto závěry:

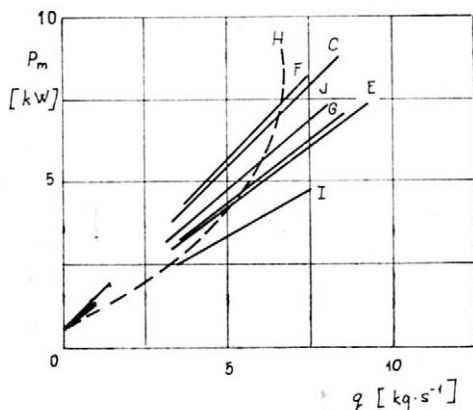
— Pozitivní vliv na příkon metače má zvětšování mezery mezi metacím kolem a pláštěm skříňe směrem k výstupnímu hrdlu (spirální skříň — obr. 1b). Jak vyplynulo z hodnocení první etapy prací (L a n č a a K u p r, 1977), byl příkon metače se spirální skříňí v průměru o 25 % nižší než se skříňí válcovou (obr. 1a), a to se stejným metacím kolem.

— Výsledky experimentů, při nichž se hodnotil vliv obvodové (úhlové) rychlosti metacího kola na příkon metače (obr. 3), jsou v dobrém souladu s teoretickými předpoklady, kdy příkon metače roste s druhou mocninou rychlosti (energie na urychlení, tření po plášti). Na obr. 5 je vynesena závislost měrné práce $p_m = \frac{P_m - P_0}{q}$ metače v závislosti na



5. Měrná práce metače p_m v závislosti na obvodové rychlosti metacího kola v_k , počtu a provedení přímých lopatek a druhu řezanky — Specific work of blower p_m , as depending on the circumferential velocity of the blower wheel v_k , on the number and type of straight vanes and on the kind of chopped material

6. Příkon metače se spirální skříní a tečným vstupem v závislosti na průchodnosti q slámy a provedení metacího kola (obvodová rychlost $v_K \approx 22,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) — Power input of a blower with spiral casing and tangential inlet of material, as depending on the throughput q of straw and type of blower wheel (circumferential velocity $v_K \approx 22,4 \text{ m}$ per second)



obvodové rychlosti metacího kola v_K , počtu lopatek a dopravované řezance. Závislost $p_m = f(v_K)$ je v logaritmických souřadnicích lineární se směrnici $k = 1,8$ až $2,26$.

— Výrazný vliv na příkon má dopravovaný materiál; energeticky nejprůběžnějším dopravovaným materiálem byla řezanka kukuřice, protože měla nejmenší ztráty rychlosti v kanálu mezi bubnem a metačem. Energeticky nejnáročnějším dopravovaným materiálem byla řezanka slámy, a to jak vlivem velké ztráty rychlosti v kanálu, tak i v důsledku převěšování stébel přes hrany lopatek a zvýšeného obíhání ve skříní metače. Vedle převěšených stébel způsobila zvýšené obíhání i část řezanky, která nebyla lopatkou dostatečně urychlena tak, aby opustila skříň výstupním otvorem.

— Příkon na urychlení je závislý na vstupní rychlosti v_m řezanky do metače. Analýzou záznamů rychlostní kinematografie bylo zjištěno, že při stejné obvodové rychlosti nožového bubnu $v_K \approx 27,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ byla vstupní rychlost v_m řezanky:

- kukuřice — $v_m = 13,6$ až $15,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- vojtěšky — $v_m = 9,6$ až $12,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- slámy — $v_m = 7,3$ až $9,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

— Vliv počtu a provedení lopatek na velikost příkonu metače za stejných podmínek, tj. při dopravě stejné řezanky a při shodné obvodové rychlosti metacího kola, je znázorněn na obr. 4 a 6. Z obou grafů zřetelně vyplývá příznivý vliv nižšího počtu lopatek (při stejných ostatních parametrech) na velikost příkonu metače. Snížením počtu lopatek na polovinu (z šesti na tři) se snížila měrná práce p_m metačů s přímými lopatkami o 15 až 25 % při dopravě vojtěšky a o 35 % při dopravě slámy (kola B, D a C, E).

— Podobný výsledek byl zjištěn u kol s tvarovanými lopatkami (G, H) při dopravě vojtěšky a kukuřice v celém rozsahu průchodnosti $q < 5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (obr. 6). Příznivý vliv nižšího počtu lopatek souvisí zřejmě s menším třením v přechodové vrstvě mezi lopatkou a pláštěm metače. Rovněž se tu příznivě projevuje ta skutečnost, že při nižším počtu lopatek se materiál v metači pohybuje delší dobu bez dotyku s lopatkou, a tím více využívá vlastní kinetickou energii.

— Uvedené závěry o počtu lopatek metacího kola, získané ze stacionárního pracoviště, byly korigovány výsledky výzkumu v polních pod-

mínkách, při nichž byl počet lopatek zvýšen na šest. Stalo se tak z důvodů finančních, neboť při sklizni je tok materiálu pracovními ústrojími řezačky velmi nerovnoměrný, což způsobovalo okamžitá přepřehování metače. Tím krátkodobě klesaly otáčky metače a v důsledku toho se metač ucpával, především při sklizni zavadlé trávy a slámy (L a n ě a, 1980).

— Vliv úhlu lopatek se projevuje ve všech fázích pohybu materiálu (řezanky) v metači (jak vyplývá z teoretického rozboru). Vliv úhlu lopatek na příkon metače je však protichůdný. Při pozitivním úhlu α se nejvíce využívá vstupní rychlosti v_m , a klesá tak podíl energie na urychlení. Na druhé straně však bude klesat relativní rychlost částic (podél lopatky), což sice povede k menším ztrátám třením po lopatce, ale bude se prodlužovat doba pro dosažení okraje lopatky a bude se prodlužovat výstup řezanky z metače. To povede k růstu obíhajícího materiálu, a tím k růstu příkonu v důsledku dodatečného tření o plášť metače.

— Při nulovém a negativním úhlu lopatky budou kinematické poměry opačné, relativní (posuvná) rychlost řezanky podél lopatky bude velká, takže řezanka brzy dosáhne okraje lopatky, ale tím se prodlouží doba, po kterou se materiál tře po plášti. V důsledku toho bude nižší výstupní rychlost, a tím i dotek řezanky.

— Z hodnocení výsledků experimentů na stacionárním pracovišti vyplynul nejvhodnější úhel sklonu lopatky metacího kola $+5^\circ$, tj. metací kolo I (obr. 2).

— Tvarované lopatky s úhlem výstupní hrany 34° (kola G a H) byly energeticky velmi výhodné při dopravě zeleného materiálu (obr. 4). Při dopravě slámy se však v důsledku nižší vstupní rychlosti a nízké relativní rychlosti výrazně zhoršily podmínky pro výstup materiálu z metače. Tím enormně vzrostlo množství řezanky obíhající v metači a jeho příkon (obr. 6, kolo H).

ZHODNOCENÍ

Vřazení metače do výstupního potrubí sklízecí řezačky umožnilo konstruovat nožový buben jako neodhazový s výrazně nižší obvodovou rychlostí (až o 20 %). Přenesení dopravní funkce nožového bubnu na metač umožnilo dosáhnout výrazného snížení energetické náročnosti nového konstrukčního řešení sklízecí řezačky. Neodhazový buben a metač (samojízdná sklízecí řezačka SPS-35) mají až o 40 % nižší spotřebu energie než odhazový buben řezačky SPS-420.

Použité symboly

a, b	konstanty, které charakterizují konstrukční uspořádání metače
f	součinitel tření
k	součinitel restituace
M_m	hnací moment metače, Nm
M_t	hnací moment pro překonání pasivních odporů metacího kola při běhu naprázdno, Nm
q	průchodnost, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Pa	příkon na urychlení, W
Pe	příkon na překonání ztrát třením řezanky podél lopatky, W
P_m	celkový příkon metače, W
P_o	příkon metače při běhu naprázdno, W

P_t	příkon na překonání tření řezanky při vlečení po plášti metače, W
P_v	příkon na výstup řezanky z metače, W
p_n	měrná práce metače, J.kg ⁻¹
r_K	poloměr metacího kola, m
r_f	poloměr nárazu částice řezanky na lopatku, m
r_{f2}	poloměr těžiště částic řezanky při vlečení lopatkou po plášti metače, m
v_K	obvodová rychlost metacího kola, m.s ⁻¹
v_n	vstupní rychlost řezanky do metače, m.s ⁻¹
v_{f2}	rychlost těžiště částic řezanky při vlečení po plášti metače, m.s ⁻¹
v_v	výstupní rychlost řezanky z metače, m.s ⁻¹
$\dot{x}_s$	střední posuvná rychlost řezanky podél lopatky, m.s ⁻¹
α	úhel sklonu lopatky, °
ω	úhlová rychlost metacího kola, rad.s ⁻¹
φ_i	úhel natočení lopatky v dané fázi pohybu, °

Literatura

- KUPR, J. — VRANÝ, Z.: Podklady pro konstrukční řešení typických orgánů a prvků zemědělských strojů (metače a orovnávače). [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1978, 44 s.
- KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E.: Výsledky funkčně energetického výzkumu nožového bubnu sklízecích řezaček. Zeměd. Techn., 27, 1981, č. 1, s. 41-54.
- LANČA, I.: Samojízdná sklízecí řezačka SPS-35. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1980, 114 s.
- LANČA, I. — KUPR, J.: Situační zpráva o dosavadním průběhu a výsledcích funkčně-energetických měření funkčního modelu SPS-35 a stacionární zkušební stolice. [Předběžná zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1977, 21 s.

Došlo dne 21. 6. 1987

КУПР, Я. — ЛАНЧА, И. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Энергоёмкость разбрасывателей с касательным входом. Земед. Техн., 33, 1987 (12) : 737-746.

Práce zabývá se ocenkovou energetickosti transportu solumennou rezky rozbrasyvatelem (rozbrasyvajícím diskem s lopatkami). Kromě teoretického analýzy dvižení solumennou rezky rozbrasyvatelem obsahuje práce také i analýzu i ocenku energetických měření, cílem kterých bylo potvrdit teoretické rascuždení a určit optimální množství i formu lopatek rozbrasyvatele i iich funkcionální parametry (sklon, perimetrická rychlost, šířinu zázoru, mezu perimetrem lopatky i kóžuchou kórboky). Experimenty byly provedeny na stacionární iisledovatelské aparátuře.

rozbrasyvajícím disk; potvrběmá mocnost rozbrasyvatele; množství i forma lopatek; perimetrická rychlost

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): Power Requirement of Blowers with Tangential Inlet of Material. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 737-746.

The authors evaluated the power requirements of conveying chopped material by means of a blower (impeller wheel with vanes). The passage of chopped material through the blower is theoretically analyzed and the power measurements of the blower are analyzed and evaluated, aiming at confirming the theoretical considerations and determining the optimum number and shape of the blower vanes, including their functional parameters (angle, circumferential velocity, clearance between vane ends and the casing). The experiments were performed with a stationary experimental equipment.

impeller blower wheel; blower power input; number and shape of vanes; circumferential velocity

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energiebedarf der Streuer mit Tangentialeintritt*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 737-746.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Bewertung des Energiebedarfs des Häckeltransports mit Streuer (Streuerrad mit Schaufeln). Neben der theoretischen Analyse der Bewegung des Häcksels durch den Streuer beinhaltet die vorliegende Arbeit auch Analysen und Bewertungen der energetischen Messungen, die die theoretischen Erwägungen bestätigen und die optimale Zahl und Form der Streuerschaufeln und ihre Funktionsparameter (Neigung, Außenrand-Geschwindigkeit, Spaltbreite zwischen Schaufelumfang und Gehäusemantel) ermitteln wollen. Die Versuche wurden mit einer stationären Versuchsanlage durchgeführt.

Streuerrad; Leistungsbedarf des Streuers; Zahl und Form der Schaufeln; Außenrand-Geschwindigkeit

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., ing. Ivo Lanča, AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

EXPERIMENTÁLNÍ A VÝPOČTOVÉ ŘEŠENÍ KONSTRUKCE ČELNÍHO NAKLADAČE

L. Trnka

TRNKA, L. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Experimentální a výpočtové řešení konstrukce čelního nakladače*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (12) : 747-755.

Práce se zabývá pevnostními výpočty staticky neurčité rámové konstrukce čelních nakladačů na základě výpočtového modelu na číslicovém počítači při různých způsobech zatěžování, přičemž se vychází z experimentálních údajů napětí, zjištěných na reálné konstrukci pomocí elektrických odporových tenzometrů. Uvedený metodický postup programem PEVNOST (Roneš, 1982) umožňuje navrhnout vylehčenou konstrukci s nízkou hmotností a dostatečnou pevností.

napětí; staticky neurčitá konstrukce; číslicový počítač; výpočtový model

Při nakládání i při jízdě je konstrukce čelního nakladače namáhána jak tíhou vlastní konstrukce a nákladu, tak i dynamickými silami, které vznikají při nabírání, zdvihání a spouštění nákladu a při jízdě s nákladem. Tato namáhání vznikají rozkmitáním konstrukce převážně v podélné svislé rovině, i když při nabírání a jízdě s lopatou naplněnou při jedné straně, popř. při jízdě do kruhu přes překážky dochází k zatížení v rovině vodorovné. (Maximální velikost podélné vodorovné síly, která působí na lopatu při nabírání materiálu, a malé rychlosti jízdy traktoru závisí na maximální tečné síle na hnacích kolech traktoru; při vyšší rychlosti jízdy závisí především na hmotě nakladače, včetně hmoty traktoru, a na zpoždění v okamžiku nájezdu do materiálu, které je dáno odporem materiálu proti vnikání lopaty — bude převládat vliv setrvačných hmot stroje nad tečnou silou vyvozenou motorem traktoru.) Pro hodnocení konstrukce nakladače jsou rozhodující především namáhání dynamická.

VÝPOČTOVÝ MODEL NAKLADAČE

Výpočtový model nakladače jako staticky neurčité prostorové prutové soustavy (Trnka, 1986a) byl sestaven již před vlastním tenzometrickým měřením. Na základě jeho výsledků byla pak určena nejnamáhanější místa konstrukce, která byla ověřena orientačním měřením mechanickými tenzometry značky Huggenberger. Na tato místa byly nalepeny tenzometrické snímače. Po měření byl výpočtový model opraven i podle velikosti sil působících na lopatu (orientačním výpočtem z ohybového namáhání ramene výložníku) a výpočet byl opakován tak, aby shoda naměřených a vypočtených hodnot byla přijatelná (shoda naměřených a vypočtených statických předpětí při zatěžování konstrukce nakladače známou silou). Výpočtový

model byl potom dále využit při dimenzování pro výpočet napětí v průřezích nově navržených nosníků (u reálné konstrukce byla zjištěna nízká nebo nevyhovující bezpečnost), popř. v průřezích nosníků, které by se měly vylehčit.

Při sestavení výpočtového modelu pro celkové posouzení pevnosti nakladače, např. s lopatou o obsahu 1 m^3 , byla konstrukce výložníku a vlastního rámu nahrazena prostorovou prutovou soustavou tak, že se jednotlivé přímé pruty stýkají ve styčnicích a průřezy prutů odpovídají reálnému dílu. Prutem rozumíme část, jejíž dva rozměry (rozměry průřezu) jsou výrazně menší než rozměr třetí (délka). Neprismatické pruty, např. ramena výložníku, byly nahrazeny několika prismatickými pruty. Excentrická spojení prutů (tzn., že střednice prutů jsou mimoběžné) byla nahrazena prutem s vysokou tuhostí (např. pruty mezi styčnící 21 a 22, 47 a 48 — obr. 5) tak, že se tento prut zatěžováním téměř nedeformuje, ale přenáší mezi styčnící všechny silové účinky. Konstrukce lopaty o obsahu 1 m^3 byla nahrazena třemi pruty se zvýšenou tuhostí.

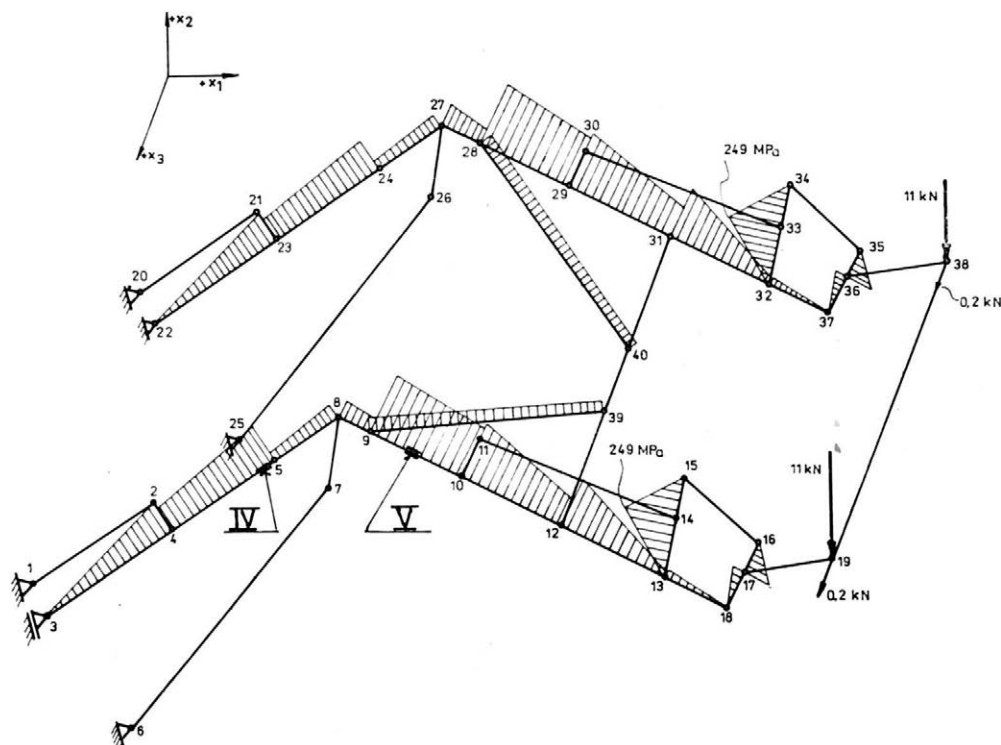
Při výpočtu se předpokládá, že jednotlivé pruty jsou svými konci pevně vetknuty do styčnic, a tedy deformace (tj. posuvy a úhly natočení konce prutu a příslušného styčnící) jsou stejné. Ve výpočtovém modelu je rovněž možné realizovat pro libovolný počet prutů poddajné připojení ke styčnicím, tzv. netypické uložení prutů, při němž deformace konce prutu a příslušného styčnící jsou potom v určených směrech odlišné. Je také možné zadat spojení provedené v určených směrech jako čistý kloub, tzn., že deformace konce prutu a styčnící jsou nezávislé. To umožňuje simulovat v řešené konstrukci různá otočná nebo posuvná uložení, čepy, kulové klouby, táhla přenášející jen osově síly (jako např. přímočaré hydromotory) apod. (Přímocharé hydromotory jsou mezi styčnící 1—2, 7—8, 11—14, 20—21, 25—26, 30—33 — obr. 2, 3, 4.) Podrobný popis řešení výpočtového modelu prostorové prutové konstrukce programem PEVNOST na číslicovém počítači NOVA 820 uvedl R o n e š (1986). Výpočtový model nezahrnuje konstrukci traktoru, na kterém je nakladač uchycen. Vzhledem k tomu, že celkový počet styčnic výpočtového modelu nakladače činil téměř 100 styčnic, což je poměrně rozsáhlá úloha pro řešení použitým programem, pro přehlednost se nejprve samostatně řešil výložník. Teprve potom se řešil rám nakladače, který se zatěžoval výpočtenými akčními silami a momenty celkem v šesti vazbách výložníku k rámu.

Při řešení výpočtového modelu nakladače ND5-118 (obr. 1) se vycházelo ze dvou výpočtových poloh výložníku, které jsou vzhledem k namáhání konstrukce nakladače nejnepříznivější, a to:

1. Jízda přes překážky do kruhu při maximálním vyložení výložníku. Na základě dynamického součinitele přední nápravy ($k_d \doteq 1,9$) se přibližně stanovila svislá síla působící v těžišti lopaty $P_{x2} = -22 \text{ kN}$. Boční síla $P_{x3} \doteq 400 \text{ N}$ od dostředivého zrychlení potom odpovídá jízdě na



1. Pohled na čelní nakladač ND5-118 — An ND5-118 front-end loader



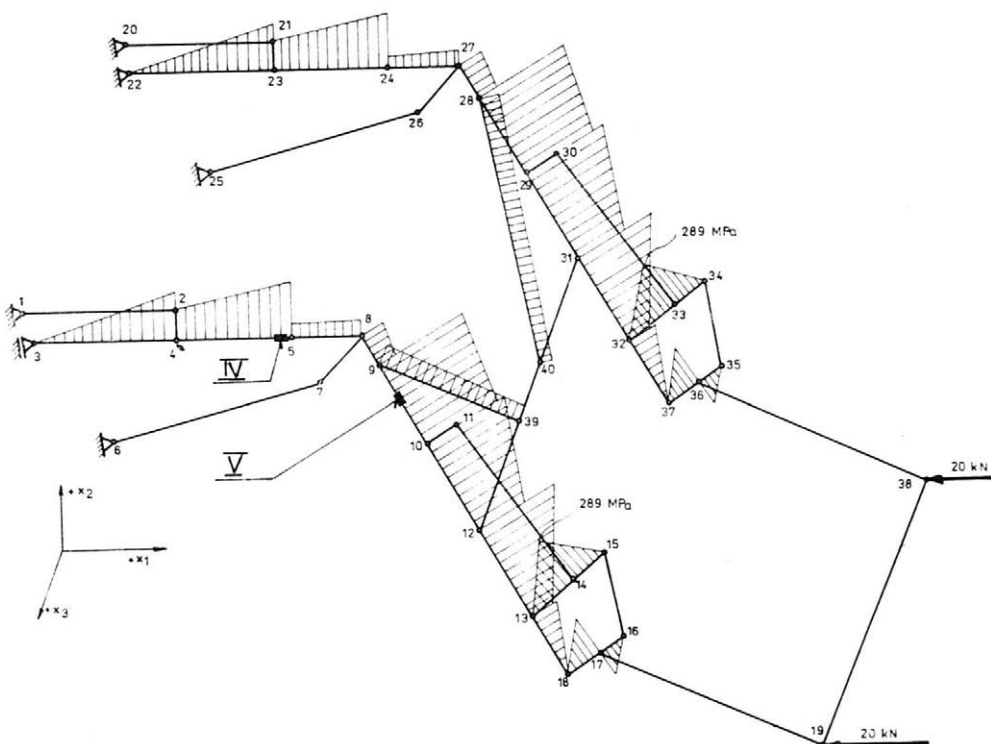
2. Průběhy ohybových napětí ve svislé rovině na výložníku při jízdě do kruhu po nerovném složišti (při maximálním vyložení výložníku), vypočtené pro zatížení v těžišti lopaty (1 m^3) $P_{x_2} = -22 \text{ kN}$ a $P_{x_3} = 0,4 \text{ kN}$ (plochy napětí jsou kresleny na straně tahových vláken) — The patterns of bending stress in vertical plane on the discharge boom when riding in circle on an uneven dump site (with the maximum radius of the boom), as calculated for load in the centre of gravity of the shovel (1 m^3) $P_{x_2} = -22 \text{ kN}$ and $P_{x_3} = 0.4 \text{ kN}$ (tension surfaces are drawn on the side of the traction filaments)

Ramena výložníku—pruty	Rozměry průřezu prutů: mm
3— 4, 22—23	60 × 148 × 5
4— 5, 23—24	60 × 190 × 5
9—10, 28—29	60 × 185 × 5
10—12, 29—31	60 × 150 × 5
12—13, 31—32	60 × 106 × 5
13—18, 32—37	32 × 70

středním poloměru $r = 8 \text{ m}$ rychlostí $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [jízda s plnou lopatou materiálu o hmotnosti 1150 kg]. Ve styčnicích 19 a 38 (obr. 2 až 4) působí potom síly

$$\frac{P_{x_2}}{2} \quad \text{a} \quad \frac{P_{x_3}}{2}$$

Reakční vazby (vazby rámu k výložníku) jsou ve styčnicích č. 1, 3, 6, 20, 22 a 25. Styčnický č. 1, 20, 6, 26 jsou popsány jako pevné, tzn., že mají omezeny tři rotace a tři translace; styčnický č. 3 má omezeny dvě ro-



3. Průběhy ohybových napětí ve svislé rovině na výložníku při čelním nájezdu břitem lopaty 1 m³ na překážku, vypočtené pro zatížení ve styčnicích 19 a 38 $P_{x1} = -20$ kN (plochy napětí jsou kresleny na straně tahových vláken) — The patterns of bending stress in vertical plane on the discharge boom when the edge of the shovel (1 m³) strikes an obstruction, as calculated for load at joints 19 and 38 $P_{x1} = -20$ kN (tension surfaces are drawn on the side of the traction filaments)

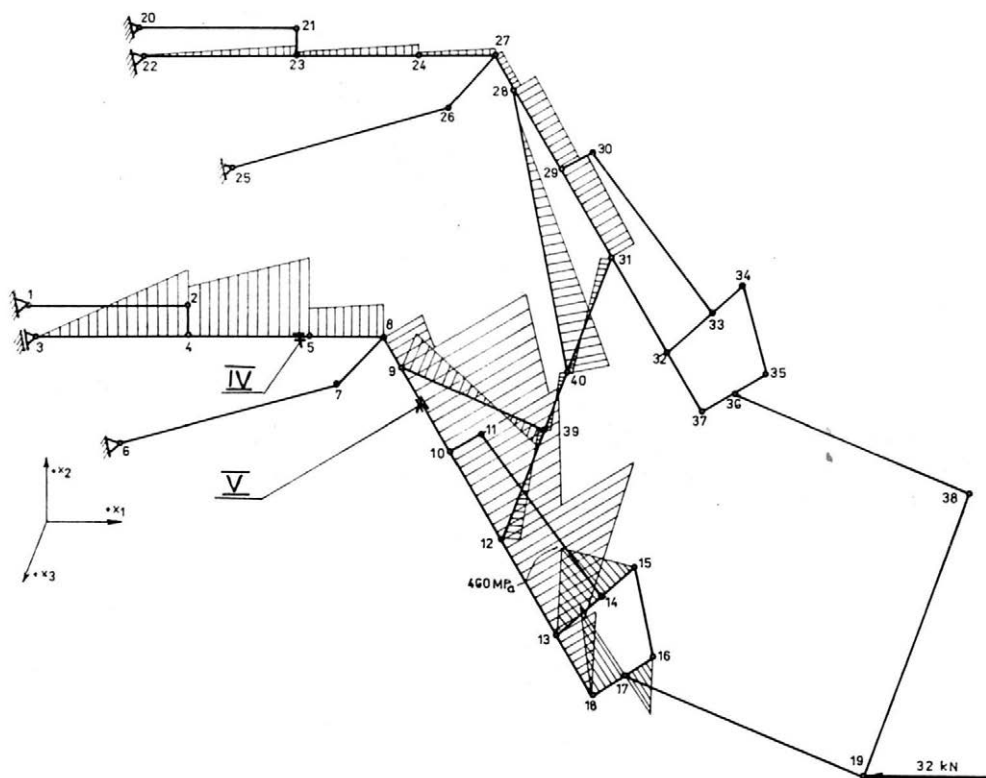
tace a dvě translace — volná rotace je kolem osy x_3 a volná translace je ve směru osy x_3 . Styčník č. 22 má omezeny dvě rotace a tři translace — volná rotace je kolem osy x_3 .

2. Čelní nájezd a boční nájezd pravou stranou břitu lopaty do kamenného obrubníku těsně nad zemí. Velikost síly na břitu lopaty byla vypočtena z ohybu ramene výložníku a činila cca $P_{x1} = -40$ kN ve středu břitu lopaty při čelním nájezdu do obrubníku, což je zhruba dvojnásobek tečné síly na kolech traktoru Z 7011 při rychlosti 6 km · h⁻¹.

(Ve styčnicích č. 19 a 38 se počítá při čelním nájezdu se silou $\frac{P_{x1}}{2}$, při bočním nájezdu pravou stranou lopaty působí ve styčnicích č. 19 síla $P_{x1} = -32$ kN.)

Pro každou výpočtovou polohu je možné zvolit různý počet zatěžovacích stavů. Jedním stavem se rozumí jedna varianta zatížení konstrukce, tzn. různá velikost zatěžovacích sil a momentů. Maximálně je možné použít pro daný program 12 zatěžovacích stavů.

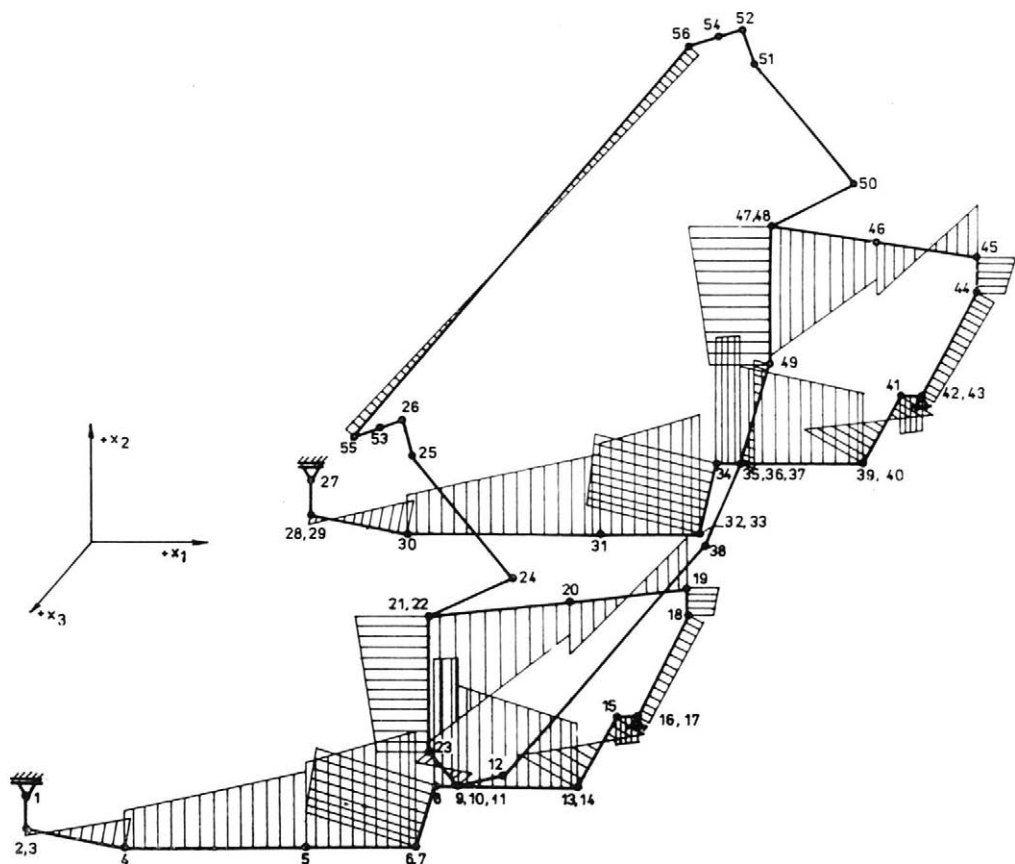
Rám nakladače se řešil pro dvě výpočtové polohy výložníku podle bodů 1. a 2. s předpokladem vazeb k traktoru ve styčnicích č. 1, 27, 17



4. Průběhy ohybových napětí ve svislé rovině na výložníku při bočním nájezdu pravou stranou břitu lopaty 1 m³ na překážku, vypočtené pro zatížení ve styčnících 19 $P_{x1} = -32$ kN (plochy napětí jsou kresleny na straně tahových vláken; na trubce mezi styčníky 12—39—40—31 je zakreslen průběh napětí ve vodorovné poloze $\bar{x}_1 \bar{x}_3$) — The patterns of bending stress in vertical plane on the discharge boom for the case when the right side of the edge of the shovel (1 m³) strikes an obstruction, as calculated for load at joint 19 $P_{x1} = -32$ kN (tension surfaces are drawn on the side of the traction filaments; the pattern of tension in horizontal position $\bar{x}_1 \bar{x}_3$ is drawn on the pipe between joints 12—39—40—31)

a 43 (obr. 5). V těchto styčnících pro dvě výpočtové polohy výložníku se počítalo jednak vetknutí (tzn., že styčníky mají omezeny tři rotace a tři translace), jednak kloubové uložení (styčníky č. 1 a 27 mají omezeny dvě rotace a dvě translace, styčníky č. 17 a 43 mají omezeny dvě rotace a tři translace — volná translace je ve směru osy x_1 , volné rotace jsou kolem osy x_3). Uvedené údaje jsou vstupními údaji programu.

Ve výstupních údajích programu mohou být na řádkové tiskárně vytištěny deformace konstrukce (posuvy a úhly pootočení jednotlivých styčníků), vnitřní silové účinky (momenty a síly) působící na jednotlivé pruty, včetně velikosti napětí, která v jednotlivých prutech vznikají (tahové a tlakové napětí, smykové napětí způsobené krutem, ohybové napětí na začátku a na konci krutu). Je také možné vytisknout souřadnice jednotlivých styčníků, délky prutů, směrové kosiny jejich os, průřezové charakteristiky. Pro některé tvary průřezů prutu jsou vypočtena redukovaná napětí v nejnamáhanějším vlákně. V kosoúhlém promítání lze na plotru nakreslit celou prutovou konstrukci s číselným popisem styčníků a prutů, včetně její deformace při různých způsobech namáhání.



5. Průběhy ohybových napětí ve svislé rovině na některých dílech rámu nakladače při jízdě do kruhu po nerovném složišti při maximálním vyložení výložníku, vypočtené pro zatížení v těžišti lopaty 1 m^3 $P_{x_1} = -22 \text{ kN}$ a $P_{x_3} = 0,4 \text{ kN}$ (plochy napětí jsou kresleny na straně tahových vláken) — The patterns of bending stress in vertical plane on some parts of loader frame when riding in circle on an uneven dump site with the maximum radius of the boom, as calculated for load in the centre of gravity of the shovel (1 m^3) $P_{x_1} = -22 \text{ kN}$ and $P_{x_3} = 0.4 \text{ kN}$ (tension surfaces are drawn on the side of the traction filaments)

Pruty:	Rozměry průřezu prutů mm
17—18, 43—44	16 × 180
18—19, 44—45	16 × 150
19—20, 45—46	56 × 80 × 6
20—21, 46—47	56 × 100 × 6

Poznámka: Protože obr. 2 až 5 byly pro tento článek více než 2× zmenšeny, nejsou uváděna měřítka délek a napětí. Podrobnější údaje uvádí Trnka (1986a).

VÝSLEDKY

Průběh vypočtených napětí ve svislé rovině na výložníku při jízdě do kruhu přes překážky je na obr. 2, při čelním nájezdu na překážku na obr. 3 a při bočním nájezdu na překážku na obr. 4. Plochy napětí na obr. 2 až 4 jsou kresleny na straně tahových vláken. Z výpočtu vychází, že

6. Pohled na čelní nakladač ND5-050 — An ND5-050 front-end loader



napětí na výložníku ve vodorovné rovině jsou o řád nižší než ve svislé rovině a pro namáhání výložníku nejsou rozhodující (s výjimkou průřezu výložníku u kotevního čepu — styčníky č. 3 a 22).

Naměřené a vypočtené hodnoty ohybových napětí ve svislé rovině v měřených místech IV, V ramen výložníku při různých způsobech zatížení jsou porovnány v tab. I.

Z tab. I vyplývá, že největší rozdíl vypočtené a naměřené hodnoty je u místa IV při jízdě přes překážku a činí 28 %. Ostatní rozdíly se pohybují v rozsahu 3 až 17 %. Rozdíly vyplývají ze změny tuhosti ramen výložníku při jeho náhradě prizmatickými pruty a z určité nepřesnosti v odhadu působíště a velikosti sil při různých způsobech zatížení. (Naměřená hodnota se bere za 100 %.) Nízké hodnoty vypočtených napětí ve svislé rovině ve styčnicích prutů 5—8, 8—9, 24—27, 27—28 (obr. 2 až 4) jsou dány vysokou tuhostí těchto prutů ve výpočtovém modelu; napětí ve styčnicích 12, 39, 40 a 31 nejsou na obr. 2 a 3 nakreslena, protože při uvedeném způsobu zatěžování jsou velmi nízká. Při bočním nájezdu na překážku se rovněž zvyšuje namáhání ramen výložníku krutem u závěsného čepu.

I. Porovnání naměřených a vypočtených hodnot na výložníku v měřených místech IV, V — A comparison of the values measured and calculated for measuring sites IV, V of the discharge boom

Způsob zatížení	Naměřeno		Vypočteno	
	IV [MPa]	V [MPa]	IV [MPa]	V [MPa]
Jízda přes překážku (hmotnost písku v lopatě 1 m ³ 1150 kg)	85,9	150,7	110	160
Čelní nájezd na překážku	204,8	310,5	170	290
Boční nájezd na překážku pravou stranou lopaty	268	402	230	390

Vypočtené tlaky ve válci přímočarého hydromotoru výložníku (strana pístu) a ve válci přímočarého hydromotoru lopaty (strana pístnice) (Trnka, 1986a) jsou nejvyšší při nájezdu na překážku pravou stranou lopaty. Např. tlak ve válci přímočarého hydromotoru výložníku 31,4 MPa je cca o 50 % vyšší než maximální naměřená hodnota 19,3 MPa. (Ve skutečnosti se uvedeného vypočteného tlaku nedosáhne v důsledku omezení tlaku pojistným ventilem.) Vyšší vypočtené hodnoty tlaků při nájezdu na překážku pravou stranou lopaty vyplývají z toho, že u výpočtového modelu byl brán nejnepríznivější případ, tzn. lopata bez vazby k zemi (ve skutečnosti je lopata při práci položena na zemi a válce výložníku a lopaty jsou částečně uvolněny — tlaky jsou nižší). Výsledků výpočtu je možné využít pro dimenzování přímočarých hydromotorů.

Rám nakladače je prostorový. Skládá se z levé a pravé konzoly, v níž je v horní části na čepech uchycen výložník. Spodní části konzol jsou uchyceny do levého a pravého celorámu, který je vetknut mezi přední a zadní nápravu traktoru. (Oba díly celorámu — levý a pravý — jsou propojeny vzpěrou 11-12-38-37 — obr. 5.) Výpočet rámu se provedl pro dvě alternativy, a to: vetknutí rámu ke traktoru a kloubové uložení. Porovnáním obou výpočtů se zjistilo, že skutečnosti se více přibližuje alternativa s kloubovým uložením, která je také pro případ jízdy nakladače po nerovném složišti jako příklad zakreslena na obr. 5. Ve většině případů je namáhání rámu největší ve svislé rovině; ve vodorovné rovině je rám nejvíce namáhán při bočním nájezdu na překážku a při jízdě přes překážky, kdy působí na naplněnou lopatu velké boční zrychlení při rozkývání nákladu. Podrobnější údaje uvedl Trnka (1986a).

V obr. 5 jsou plochy napětí kresleny na straně tahových vláken — vypočtené hodnoty ukazují na zvýšené namáhání nosníku celorámu při uvolnění uchycovacích šroubů; ve skutečnosti je namáhání v těchto místech nižší v důsledku částečného vetknutí konců celorámu k traktoru.

Na základě ověření výpočtového modelu nakladače (Trnka, 1986a) — přijatelné shody naměřených a vypočtených hodnot — byla u konstrukčně podobného nakladače ND5-050 (obr. 6) navržena nová vylehčená konstrukce výložníku a rámu při opakovaném výpočtu (Trnka, 1986b). Ramena výložníku byla navržena z materiálu Kodur E 490 s mezí kluzu $\sigma_k = 490$ MPa při tloušťce stěny profilu 4 mm a zvýšení výšky profilu cca o 10 mm. Uvedenou úpravou by se hmotnost vlastních ramen výložníku snížila cca o 17 % [původní materiál na měřeném výložníku je ocel 11523 s $\sigma_k = 354$ MPa a tloušťka stěny výložníku činí 5 mm] při zachování vyhovující bezpečnosti. Na rámu nakladače je u některých nosníků (Trnka, 1986b) také možné použít materiál Kodur E 490 při zmenšení tloušťky profilů. Realizací navržených změn (Trnka, 1986b) by bylo možné snížit hmotnost výložníku s rámem cca o 110 kg, a tím se přiblížit nižší hmotnosti čelních nakladačů stejné kategorie vyspělých zahraničních výrobců.

ZÁVĚR

Na základě tenzometrického měření a sestavení výpočtového modelu nakladače s přijatelnou shodou naměřených a vypočtených hodnot lze při opakovaném výpočtu navrhnout konstrukci nakladače s relativně nízkou hmotností a s dostatečnou pevností. Při realizaci navrhovaných

změn profilů konstrukce podle uvedených hledisek se také ukazuje naléhavá nutnost použít materiály s vyšší mezí kluzu, např. Kodur E 490. Snížením hmotnosti by se zvýšila i konkurenční schopnost těchto strojů na zahraničním trhu.

Literatura

RONES, J.: Použití programu PEVNOST při výpočtech vnitřních sil a deformací u prutových staticky neurčitých konstrukcí. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, AGROZET, k. VÚZS 1982.
TRNKA, L.: Pevnostní měření čelního nakladače ND5-118. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, AGROZET, k. VÚZS 1986a.
TRNKA, L.: Pevnostní měření čelního nakladače ND5-050. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, AGROZET, k. VÚZS 1986b.

Došlo dne 21. 7. 1987

ТРНКА, Л. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Экспериментальное и расчетное решение конструкций фронтального погрузчика. Земед. Techn., 33, 1987 (12) : 747-755.

Работа занимается расчетами прочностей статически неопределенной рамной конструкции фронтальных подборщиков на основе расчетной модификации на цифровом ЭВМ при разных способах нагрузки, причем исходит из экспериментальных данных напряжений, установленных на реальной конструкции при помощи электрических сопротивляющих тензометров. Приведенная методика программой ПРОЧНОСТЬ (Ронеш, 1982), позволяет предложить облегченную конструкцию с низким весом и достаточной прочностью.

напряжение; статически неопределенная конструкция; цифровая ЭВМ; расчетная модель

TRNKA, L. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Experimental and Computational Solutions in Designing the Front-End Loader*. Земед. Techn., 33, 1987 (12) : 747-755.

The paper contains the strength calculations of a statically indeterminate framed structure of front-end loaders. A model was constructed for this purpose on a digital computer and the calculations were performed for various types of loading. Experimental tension data, determined in a real framing by means of electric resistance tensometers, were taken as a basis. The methodical procedure using the PEVNOST programme (Roneš, 1982) enables to design a lighter-weight frame of the desired strength.

tension; statically indeterminate structure; digital computer; computational model

TRNKA, L. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Versuchs- und Rechnungslösung der Konstruktion eines Frontladers*. Земед. Techn., 33, 1987 (12) : 747-755.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit Festigkeitsberechnungen einer statisch unbestimmten Konstruktion der Frontlader aufgrund eines Rechnungsmodells mit Digitalcomputer bei verschiedenen Belastungsmethoden, wobei man von experimentellen Angaben über die Spannung ausgeht, die an der realen Konstruktion mit Hilfe von elektrischen Widerstandstensometern ermittelt wurden. Das im Rahmen des Programms FESTIGKEIT (Roneš, 1982) angeführte methodische Verfahren ermöglicht, eine entlastete Konstruktion mit niedrigem Gewicht und genügender Festigkeit zu entwerfen.

Spannung; statisch unbestimmte Konstruktion; Digitalcomputer; Berechnungsmodell

Adresa autora:

Ing. Lubomír Trnka, CSc., AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

ŽACÍ STROJ PRO SKLIZEŇ SÓJI XPS-4, 2



Sója je cennou surovinou s velkým využitím v národním hospodářství. Pro její mechanizovanou sklizeň sklízecími mlátičkami Niva a Kolos nabízí PZO Agromachinaimpex žací ústrojí, jehož nože žací lišty rostliny řežou a podávají je na příčný šnek. Odtud postupují rostliny po šikmém dopravníku do šikmé komory, kde jsou vymláčeny a separovány.

Počet současně sklizených řádků při vzdálenosti mezi řádky 70 cm	6
Pracovní rozsah cm	420
Výkonnost ha . h ⁻¹	2



Agromachinaimpex

Vývozce: Podnik zahraničního obchodu AGROMAŠINAIMPEX
Bulharsko, Sofia
bulv. S. Lepoeva 1
telefon: 23 03 91
telex: 022 563

INHALT

Grečenko A.: Unterlagen für die Bewertung der Hangtauglichkeit der Landmaschinen seitlicher Aufwurf auf der Schichtenlinie (KLF)	722
Talich S., Preisler V., Žižka J.: Messen der gemolkenen Milchmenge in automatisierten Leitungssystemen der Farmen	736
Kupr J., Lanča I.: Energiebedarf der Streuer mit Tangentialeintritt	746
Trnka L.: Versuchs- und Rechnungslösung der Konstruktion eines Frontladers	755

Rukopisy odevzdány k tisku 26. 8. 1987 — Podepsáno k tisku 26. 10. 1987



Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA • Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství • Vychází měsíčně • Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková • Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541 • Vytiskl MfR, Novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2 • © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1987

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6.