

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 24 (LI)
PRAHA
LISTOPAD 1978
CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
PRO ZEMĚDELSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1978

■

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

■

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

■

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

■

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

Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů si vážíme skutečnosti, že můžeme vždy jednou za rok uveřejnit soubor článků našich pracovníků v jednom z čísel časopisu *Zemědělská technika*, které je věnováno ústavu.

Je pochopitelné, že tento soubor nemůže být vyčerpávající a nemůže vystihnout všechny práce, které se v ústavu dělají. Přesto se domníváme, že představuje průřez pracemi, kterými se v ústavu zabýváme.

Práce doc. ing. A. Grečenk a, CSc. — Měření tahových vlastností terénních vozidel, měřené veličiny — je věnována základní problematice, která hraje u samojízdných zemědělských strojů a traktorů velkou roli, a to měření závislosti mezi tahovou silou a prokluzem u terénních vozidel.

Tato práce je první částí a pojednává se v ní o základních veličinách, tj. o prokluzu, tahové síle, hnací síle a odporu valení. Je zde rovněž řešena problematika nulového prokluzu.

Ing. O. Knaifl, CSc., se ve své práci — Optimalizace konstrukčních parametrů zemědělských strojů — zabývá neefektivnější metodou matematického modelování konstrukčně technických kritérií stroje (metoda sondáže a demarkace parametrického prostoru), poněvadž u dnešních komplikovaných a z technického hlediska náročných strojů je třeba využít metod vědeckého konstruování, které umožňují racionálně určit optimální variantu řešení.

Práce ing. J. Kupra, CSc. a ing. K. Melkuse — Kinematické poměry rozmetacích jednotek s přímými lopatkami — je příkladem využití nových metod při výzkumu a vývoji zemědělských strojů, v tomto případě použití rychlostní kinematografie, kterou byly ověřeny teoretické předpoklady.

Cílem řešení bylo stanovit vlivy, které působí na jednotlivé částice chlévské mrvy při rozmetání, aby bylo dosaženo optimálního řešení, které umožní v maximální šíři rozmetat.

Teoretické předpoklady a výpočty byly zjišťovány na automobilovém rozmetadle RMA 10, na němž byly výsledky i ověřeny metodou rychlostní kinematografie.

Ing. Z. Souček, CSc., v článku — Výsledky modelování pojezdu samojízdných zemědělských strojů po přirozeném nerovném povrchu — navazuje na práci z r. 1977, uveřejněnou v 11. čísle časopisu *Zemědělská technika* (Parametry samojízdných zemědělských strojů určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu) i na práce z let 1975 a 1976, uveřejněné v tomtéž časopise. Proti dřívějším pracím, které se zabývaly zvláště rozvojem metody modelování pojezdu, obsahuje současná práce především konkrétní a obecné výsledky, které byly získány při řešení dynamických poměrů těchto samojízdných strojů:

- stroj pro mechanizaci pícninářských prací na svazích (dvě alternativy),
- sklízecí řezačka SPS-420,
- sklízecí řezačka druhé generace,
- stroj pro setí, kultivaci a jednocení cukrovky.

Podobně jako v předcházejících letech navazují některé články na práce uveřejněné již dříve. Z tematiky článků vyplývá, že převážná její část je věnována výzkumu samojízdných strojů, poněvadž jejich plné nasazení a využití zajišťuje včasné zvládnutí zemědělských prací při stále klesajícím trendu pracovních sil.

Ing. Dušan Hu t l a

Výzkumný ústav zemědělských strojů

Praha - Chodov

MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TERÉNNÍCH VOZIDEL – MĚŘENÉ VELIČINY

A. Grečenko

GREČENKO, A. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Měření tahových vlastností terénních vozidel – měřené veličiny*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 643–660.

Práce je věnována problematice měření závislosti mezi tahovou silou a prokluzem u terénních vozidel, přičemž jde o snímání okamžitých hodnot těchto veličin. V první části, která platí obecně jak pro standardní, tak i pro urychlené tahové zkoušky, je pojednáno o základních veličinách, tj. o prokluzu, tahové a suvné síle, hnací síle a odporu valení. Problém nulové velikosti prokluzu je řešen ve vazbě na rozbor odporu valení a přenosu hnacího momentu na hnací ústrojí. Prakticky se osvědčilo měření relativního prokluzu v závislosti na tahové síle s následovným přepočtem na skutečný prokluz, který má při nulové tahové síle již určitou kladnou hodnotu. V souvislosti se zjišťováním tahových vlastností je třeba měřit (efektivní) odpor valení terénního vozidla, který neobsahuje vnitřní odpor valení hnacího ústrojí, tj. kola s pneumatikou nebo pásu.

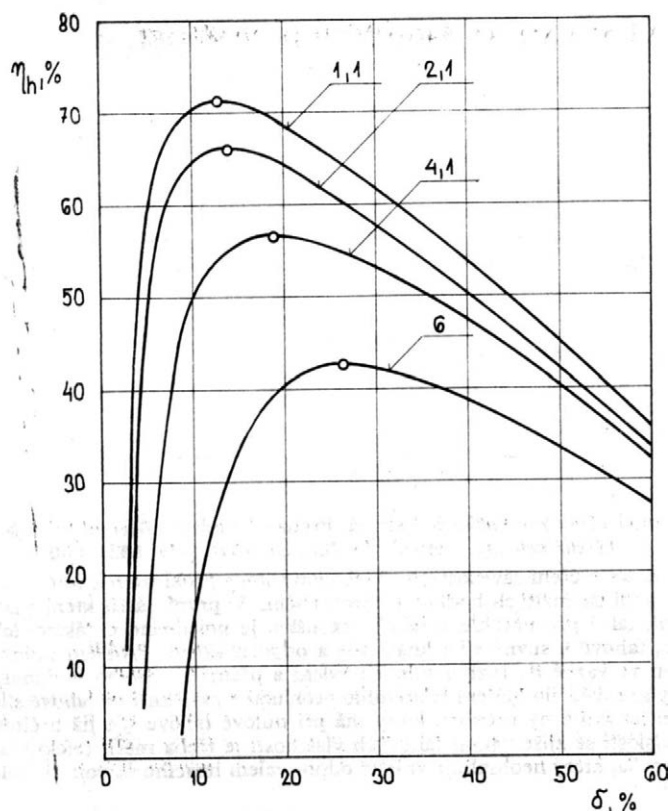
terénní vozidlo; měření; tahová síla; prokluz

Údaje o tahové síle terénních vozidel (tj. v zemědělství traktorů, samojízdných strojů a dopravních vozidel), kterými se definuje jejich schopnost konat tahovou práci (např. traktor při orbě) nebo schopnost projet terénem (tzv. záloha tahové, resp. hnací síly k překonání zvýšených jízdních odporů), mají význam pouze tehdy, jsou-li doprovázeny příslušným údajem o prokluzu.

Prokluz je všeobecně přijatá veličina, která vhodným způsobem vyjadřuje důsledek vzájemné deformace hnacího ústrojí (např. kolo nebo pás) a podložky ve směru nastavení tohoto ústrojí, je-li jím přenášena hnací síla. Prokluz je důležitou složkou tahové nebo hnací účinnosti (obr. 1).

Z těchto důvodů se u terénních vozidel – a jmenovitě u prostředků používaných v zemědělství – měří závislost mezi tahovou silou na tažném zařízení a prokluzem. Tuto závislost, která charakterizuje např. stroj (tj. traktor nebo samojízdný stroj) jako celek na určité podložce, lze jednoduše převést na vztah mezi hnací (obvodovou) silou na samotném hnacím ústrojí a mezi prokluzem a konečně na relaci mezi součinitelem záběru (poměr hnací síly k zatížení hnacího ústrojí) a prokluzem. Tato relace zobecněně charakterizuje záběrové schopnosti hnacího ústrojí téměř izolovaně od stroje, se kterým se dělala tahová zkouška.

Záběrové vlastnosti (schopnosti) hnacího ústrojí se mohou zjišťovat také speciálními testory, postavenými např. pro jediné kolo (nebo pro dvě kola), a to jak k měření v půdních kanálech, tak i v terénu (Turnbull, Freitag, 1962; Gill, Vandenberg, 1967;



1. Charakteristické závislosti hnací účinnosti na prokluzu u traktorových pneumatik — Typical relationships between the traction efficiency and slippage of tractor tyres

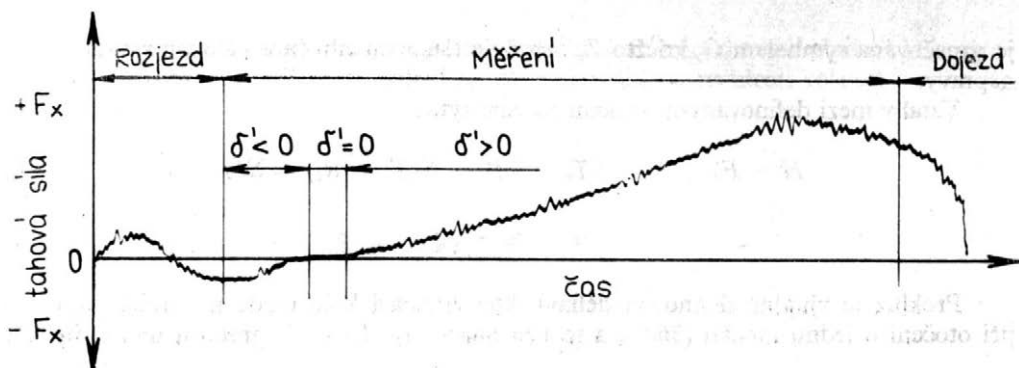
povrch: 1,1 — louka; 2,1 — strniště po píceň; 4,1 — půda před setím; 6 — provlhá půda při sklizni cukrovky

Bartoš, 1957; Dwyer, 1972). Na těchto testorech se snímá závislost mezi suvnou silou, kterou přenáší hnací kolo na rám a mezi prokluzem při stálém zatížení kola. Kromě toho bývají testory vybaveny zařízením k měření hnacího momentu, tj. krouticího momentu na hnacím kole, a dalšími snímači.

STANDARDNÍ A URYCHLENÉ TAHOVÉ ZKOUŠKY

Tahové zkoušky traktorů se zejména v autorizovaných zkušebnách dělají tak, že na určité dráze (nebo pro stanovený počet otáček hnacích kol) se udržuje pokud možno neměnná tahová síla. Prokluz traktoru se jistě v průběhu měřicí jízdy poněkud mění, ale měřicí jízda poskytne jediný údaj o celkovém počtu otoček hnacích kol (resp. o celkem ujeté dráze), který pak ve spojení s analogickým údajem pořízeným při měřicí jízdě samotného traktoru bez tahové síly (tzv. nulová jízda) poskytne hodnotu prokluzu s dobrou statistickou platností. Tento zavedený způsob jsme dříve nazvali standardními tahovými zkouškami se zkratkou STZ (Grečenko, 1968). Standardní zkoušky jsou bohatě popsány v literatuře (Grečenko, 1963; Lichačev, 1955). Tuto metodu měření lze uplatnit i při měření s testorem pro jednu pneumatiku.

Jinou možností je snímat a zaznamenávat okamžité hodnoty tahové síly (suvné) a veličin, z nichž lze určit prokluz (např. otáčky hnacího a měřicího kola), nebo přímo velikost prokluzu. Jestliže se tahová síla během měřicí jízdy po přímé dráze plynule zvětšuje, zjistí se při každé jízdě celá funkční závislost mezi tahovou silou a prokluzem (obr. 2). Měření je velmi produktivní a vyžaduje poměrně malou plochu; tento způsob jsme proto nazvali urychlenou tahovou zkouškou se zkratkou UTZ (Grečenko, 1968). Výzkumná



2. Průběh urychlené tahové zkoušky (UTZ), znázorněný průběhem tahové síly — Course of a fast traction test (UTZ), depicted by the time-course of the traction force

praxe ovšem ukázala, že rozptýl naměřených hodnot je u UTZ vlivem místních nehomogenit podložky větší než u STZ, takže je účelné stejné měření vícekrát (alespoň třikrát) opakovat. Metoda UTZ umožňuje také změřit např. průběhy prokluzů hnacích kol traktoru při jízdě jedněmi koly v brázdě (Al-Kazzaz, Grečenko, 1968), nebo zjišťovat průběh okamžitého prokluzu v různých jízdních situacích, např. při jízdě stroje ve svahovitém terénu.

DEFINICE VELIČIN

Tvrdí-li se, že prokluz je důsledkem deformace ve směru jízdy stroje (vozidla), je toto tvrzení přijatelné, ale obecně ne zcela přesné. Prokluz je totiž důsledkem deformace ve směru nastavení hnacího ústrojí, čímž je u kola míněn směr jeho roviny, u pásu směr jeho podélné osy. Je třeba respektovat, že vlivem bočních sil, působících často na stroj, nesouhlasí směr jízdy stroje či vozidla se směrem podélné osy stroje ani se směrem nastavení hnacího ústrojí.

Prokluz souvisí s těmito silovými účinky:

F_x — složka celkové tahové síly, rovnoběžná s povrchem dráhy (zjednodušeně tahová síla)

H_i — hnací síla na i -té ($i = 1, 2 \dots$) nápravě, definovaná vzorcem (10)

H — celková hnací síla terénního vozidla

T_i — suvná síla na i -té nápravě, tj. síla, přenášená osou nápravy na rám

R_i — celkový odpor valení i -té nápravy

R — celkový odpor valení terénního vozidla

Poměry, které slouží tomu, aby se dosáhlo žádoucího zobecnění:

F_x/G — měrná tahová síla

H/G — měrná hnací síla

H_i/Z_i — součinitel záběru μ_i

T_i/Z_i — součinitel tahu κ_i

$R/G; R_i/Z_i$ — součinitel valení $\psi; \psi_i$

Nápravy kolového vozidla, ať hnané nebo vlečené, jsou označovány čísly $i = 1, 2, 3, \dots$ v pořadí od předku tažného vozidla že ke konci případného vleku. Tíha

je označována symbolem G , kdežto Z_i označuje tlakovou sílu (normálovou reakci) jedné nápravy.

Vztahy mezi definovanými veličinami jsou tyto:

$$H = F_x + R = \sum T_i + \sum R_i = \sum (T_i + R_i) = \sum H_i \quad (1)$$

$$\mu_i = \kappa_i + \psi_i \quad (2)$$

Prokluz je vhodně definován délkou, kterou hnací kolo ujede na určité podložce při otočení o jednu otočku (360°), a to bez hnací síly (l_o) a při přenosu hnací síly (l):

$$\delta = \frac{l_o - l}{l_o} = \frac{\Delta l}{l_o} = 1 - \frac{l}{l_o} \quad (3)$$

Ze vzorce (3) se odvodí další užitečné formulace (index o označuje pohybový stav bez hnací síly):

a) Pomocí otoček $\bar{n}$ a $\bar{n}_o$ hnacího kola na stejné dráze s :

$$s = l \cdot \bar{n} = l_o \cdot \bar{n}_o$$

dosazením $l/l_o = \bar{n}_o/\bar{n}$ do (3) se obdrží:

$$\delta = 1 - \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}} = \frac{\bar{n} - \bar{n}_o}{\bar{n}} \quad (4)$$

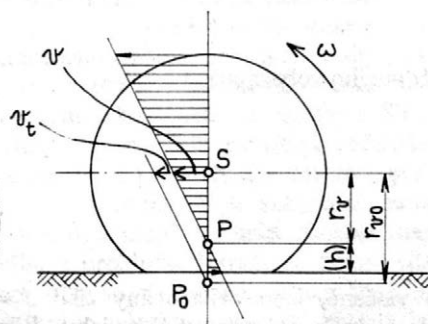
b) Pomocí posuvné rychlosti v a teoretické (bezprokluzové) rychlosti v_t hnacího kola při stejné úhlové rychlosti kola ω :

$$\omega = \frac{2\pi}{l} \cdot v = \frac{2\pi}{l_o} \cdot v_t$$

dosazením $l/l_o = v/v_t$ do (3) se obdrží:

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_t} = 1 - \frac{v}{r_{vo} \cdot \omega} \quad (5)$$

Symbol r_{vo} označuje bezprokluzový poloměr valení hnacího kola.



$$v = r_v \cdot \omega$$

$$\delta = 1 - \frac{r_v}{r_{vo}} = \frac{h}{r_{vo}}$$

3. Kinematické schéma hnacího kola s pneumatikou, které se pohybuje s prokluzem δ — Kinematic scheme of the driving wheel with tyre which moves with slip — page δ

c) Pomocí poloměru valení r_v hnacího kola (tj. vzdálenosti mezi středem kola s pólem otáčení (obr. 3) a poloměru valení r_{v0} při stejné úhlové rychlosti kola ω :

$$\omega = \frac{v}{r_v} = \frac{v_t}{r_{v0}}$$

dosazením $v/v_t = r_v/r_{v0}$ do (5) se obdrží:

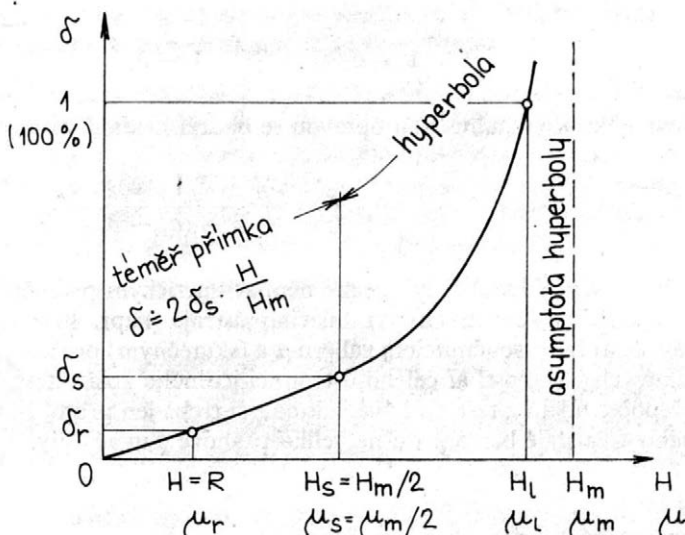
$$\delta = 1 - \frac{r_v}{r_{v0}} \quad (6)$$

Ze všech uvedených definic je patrné, že prokluz se může měnit alespoň v mezích od nuly do jedné (vyjádřeno v procentech: od 0 do 100 %). Podrobnější rozbor s pomocí vzorce (5) však ukazuje, že nejvyšší mez prokluzu je $+\infty$: zablokované kolo má $\omega = 0$ a tudíž $v_t = 0$; je-li toto kolo vlečeno proti směru původního pohybu libovolnou konečnou rychlostí v , dosahuje se prokluzu

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_t} = 1 - \frac{-v}{0} = 1 + \infty = \infty$$

Tento případ pohybu má zřejmý praktický význam, protože se při něm dosahuje nejvyšší možné hnací síly H_m (tj. smykové síly mezi hnacím ústrojím a podložkou, viz např. Grečenko, 1970).

4. Závislost mezi hnací silou H na hnacím ústrojí vozidla, resp. součinitelem záběru $\mu = H/Q$ a prokluzem δ – Relationship between the thrust force (H) of the driving mechanism (or the thrust coefficient $\mu = H/Q$) and the slip δ



Závislost mezi hnací silou a prokluzem je znázorněna na obr. 4. Při tahových zkouškách ovšem nelze dosáhnout nulové hnací síly vozidla, jak je patrné ze vzorce (1), a proto ani nulového prokluzu. Měří se tedy závislost mezi tahovou silou a relativním prokluzem, přičemž nulové tahové síle se přiřadí nulový relativní prokluz δ' , jemuž odpovídá skutečný (absolutní) prokluz $\delta = \delta_r$.

Při standardních tahových zkouškách se relativní prokluz obvykle vyhodnocuje podle modifikovaného vzorce (4):

$$\delta' = 1 - \frac{\bar{n}'_o}{\bar{n}'} = f(F_x) \quad (7)$$

při $F_x = 0$ je $\bar{n}' = \bar{n}'_o$ a tedy $\delta' = 0$, ale skutečný prokluz je roven:

$$\delta = \delta_r = 1 - \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}'_o} > 0, \text{ protože } \bar{n}_o < \bar{n}'_o$$

Mezi relativním a skutečným prokluzem existuje určitá závislost (Grečenko, 1960, 1970), jež bude formulována a zhodnocena v kapitole Relativní a skutečný prokluz.

Tahové vlastnosti stroje či vozidla jako celku jsou určeny závislostí mezi tahovou silou F_x a (skutečným) prokluzem, která se zjišťuje tahovou zkouškou na určených podložkách. Prokluz se nejlépe měří u každého hnacího kola samostatně, což je zejména nutné tehdy, jsou-li hnací kola v diferenciální vazbě.

Výsledný prokluz hnací nápravy s diferenciálem v činnosti, nebo nápravy s hydrokoly v diferenciální vazbě se určí takto (Grečenko, 1963): bezprokluzové rychlosti v_{tl} a v_{tp} hnacích kol l, p a výsledná rychlost v_t jsou ve známé diferenciální závislosti

$$2v_t = v_{tl} + v_{tp} \quad (8)$$

přičemž velikosti rychlostí jsou vázány s prokluzy δ, δ_l a δ_p podle vzorce (5) takto:

$$v_t = \frac{v}{1 - \delta}; \quad v_{tl} = \frac{v}{1 - \delta_l}; \quad v_{tp} = \frac{v}{1 - \delta_p}$$

dosazením do vztahu (8) a úpravou se obdrží hledaná závislost ve tvaru

$$\delta = \frac{\delta_l + \delta_p - 2\delta_l \cdot \delta_p}{2 - (\delta_l + \delta_p)} \quad (9)$$

Výsledný prokluz δ tedy obecně není aritmetickým průměrem dílčích prokluzů δ_l a δ_p .

Záběrové vlastnosti hnacího ústrojí (např. kola nebo pásu) jsou definovány závislostí mezi součinitelem záběru μ a (skutečným) prokluzem, která se získá přepočtem tahových vlastností at celého ústrojí, či jediného kola v testoru. Jediným rozdílem je, že přepočet údajů z testoru bývá jednodušší třeba jen proto, že u testoru je zatížení zkoušeného kola stále bez ohledu na velikost tahové (suvné) síly.

PROBLÉM NULOVÉHO PROKLUZU

Ve vzorcích pro prokluz (3), (4), (6) vystupují veličiny s indexem o , tj. $l_o; \bar{n}_o; r_{vo}$, resp. ve vzorci (5) rychlost v_t . Tyto veličiny vyjadřují stav ideálního valení, který se na měkké podložce, a zejména u kol s nízkotlakými pneumatikami, velmi obtížně určuje. Nebudou-li v ideálním případě proměnné veličiny $l, \bar{n}, r_v, v$ uvedených hodnot, bude (skutečný) prokluz nulový. Podmínky, za nichž dochází k ideálnímu valení pojezdového ústrojí, byly předmětem diskuse mezi odbornými pracovníky, takže je možné hovořit

o problému nulového prokluzu. Tento problém se ovšem přenáší do experimentálního výzkumu i zkušební praxe.

Prokluz vyjadřuje, jak již bylo řečeno, poměrnou podélnou deformaci podložky a hnacího ústrojí, vyvolanou polem smykových napětí ve styčné ploše. Vzniklé pole elementárních smykových sil ve směru nastavení hnacího ústrojí je ve smyslu teramechaniky (Grečenko, 1967) reprezentováno hnací silou H , která může na hnacím ústrojí působit ve směru pohybu, popřípadě proti směru pohybu. Kolo nebo pás se pohybuje bez prokluzu jen tehdy, je-li hnací síla nulová: kolo v tomto pohybovém stavu se označuje za neutrální (Grečenko, 1963). Neutrální kolo s pneumatikou (např. na tvrdé podložce) má ve styčné ploše v podélném směru souměrný obrazec elementárních smykových napětí a deformací vzhledem k příčné ose styčné plochy (Řezníček, aj., 1957).

Potíž se stanovením nulového prokluzu je v tom, že hnací sílu nelze měřit přímo, nýbrž jen prostřednictvím hnacího momentu nebo suvné síly, a dále v tom, že hnací síla vždy vystupuje v kombinaci s vnějším odporem valení. Proto se prokluz při experimentech vždy zjišťuje v závislosti na tahové, resp. suvné síle, nebo v závislosti na hnacím momentu a poloměru valení. Z těchto výchozích podmínek měření vyplývají tři různé interpretace nulového prokluzu:

a) prokluz je údajně nulový při nulové tahové síle vozidla, tj. při jeho samopohybu; této zásady se drží část zkušební praxe (např. normy ASAE S 209.3, GOST 7057) a zejména dříve řada odborných pracovníků (Lichačev, 1955; Smith, Larsen, 1949; Lvov, 1954; Gurevič aj., 1977);

b) prokluz je údajně nulový při nulové suvné síle hnacího ústrojí (ať u vozidla či v testoru); je nebo bylo používáno v části zahraničního zkušebnictví (Gill, Vandenberg, 1967; Dwyer, 1972; Kliefoth, 1964; Bock, 1952);

c) prokluz je údajně nulový při nulovém hnacím momentu, tj. prakticky u vlečeného vozidla či hnacího ústrojí v testoru (Cheu-Schang Chang, 1975).

To však nejsou všechny formulace; byl např. vysloven názor, že pól otáčení kola bez prokluzu (obr. 3) by měl ležet na svislé ose kola v rovině neporušené půdy (Phillips, 1962). Opatrná je formulace, že k jízdě traktoru s nulovým prokluzem dochází tehdy, pohybuje-li se hnací ústrojí bez prokluzu (ON 30 0415 a významné zahraniční normy).

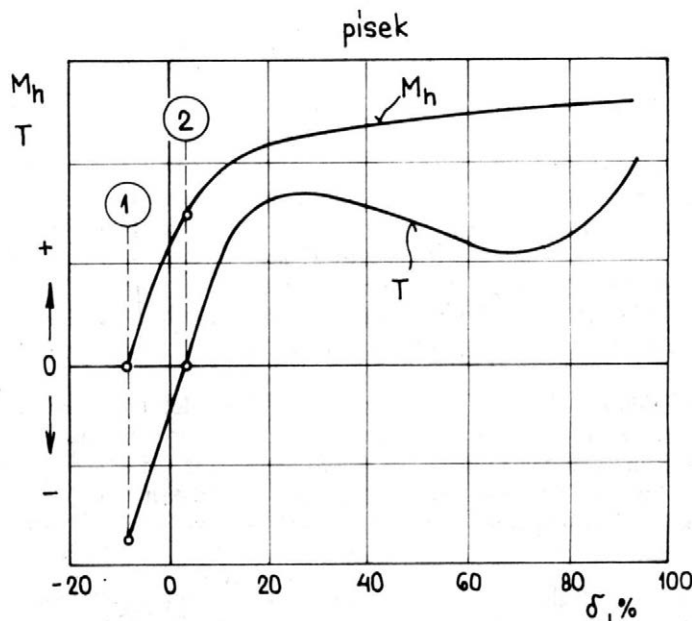
V novější době začíná být obecně přijímán již dlouho známý názor (např. Bock, 1952), že nulový prokluz leží mezi těmito pohybovými stavy hnacího ústrojí:

- nulová suvná síla $T = 0 \dots \delta > 0$ (stav samopohybu);
- nulový hnací moment $M_h = 0 \dots \delta < 0$ (vlečený stav).

Přispívají k tomu experimentální podklady, uveřejněné pracovníky Waterways Experiment Station (Turnbull, Freitag, 1962; Turnage, 1972), jež se týkají měření s koly v půdních kanálech (obr. 5). Tyto výsledky kvalitativně souhlasí s formulací silového stavu neutrálního kola, které musí být současně poháněno i tlačeno (Grečenko, 1963).

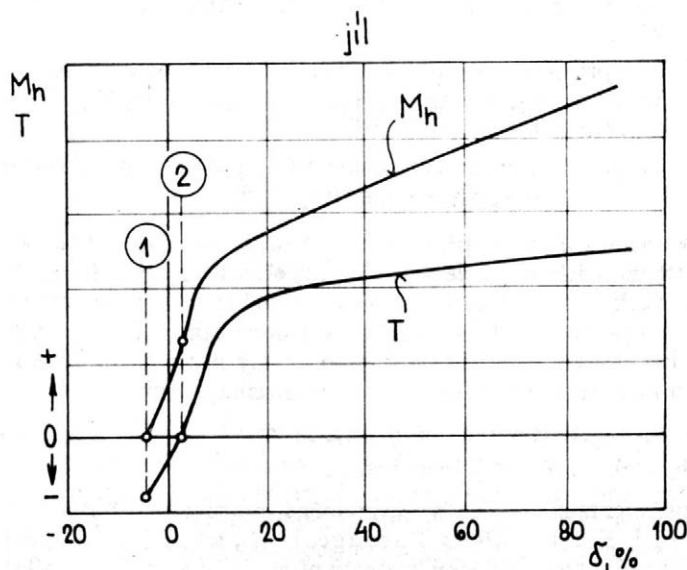
Nulový prokluz δ hnacího ústrojí nastává ve skutečnosti při nulové hnací síle H . K tomuto pohybovému stavu kola (hnacího ústrojí) dojde při současném působení hnacího momentu M_h na disk kola a suvné (tlačné) síly T v ose kola. Za tím účelem budou nejdříve formulovány jízdní odpory a matematicky definována hnací síla.

Celkový odpor valení R se skládá jak u kola s pneumatikou, tak i u pásu ze složky vnější R_t a vnitřní R_p . Vnější odpor valení R_t souvisí s trvalou deformací podložky (vytváření stopy), vnitřní odpor valení R_p vzniká vlivem specifických ztrát ve vlastním hnacím ústrojí: jde o tu část vnitřních ztrát, která nezávisí na velikosti přenášeného krouticího momentu; např. u rotující pneumatiky to jsou hysterézní ztráty



5. Závislosti svislé síly T a hnacího momentu M_h (neurčitá měřítka) na prokluzu δ , naměřené u kola s pneumatikou v půdním kanálu WES na písku a na jílu — Relationship between the traction force (T), the driving torque (M_h) (scale arbitrary) and the slip (δ) measured with a wheel with tyre in the WES soil bin filled with sand or clay

stav pohybu: 1 — kolo vlečeno; 2 — samopohyb kola (podle Turnage, 1972)



při radiální deformaci vlivem zatížení kol, u pásu to jsou činitele, popsané dříve (Gřečenko, 1963). Naopak ztráty, která závisí na přenášeném hnacího momentu, je třeba zahrnout do mechanické účinnosti hnacího ústrojí η ; např. u rotující pneumatiky jde o ztráty vzniklé při obvodovém natahování a smršťování pneumatiky, která přenáší hnací sílu. U kola s pneumatikou dochází zejména při jízdě po tuhé podložce ještě k přechodovým třecím ztrátám při relativním pohybu dezénu pláště vůči podložce; tyto ztráty budou pro jednoduchost zahrnuty částečně do vnitřního odporu valení (u kola bez prokluzu), částečně do mechanické účinnosti (přírůstek ztrát s nárůstem hnací síly).

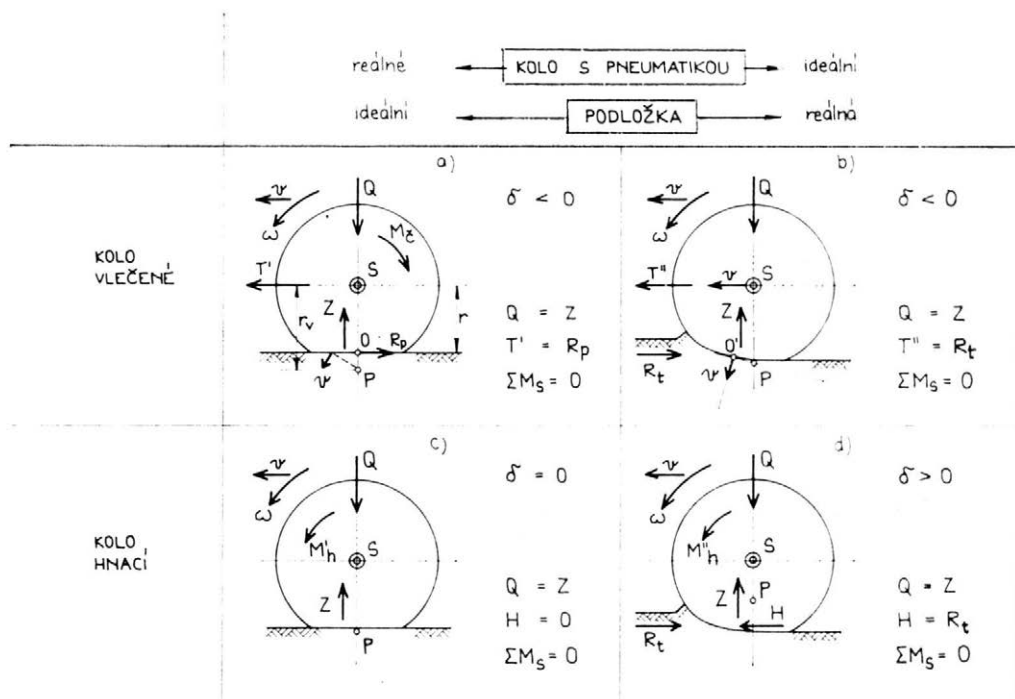
Hnací síla ve styčné ploše hnacího ústrojí s podložkou je vyvozena hnacím momentem (na disku hnacího kola, u pásového podvozku rovněž na hřídeli hnacího kola). Práce tohoto momentu na jedno otočení hnacího kola s přihlédnutím k mechanické účinnosti pneumatiky (pásu) $2\pi \cdot M_h \cdot \eta$ kompenzuje práci vnitřního odporu valení $2\pi r_{vo} \cdot R_p$ a práci hnací síly $2\pi r_{vo} \cdot H$. Z podmínky rovnováhy těchto prací

$$2\pi \cdot M_h \cdot \eta = 2\pi r_{vo} \cdot R_p + 2\pi r_{vo} \cdot H$$

se získá vzorec pro velikost hnací síly:

$$H = \frac{M_h \cdot \eta}{r_{vo}} - R_p \quad (10)$$

který je třeba při řešení vnější silové rovnováhy hnacího ústrojí doplnit analogicky ke vzorci (1) vztahem $H = T + R_t$. Vnitřní odpor valení R_p lze s přijatelnou přesností určit jako sílu potřebnou k vlečení např. samotného kola na tvrdé podložce (obr. 6).



6. Rozložení pohybu reálného kola s pneumatikou po reálné podložce na dva dílčí případy tak, aby vynikly vnitřní a vnější odpory proti pohybu a způsob jejich překonávání — Resolving the movement of a real wheel with tyre on real ground into two component cases to distinguish the internal and external motion resistance and ways of compensating them

Ze vzorce (10) plyne, že při $M_h = 0$ je $H < 0$ (realizováno prostřednictvím suvné síly), neboli $\delta < 0$; při $T = 0$ je $H = R_t > 0$, neboli $\delta > 0$. Při hnací síle velmi blízké nule kompenzuje hnací moment vnitřní ztráty v hnacím ústrojí

$(R_p \cdot r_{vo}/\eta)$, kdežto případný vnější odpor valení musí být vyrovnán suvnou silou; prokluz se v tomto případě rovněž blíží nule.*)

Na obr. 6 jsou pro názornost podmínky pohybu reálného kola (se ztrátami) po reálné podložce (deformovatelné) rozloženy do dvou elementárních případů: reálné kolo po ideální podložce a ideální kolo po reálné podložce; oba případy se ve skutečnosti superponují. Jednotlivé složky jsou označeny a , b (vlečené kolo), c , d (hnací kolo při samopohybu).

U vlečeného kola v případě a) zajišťuje síla R_p jeho otáčení za cenu vzniku smykových deformací ve styčné ploše. Síla R_p je zde vnějším silovým účinkem, přestože je nazvána vnitřním odporem valení. Svým momentem ke středu kola kompenzuje moment normálové reakce Z a moment čepového tření v ložiskách M_c . Aby mohla síla R_p vzniknout, musí se pneumatika ve styčné ploše o podložku opřít, což vyžaduje relativní rychlost pneumatiky vůči podložce ve směru pohybu kole. To je možné jedině tehdy, nalézá-li se pól otáčení kola P pod bodem O^{**} , takže poloměr valení r_v je větší než vzdálenost r (účinný poloměr), zastávající funkci bezprokluzového poloměru (je-li $P \equiv O$, není ve styčné ploše vodorovná složka rychlostí, a proto není deformací ani prokluzu). Proto dojde k zápornému prokluzu (skluzu) $\delta = 1 - (r_v/r)$ a k otáčení kola úhlovou rychlostí $\omega = v/r_v$, jež je snížena vůči bezprokluzové úhlové rychlosti $\omega_0 = v/r$.

U vlečeného kola v případě b) mění smyková napětí smysl v bodě O' , v němž je smykové napětí nulové (Onafeko, Reece, 1967; Krick, 1969). To znamená, že relativní rychlost v tomto bodě má směr normály ke styčné křivce. Na základě uvedeného poznatku se zjistí poloha pólu otáčení P celého kola jako průsečík kolmic na známé směry rychlostí bodů S a O' . Jelikož pól P leží pod styčnou křivkou, jde opět o pohyb kola s jistým skluzem, který by na základě geometrické představy měl souviset s hloubkou stopy, a tím nepřímou se silou R_t . Termín „nepřímá“ je použit z toho důvodu, že síla R_t není výslednicí elementárních smykových sil ve styčné ploše jako byla např. síla R_p v případě a).

Lze tedy konstatovat, že reálné vlečené kolo se na reálné podložce (případy $a + b$) pohybuje se záporným prokluzem (skluzem), který závisí přímo na vnitřním odporu valení R_p (tj. na hysterézních ztrátách v pneumatice a momentu čepového tření v ložiskách) a na hloubce stopy (tedy nepřímou na vnějším odporu valení R_t).

U hnacího kola v případě c) kompenzuje hnací moment M_h vnitřní ztráty v kole; hnací síla ve styčné ploše nevzniká, a proto je prokluz nulový. Na schématu se neobjevuje moment čepového tření, protože hnací moment se rozumí již po ztrátách v ložiskách.

U hnacího kola v případě d) vzniká hnací síla H podle vzorce (10), která vyrovnává účinek vnějšího odporu valení R_t , takže kolo se pohybuje s kladným prokluzem, odpovídajícím vnějšmu odporu valení.

O reálném hnacím kole na reálné podložce, které nevyvozuje suvnou sílu (případy $c + d$), lze tedy tvrdit, že se pohybuje s (kladným) prokluzem, který odpovídá vnějšmu odporu valení R_t .

Uvedené případy vlečeného a hnacího kola při samopohybu nejsou tedy z hlediska vzniku a velikosti prokluzu souměrné: u vlečeného kola

*) Ve výpočtech se často používá tato přibližná definice: hnací síla H je poměr hnacího momentu M_h k účinnému, resp. valivému poloměru kola r (Grečenko, 1963). Vnitřní odpor valení se pak přičítá k odporu vnějšmu, s nímž tvoří celkový odpor valení. Protože je zde při $H = 0$ také $M_h = 0$ (tzn. $\delta < 0$), je třeba podmínku $\delta = 0$ při $H = 0$ upřesnit tím, že jde o rovnoměrný pohyb kola beze ztrát a odporů.

**) Vodorovné složky rychlostí všech bodů ve styčné ploše, leží-li pól otáčení P mimo bod O , jsou v tomto zjednodušeném případě všechny stejné a rovny $\omega(r - r_v)$; tyto rychlosti se nazývají prokluzové (znaménko $+$) nebo skluzové (znaménko $-$).

vznikne skluz (záporný prokluz), ovlivněný v podstatě celým odporem valení $R = R_p + R_t$, kdežto u hnacího kola prokluz ovlivněný pouze vnějším odporem valení R_t .

Jakým způsobem tedy lze na základě získaných poznatků realizovat neutrální kolo? Vnitřní složku odporu valení R_p je nutné přemáhat hnacím momentem M_{h1} , takže prokluz nevzniká; vnější složku odporu valení je třeba kompenzovat zejména suvnou silou T , avšak také hnacím momentem M_{h2} (tj. hnací silou H), aby se malý skluz a prokluz stejné absolutní velikosti vzájemně vyrovnávaly. Silové podmínky neutrálního kola s pneumatikou, valícího se bez prokluzu, lze tedy zapsat takto:

$$\left. \begin{aligned} R_p &= \frac{M_{h1} \cdot \eta}{r_{vo}} \\ H &= \frac{M_{h2} \cdot \eta}{r_{vo}} = x \cdot R_t \\ T &= (1 - x) \cdot R_t \end{aligned} \right\} 0 \leq x < 1$$

neboli:

$$\left. \begin{aligned} M_h &= M_{h1} + M_{h2} = (R_p + x \cdot R_t) \frac{r_{vo}}{\eta} \\ T &= (1 - x) \cdot R_t \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

K pohybu hnacích kol stroje (vozidla) bez prokluzu dochází např. při rovnoměrné jízdě stroje z určitého svahu, kdy příslušná složka tíhy stroje zajistí potřebnou suvnou sílu, kdežto zbytek jízdního odporu je vyrovnán hnacím momentem (motorem).

U samotného hnacího ústrojí však existuje ještě další případ pohybu s nulovým prokluzem, a to ten, který byl na obr. 6 označen c): samopohyb na hladké tvrdé dráze. Tento případ lze využít zejména u testů s půdním kanálem jako referenční (nulové) měření ke správnému nastavení nebo vyhodnocení měřených veličin během následujících jízd s rostoucí tahovou zátěží (Wismer, Luth, 1974).

Naproti tomu nelze očekávat zcela nulový prokluz u stroje na betonové dráze, ať má stroj jednu hnací nápravu (odpor vlečené nápravy), nebo všechny hnací nápravy (parazitní účinky).

RELATIVNÍ A SKUTEČNÝ PROKLUZ

Při tahových zkouškách terénních vozidel, které se konají zásadně na rovině, nelze dosáhnout nulového prokluzu. Protože chybí tato reference, není možné měřit ani skutečný prokluz. Ve snaze překonat tento nedostatek navrhl dříve Bock (1952), aby dráha l_o ve vzorci (3), který platí také pro libovolně zvolený počet otoček hnacích kol, byla určována jako aritmetický průměr z dráhy l_{o1} , kterou zkoušený stroj ujede, je-li tažen, a z dráhy l_{o2} , kterou zkoušený stroj ujede samotný vlastní silou:

$$l'_o = \frac{l_{o1} + l_{o2}}{2}$$

Je zřejmé, že dráha l_{o1} je vzhledem ke skluzu (zápornému prokluzu) vlečených kol delší než ideální dráha l_o , kdežto dráha l_{o2} je vzhledem k prokluzu kratší než tato ideální

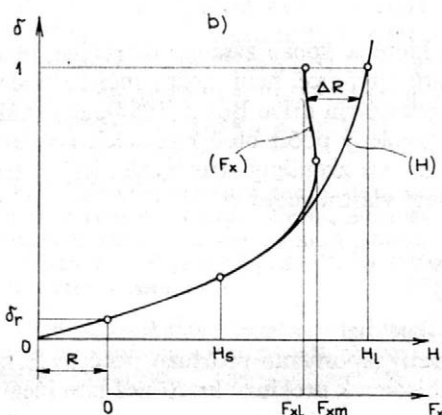
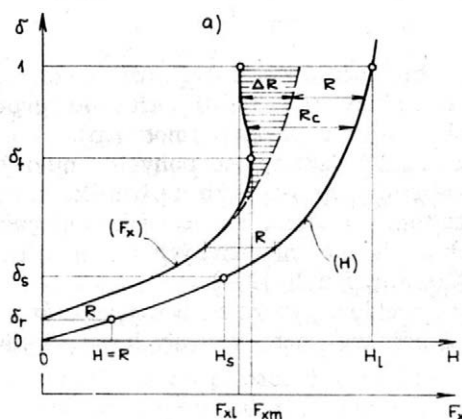
dráha. Aritmetický průměr l'_o se bude ideální dráze l_o blížit. Potíž je v tom, že prokluzu taženého a samostatně se pohybujícího stroje nejsou obecně souměrné, jak bylo zdůvodněno v předchozí části.

Problém jsme od padesátých let řešili metodou přepočtu prokluzové křivky. Metoda přepočtu, která se postupně vyvíjela, zachovává tyto zásady: při tahové zkoušce se měří závislost mezi tahovou silou F_x s relativním prokluzem δ' , takže při nulové jízdě jede měřený stroj samostatně vlastní silou ($F_x = 0 \dots \delta' = 0$). Tento relativní prokluz se pak přepočítává na (skutečný) prokluz δ s využitím dokázaného poznatku (viz kap. Problém nulového prokluzu), že hnací kola měřeného stroje mají při nulové jízdě prokluz odpovídající hnací síle H , jejíž velikost je rovna součtu vnějšího odporu valení hnacích kol R_{th} a celkového trakčního odporu vlečených kol $(R_p + R_z)_v$. Tato metoda je při měření v terénu nejjednodušší a zcela obecně platná v aplikacích na různá terénní vozidla.

Je patrné, že důležitou složkou tahových zkoušek je měření valivých odporů, jehož účelem je zjistit velikost efektivního odporu valení R_e , který je definován ve shodě s předchozím odstavcem takto:

$$R_e = R_{th} + (R_p + R_z)_v = R_t + R_{pv} \quad (12)$$

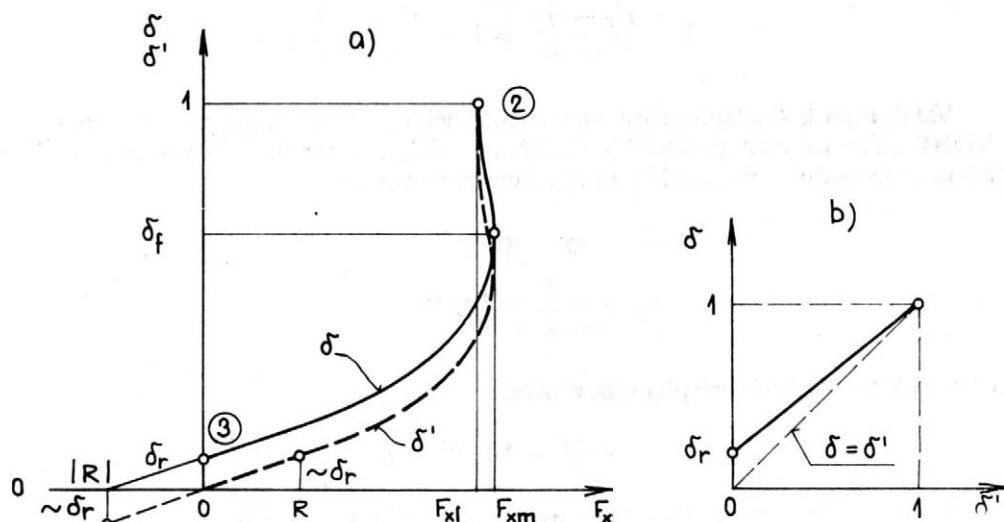
Technika zjišťování efektivního odporu valení bude popsána v další kapitole. Na tomto místě je třeba připomenout, že efektivní odpor valení není žádnou kuriozitou, nýbrž že je jedinou správnou veličinou definující skutečný odpor valení terénního



7. Vztah mezi závislostmi (skutečného) prokluzu na hnací a na tahové síle; diagramy a) i b) jsou rovnocenné, v obou je patrný nárůst odporu valení při vysokých hodnotách prokluzu — Relationship between the (real) slippage and the thrust and drawbar (traction) forces; diagrams a) and b) are equivalent — both show an increase of the rolling resistance at high slip values

vozidla; kdyby zde nešlo o přesnou definici tohoto odporu, mohl být nazván jednoduše celkovým odporem valení. Efektivní odpor valení tedy vystupuje ve výpočtech jízdních vlastností strojů a vozidel.

Nyní budou zdůvodněny zásady metody přepočtu prokluzové křivky. Vztah mezi závislostmi (skutečného) prokluzu na hnací a tahové síle stroje je znázorněn na obr. 7a. Nuly stupnic obou sil jsou úmyslně zavedeny do jednoho bodu — počátku souřadnic. Křivka $\delta = f(H)$ má téměř přímkový průběh do hodnoty $H = H_s$ (obr. 4), potom progresívně stoupá. Křivka $\delta = f(F_x)$ začíná hodnotou prokluzu $\delta = \delta_r$ při $F_x = 0$, při určitém prokluzu (např. 30–100 %) nabývá tahová síla své maximální hodnoty F_{xm} a při dále rostoucím prokluzu F_x obvykle klesá. Je to způsobeno především nárůstem odporu valení vlivem prokluzového zahloubení kola (frézovací účinek — Grečenko, 1963, 1967). Na obr. 7a je odpor valení R roven rozdílu úseček obou křivek při $\delta = \text{konst.}$ Upozorňuji také na důležitou skutečnost, že při $\delta = \delta_r$ nabývá hnací síla H hodnoty rovné (efektivnímu) odporu valení $R = R_e$; je to v podstatě skutečný (posunutý) počátek pro stupnici tahové síly, protože $H = F_x + R$, čili $F_x = 0$ při $H = R$. Takto lze také obě závislosti vynést (obr. 7b). Dostane se zprvu společná křivka, která se rozvětvuje až při vyšších hodnotách prokluzu. Do síly $F_x = H_s - R$ je průběh závislosti $\delta = f(F_x)$ téměř lineární.



8. Vztah mezi relativním a skutečným prokluzem — Relationship between relative and real slip

Měřením při tahové zkoušce se získá závislost relativního prokluzu δ' na tahové síle F_x (podle obr. 8a). Průběh prokluzové křivky při prokluzech nad δ_f je velmi nestabilní, takže v této oblasti se ve skutečnosti obvykle již neměří. Skutečný prokluz začíná v bodě 3 při hodnotě δ_r . Vzhledem k přímkovému průběhu funkce $\delta' = f(F_x)$ kolem počátku souřadnic se hledaný prokluz δ_r nalezne jako hodnota funkce při $F_x = \pm R$ ($= R_e$). Tím je bod 3 závislosti $\delta = f(F_x)$ znám. Dalším známým bodem průběhu $\delta = f(F_x)$ je bod 2 ($F_x = F_{xl}$; $\delta' = 1$), který je společný pro obě funkce, což lze dokázat takto (Grečenko, 1963):

podle vzorce (4) je skutečný prokluz roven

$$\delta = 1 - \frac{\bar{n}_0}{n}$$

kdežto relativní prokluz podle analogického vzorce (7):

$$\delta' = 1 - \frac{\bar{n}'_o}{\bar{n}'}$$

přičemž:

$$\bar{n}'_o = \bar{n}_o + \Delta\bar{n}; \quad \bar{n}' = \bar{n} + \Delta\bar{n}$$

kde: $\Delta\bar{n}$ — označuje nárůst otoček, odpovídající přemáhání odporu valení R_e

U stroje prokluzujícího na místě je relativní prokluz roven jedné, protože $\bar{n}'$ musí být rovno nekonečnu:

$$\delta' = 1 - \frac{\bar{n}'_o}{\infty} = 1$$

příslušný absolutní prokluz má pak rovněž hodnotu jedna:

$$\delta = 1 - \frac{\bar{n}'_o - \Delta\bar{n}}{\bar{n}' - \Delta\bar{n}} = 1 - \frac{\bar{n}'_o - \Delta\bar{n}}{\infty - \Delta\bar{n}} = 1$$

Vztah mezi hodnotami relativního a skutečného prokluzu je znázorněn na obr. 8b. Největší difference mezi prokluzy je δ_r (bývá 1–5 %), nejmenší difference je nula. Logickou nejjednodušší závislostí je lineární funkce ve tvaru:

$$y = ax + b$$

$$\text{tj. } \delta = \frac{1 - \delta_r}{1} \cdot \delta' + \delta_r$$

což dává hledaný vztah pro přepočet prokluzu:

$$\delta = (1 - \delta_r) \cdot \delta' + \delta_r \quad (13)$$

Rekapitulace postupu při stanovení závislosti $\delta = f(F_x)$:

- změří a vyhodnotí se závislost $\delta' = f(F_x)$;
- změří a vyhodnotí se efektivní odpor valení $R (= R_e)$;
- pro naměřené hodnoty (F_x ; δ') v intervalu od $F_x = 0$ do $F_x \leq 0,5 F_{xm}$ se určí směrnice k přímky $\delta' = k \cdot F_x$;
- stanoví se $\delta_r = k \cdot R$;
- transformuje se prokluz $\delta' \rightarrow \delta$ podle vzorce (13);
- obdrží se transformované hodnoty (F_x ; δ), které je možné buď informativně vynést nebo dále strojově zpracovat, přičemž jedním z výstupů mohou být záběrové vlastnosti hnacího ústrojí.

ODPOR VALENÍ (EFEKTIVNÍ)

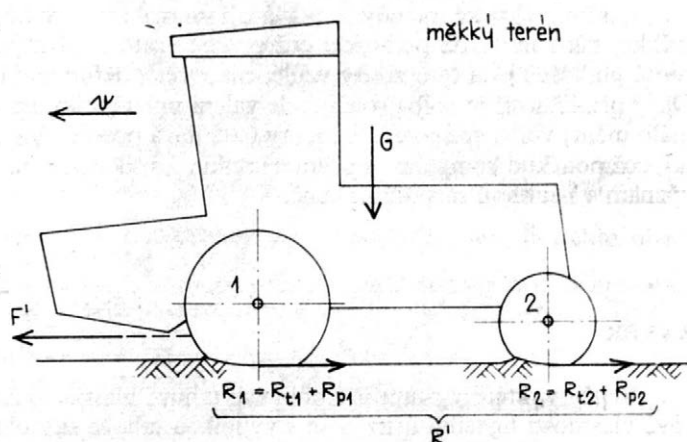
V předchozí části již bylo poznamenáno, že efektivní odpor valení stroje s označením R_e není nic jiného, než správně určený celkový odpor valení R , tj. neobsahující

vnitřní odpor valení hnacího ústrojí. Tento vnitřní odpor je nežádoucí složkou, protože při jízdě stroje vlastní silou nemá jakožto vnitřní účinek vliv na jeho tahové vlastnosti. Odpor valení se měří při pomalém tažení zkoušeného motorového prostředku na zvolené dráze, takže vnitřní odpor valení hnacího ústrojí se projeví jako vnější silový účinek; do něho se promítají i odpory proti otáčení všech převodových komponent, které nelze odpojit od hnacích kol. Lze mluvit o trakčním odporu nápravy. Po tomto vysvětlení nebude již třeba používat termínu efektivní odpor valení (R_e), nýbrž bude možné zůstat u správně interpretovaného názvu odpor valení (R).

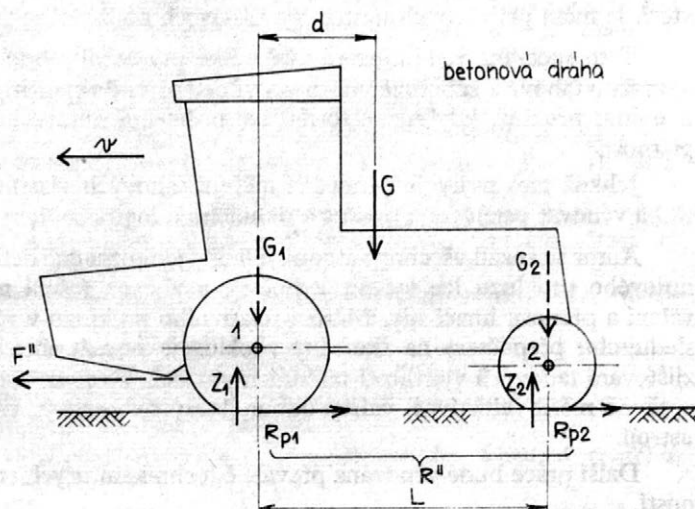
Protože při tahových zkouškách dosud nebývá k dispozici zvláštní zařízení, jím se zjišťuje vnitřní odpor valení, je třeba měření v terénu korigovat dalším měřením odporu valení na tvrdé podložce. Zásady tohoto postupu nejlépe vyplynou z příkladu zjišťování odporu valení u samojízdného stroje s pohonem předními koly podle obr. 9.

Měřený stroj musí být před zkouškou prohrátý. Tažné zařízení s dynamografem má působit pokud možno vodorovně. Pohon hnacích kol musí být odpojen co nejbližě od těchto kol. Na měkkém terénu se změří tato síla :

$$F' = R' = R_1 + R_2 = R_{t1} + R_{p1} + R_{t2} + R_{p2} \quad (a)$$



9. Měření odporu valení (např. samojízdného stroje) v terénu musí být doplněno měřením na tvrdé podložce, aby bylo možné stanovit efektivní odpor valení — Measurement of the rolling resistance (e. g. of a self-propelled machine) in the terrain must be complemented by measurement on hard ground, so as to establish the effective rolling resistance



Sílu R_{p1} je třeba vyloučit, proto se měření opakuje na tvrdé podložce (např. na betonové dráze), u níž téměř neexistuje vnější odpor valení, takže se změří tato síla F'' :

$$F'' = R'' = R_{p1} + R_{p2}$$

s malou nepřesností se položí $R_{p2} = \psi' \cdot G_2$, kde $\psi' = 0,02$ označuje součinitel valení pneumatiky na betonu a G_2 statické zatížení zadní nápravy, takže:

$$R_{p1} = F'' - 0,02 \cdot G_2 \quad (b)$$

Dosazením výrazu (b) do vztahu (a) se obdrží hledaný vztah pro (efektivní) odpor valení R :

$$R = R' - R_{p1} = F' - F'' + 0,02 \cdot G_2 \quad (c)$$

Celkový součinitel valení ψ je roven poměru R/G .

U této praktické metody se pokládají vnitřní ztráty v hnacím ústrojí za stejné jak na měkké, tak i na tvrdé podložce, což přesně vzato není u pneumatiky zcela pravda (na tvrdé podložce jsou tyto ztráty vzhledem k větší deformaci pneumatiky poněkud větší). Další přibližností je volba součinitele valení pneumatiky na betonu, který se však velmi málo mění; volba spíše větší hodnoty 0,02 dává potenciálně nižší velikost R_{p1} pro vztah (a), což poněkud kompenzuje první námitku. Uvedené nepřesnosti mají pouze druhořadý význam a neubírají metodě na ceně.

ZÁVĚR

Veličiny, které vystupují v pojmech tahové vlastnosti terénního vozidla nebo záběrové vlastnosti hnacího ústrojí, se s výjimkou tahové síly obtížně kvantitativně definují, což působí obtíže při jejich měření. Jde zejména o prokluz, poloměr valení, hnací sílu i o odpor valení. U prokluzu jde např. o stanovení jeho počáteční nulové hodnoty, hnací sílu zatím nelze přímo měřit, odpor valení je ve skutečnosti komplikovanou veličinou, která se mění při různých pohybových stavech pojezdčího ústrojí.

Tato specifika vede některé výzkumné pracovníky buď ke zdůvodněné skepsi, zda je možno tahové a záběrové vlastnosti vůbec přesně vyjádřit, nebo k relativismu zejména u pojmu prokluz, kdy různé formulace počáteční nulové hodnoty mají údajně stejnou platnost.

Jelikož tato práce je věnována měření tahových vlastností terénních vozidel, bylo třeba věnovat patřičnou pozornost definicím a logice měřených veličin.

Autor se snažil všechny zásadní veličiny jednoznačně definovat. Ukazuje, že problém nulového prokluzu lze vyřešit jedině ve vazbě na řešení mechanismu vzniku odporu valení a přenosu hnací síly. Měření relativního prokluzu v závislosti na tahové síle s následujícím přepočtem na skutečný prokluz je považováno za nejvhodnější přístup ke zjišťování tahových vlastností terénních vozidel. V souvislosti s tímto postupem je třeba správně měřit (efektivní) valivý odpor, který neobsahuje vnitřní odpor valení hnacího ústrojí.

Další práce bude věnována převážně technikám urychlených měření tahových vlastností.

Literatura

- AL-KAZAZ, I. — GREČENKO, A.: Rozdíly mezi výkonností kolového traktoru s pluhu a mezi údaji tahové zkoušky. *Zeměd. Techn.*, 14, 1968, č. 3, s. 131-152.
- BARTOŠ, J.: Výzkum adhezních a flotačních vlastností terénních pneumatik pomocí dynamometrického přívěsu. [Kandidátská disertační práce.] Brno 1957. — VTA.
- BOCK, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. *Grundlagen der Landtechnik*, 1952, č. 3, s. 88-100.
- DWYER, M. J.: Field measurement of agricultural tractor type performance at the N.I.A.E. Proceedings 4th Int. Conf. ISTVS, Vol. I, 1972, s. 39-60.
- GILL, W. R. — VANDENBERG, G. E.: Soil Dynamics in Tillage and Traction. *Agriculture Handbook No. 316*, Agricultural Research Service USDA, 1967, 490 s.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. 1. vydání. Stát. zeměd. nakl., Praha 1960.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. 2. vydání. Stát. zeměd. nakl., Praha 1963.
- GREČENKO, A.: Terramechanika. Studijní informace ÚVTI, Zeměd. technika — zvláštní řada, 1967, č. 9, 143 s.
- GREČENKO, A.: Výzkum urychlené metody tahových zkoušek traktorů. [Výzkumná zpráva.] Praha, VŠZ 1968. 33 s.
- GREČENKO, A.: Funkční vlastnosti traktorů. SPN, Praha 1970. 202 s.
- GUREVIČ, A. M. — LEGKOV, A. J. — AŠICHMIN, V. P.: Povyšeniye prochodimosti kolesnykh traktorov. *Traktory i selchozmašiny*, 47, 1977, č. 3, s. 17-18.
- HURLBUT, L. W. aj.: The Nebraska Tractor Test. *Agricultural Engineering*, 41, 1960, č. 4, s. 229-231.
- CHEU-SCHANG CHANG: Evaluation of zero slip from dynamic weight transfer. *Proceedings 5th Int. Conf. ISTVS*, Vol. II, 1975, s. 367-377.
- IVANOV, V. V.: K voprosu kinematiky kačeniya uprugnogo cylindricheskogo kola pro žestkoj opornoj poverchnosti. *Traktory i selchozmašiny*, 46, 1976, č. 3, s. 3-6.
- KLIEFOTH, F.: Die Ermittlung der Zugfähigkeit der Ackerluftreifen. *Berichte über Landtechnik 81: KTL Schleppertest*, 1964, s. 16-25.
- KRICK, G.: Radial and shear stress distribution under rigid wheels and pneumatic tires operating on yielding soils with consideration of tire deformation. *J. Terramech.*, 6, 1969, č. 3, s. 73-98.
- LICHÁČEV, V. S.: Ispytaniya traktorov. Mašgiz, Moskva 1955. 319 s.
- LVOV, E. D.: Teorie traktoru. Stát. nakl. tech. lit., Praha 1954. 320 s.
- ONAFEKO, O. — REECE, A. R.: Soil stresses and deformations beneath rigid wheels. *J. Terramech.*, 1967, č. 1, s. 59-80.
- PHILLIPS, J. R.: The powered vehicular wheel plane-rolling in equilibrium: a consideration of slip and rolling resistance. *Proceedings 1st Int. Conf. ISTVS*, 1962, s. 541-554.
- ŘEZNÍČEK, R. — KMENT, A. — FOJTÍK, L.: Použití elektrických odporových snímačů deformace pro stanovení prokluzových charakteristik traktorových pneumatik. *Mech. elektr. zeměd.*, 3, 1957, č. 5, s. 317-326.
- SMITH, C. W. — LARSEN, L. F.: Method of drawbar testing at the Nebraska tractor testing laboratory. *Agricultural Engineering*, 30, 1949, č. 9, s. 429-431.
- SWIECH, J.: The measuring of zero slip point in traction investigation. *Proc. Int. Conf. "Perspectives of Agricultural Tractor Development"*, Varšava, Part II, 1973, s. 241-247.
- TAYLOR, P. A.: Experimental studies of the performance of tractor tyres. *Proc. Int. Conf. "Perspectives of Agricultural Tractor Development"*, Varšava, Part II, 1973, s. 213-223.
- TREPENENKOV, I. I.: Eksploatacionnyye pokazateli sel'skochozjajstvennykh traktorov. Mašgiz, Moskva 1963, 271 s.
- TURNAGE, G. W.: Tire selection and performance prediction for off-road wheeled-vehicle operations. *Proceedings 4th Int. Conf. ISTVS*, Vol. I, 1972, s. 61-82.
- TURNBULL, W. J. — FREITAG, D. R.: The behavior of sand under pneumatic tires. *Proceedings 1st Int. Conf. ISTVS*, 1962, s. 486-505.
- WISMER, R. D. — LUTH, H. J.: Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Trans. ASAE*, 17, 1974, č. 1, s. 8-10.

Došlo dne 24. 7. 1973

ГРЕЧЕНКО, А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Измерение тяговых свойств вездеходов — измеренные величины. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 643-660.

Работа посвящена проблематике измерения зависимости тягового усилия от буксования у вездеходов, причем, измеряются моментальные величины. В первой части работы, которая распространяется и на стандартные и на скоростные тяговые испытания, речь идет об основных величинах, т. е. о буксовании, тяговом усилии, движущей силе и сопротивлении качению. Проблема нулевой величины буксования решена в связи с анализом сопротивления качению и передачи движущего момента на движущий механизм. Практически оправдало себя измерение относительного буксования в зависимости от тягового усилия с последующим пересчетом на действительное буксование, которое при нулевом тяговом усилии имеет уже определенную положительную величину. В связи с определением тяговых свойств необходимо измерять (эффективное) сопротивление качению вездехода, которое не содержит внутреннее сопротивление качению движущего механизма, т. е. колеса с шиной или гусеницы.

вездеход; измерение; тяговое усилие; буксование

GREČENKO, A. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Measuring the Traction Properties of Terrain Vehicles — Measured Quantities*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 643-660.

This work deals with problems of measuring the relationship between the traction and slippage of terrain vehicles, especially the instantaneous values of these quantities. The first part of the work, which applies to the standard and fast traction tests, deals with the basic parameters, i. e. slip, drawbar and traction force, gross thrust force and rolling resistance. The problem of zero slip was treated in relation to the analysis of rolling resistance and transmission of the driving torque to the driving mechanism. In practice, it was found of advantage to measure relative slip (travel reduction) as a function of the drawbar force, with a subsequent conversion to real (absolute) slip which, at a zero drawbar force, acquires a certain positive value. In connection with establishing the traction properties of the vehicle, it is necessary to measure the (effective) rolling resistance of the terrain vehicle which excludes the internal rolling resistance of the driving mechanism, i. e. either the wheel with tyre or track.

terrain vehicle; measurement; traction; slippage

GREČENKO, A. (Forschungsinstitut für Landwirtschaftsmaschinen, Praha - Chodov): *Messungen der Zugeigenschaften bei Geländefahrzeugen — gemessene Größen*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 643-660.

Die Arbeit wird der Problematik der Messung der Abhängigkeit zwischen der Zugkraft und dem Schlupf bei Geländefahrzeugen gewidmet, wobei die Momentanwerte dieser Meßgrößen in Betracht genommen werden. Im ersten Teil der vorliegenden Arbeit, die allgemein sowohl für Standard- als auch für beschleunigte Zugprüfungen gilt, werden die grundlegenden Größen behandelt, d. h. der Schlupf, die Zugkraft und die Umfangskraft sowie der Rollwiderstand. Das Problem der Nullgröße des Schlupfes wird in Anknüpfung auf die Analyse des Rollwiderstandes und der Übertragung des Antriebsmomentes auf das Triebwerk gelöst. In der Praxis hat sich die Messung des relativen Schlupfes in Abhängigkeit von der Zugkraft mit nachfolgender Umrechnung auf den tatsächlichen Schlupf, der bei einer Null-Zugkraft bereits einen gewissen positiven Wert aufweist. Im Zusammenhang mit den Feststellungen der Zugeigenschaften muß der effektive Rollwiderstand eines Geländefahrzeuges gemessen werden, der nicht den inneren Rollwiderstand des Triebwerkes enthält, d. h. des Rades mit einem Reifen oder Kette.

Geländefahrzeugen; Messung; Zugkraft; Schlupf

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

O. Knaifl

KNAIFL, O. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Optimalizace konstrukčních parametrů zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 661 – 674.

Je definována obecně úloha optimalizace zemědělských strojů jako dynamických soustav. Rozborem závislosti hledaného optima na struktuře stroje, na definiční oblasti měnitelných parametrů i na samotném kritériu jsou vyděleny obory optimalizace – syntéza struktury soustavy, demarkace parametrického prostoru a extremalizace kritéria. Podrobněji se práce zabývá demarkací parametrického prostoru, zejména s ohledem na komplexní teoretické navrhování stroje s větším počtem protichůdných požadavků na jeho vlastnosti. Jako příklad slouží dimenzování narážky zařízení převádějícího plynulý rotační pohyb na pohyb přerušovaný.

komplexní teoretický návrh stroje; vědecké konstruování; matematický model dynamické soustavy; identifikace; optimalizace

Vzhledem ke stále rostoucí složitosti zemědělských strojů a celých soustrojí odpovídajících technologickým operacím zvětšuje se i počet různých realizací – různých konstrukčních systémů schopných v nestejném stupni dokonalosti vyhovět požadovaným ukazatelům. Počet ukazatelů – kritérií rovněž narůstá, požadavky často bývají protichůdné. Někdy malé zlepšení technické úrovně neúměrně zvyšuje ekonomickou náročnost, požadavky na dimenzování zhoršující funkci a energetickou bilanci anebo provozně-technické vlastnosti navrhovaného stroje a naopak.

Často bývá velmi obtížné předem vyhodnotit vhodnost jednotlivých variant návrhů a stanovit všem kritériím odpovídající optimální řešení. Intuitivní postup vede k časově náročnému prošetřování velkého počtu možných variant řešení. Proto nabývají stále více na důležitosti metody vědeckého konstruování (IFTtoMM, 1975), jež umožňují na daný cíl zaměřené racionální určení optimální varianty návrhu.

Rozdělíme-li teoretický návrh stroje obecně do tří etap

- a) sestavení struktury stroje odpovídající požadavkům a její popsání matematickým modelem,
- b) identifikace modelu porovnáním s odpovídajícím reálným vzorem stroje a zpracovávaného materiálu nebo s reálným procesem,
- c) stanovení racionálních parametrů vybrané struktury stroje podle požadovaných ukazatelů – kritérií,

pak pro dosažení optimální varianty vyplývá nutnost optimalizovat řešení ve všech třech etapách. Je třeba sestavit optimální strukturu stroje a mezi matematickými modely, které ji popisují, určit takový, který nejlépe odpovídá realitě zjištěné experimentem na funkčním vzorku stroje. Takto ověřenému modelu se pak mění variovatelné parametry, až se dosáhne optimálních hodnot požadovaných kritérií.

OPTIMALIZACE A JEJÍ METODY

Ve stručnosti lze optimalizaci charakterizovat jako výběr podle zadaného kritéria nejvhodnějšího řešení víceznačné úlohy. Nechť E je normovaný parametrový prostor. Mějme neprázdnou množinu $U (0 \neq U, U \subset E)$ možných způsobů dosažení zadaného cíle (množinu způsobů fungování libovolné soustavy $S(y_t, v) = 0$ proměnných $y_t (t = 1, 2, \dots)$ a parametrů $v = \{x_i, i = 1 \dots n\}, \forall v \in U$) a zobrazení Q množiny U do množiny reálných čísel $R (\forall v; v \in U \Rightarrow Q(v) \in R)$. Q je kritérium, které defluje výběr řešení u z množiny $U (u \in U)$ tak, aby minimalizovalo hodnotu Q v množině U

$$Q(u) = \min_{v \in U} Q(v) \quad (1)$$

V případě, že nelze úloze vyhovět žádným u , považuje se za řešení w takové, že

$$Q(w) \rightarrow \min_{v \in U} Q(v) \quad (2)$$

Poznámka: Záměnou Q za $-Q$, změní se minimalizace za maximalizaci, neboť

$$-\min_{v \in U} Q(v) = \max_{v \in U} \{-Q(v)\}$$

a naopak

$$-\max_{v \in U} Q(v) = \min_{v \in U} \{-Q(v)\}$$

Hledaný extrém $Q(u)$ je závislý

- na struktuře soustavy $S = S(y_t, v)$ a jejím počátečním stavu y_{t0} ,
- na podmnožině parametrového prostoru $U \subset E$,
- na kritériální funkci $Q = Q(v)$.

Odtud také vyplývají i tři obory optimalizace (obr. 1).



1. Obory optimalizace – Spheres of optimum construction

ad a) Syntéza struktury soustav se zabývá problémem vhodné — optimální volby struktury S , aplikují se metody optimálních soustav řízení.

ad b) Demarkace parametrového prostoru umožňuje vytypovat globální extrém (minimum), má za úkol odůvodněně ohraničit parametrový prostor, v případě vícekritériálních úloh ještě stanovit váhové koeficienty, nebo určit dominantní kritérium. Jako pracovního postupu se užívá sondáže. Protože na počátku optimalizování je oblast zobrazení — množina U zcela neznámá, mají předběžná ohraničení

$$x_{imin} \leq x_i \leq x_{imax} (i = 1, \dots, n) \quad (3)$$

a předběžná omezení chování soustavy

$$O_j(y_i, v) \leq 0 \quad (4)$$

platnost pouze jako výchozí. Tento fakt bývá často opomíjen, demarkace vynechávána a těžiště optimalizace přesouváno na zbývající obory.

ad c) Extremalizace kritéria jakosti je obor optimalizace nejrozvinutější, využívá vlastností nadplochy Q a vede k nalezení lokálních extrémů. Bývá jich zpravidla několik, jsou vyjádřeny vztahem

$$\text{grad } Q(v) = 0 \quad (5)$$

Užívá se gradientových metod, pokud se parametry mohou měnit jen v oblasti vymezené ohraničujícími podmínkami ve tvaru funkcí, které je vzájemně váží, aplikují se metody matematického programování (Kuhn-Tuckerovy podmínky lokálního extrému).

Ačkoliv bývá demarkace opomíjena, ukazuje se, že výsledek optimalizace je nejcitlivější právě na její odpovědné provedení, neboť neodůvodněná omezení mohou způsobit, že nebude vůbec využito možností navržené struktury soustavy.

Zmíněná omezení (4) vydělují na hranolu (3) v obecném případě nevypuklé nespojitě oblasti $U_{ic}U$, které jsou pod množinou parametrového prostoru E . Nesprávně omezená oblast U nemusí obsahovat bod u (popřípadě w) a extremalizace kritéria povede nutně pouze k nalezení některého lokálního extrému, což může vést k mylnému hodnocení porovnávaných struktur, popřípadě k nesprávné redukci požadavků — kritérií jakosti. Proto se předložená práce zaměřila na tento obor optimalizace.

SONDÁŽ A DEMARKACE PARAMETROVÉHO PROSTORU

Pro uskutečnění průzkumu parametrového prostoru je třeba oblast $U(v)$ diskretizovat $U(v_i) = \{v_i; i = 1, \dots, k\}$ a zjištěné hodnoty kritériální funkce $Q(v_i)$ v jednotlivých bodech v_i navzájem porovnat

$$Q(w) \leq Q(v_i) \quad (6)$$

kde: $Q(w)$ — slouží podle (2) jako přiblížení k $Q(u)$

Proces sondáže parametrového prostoru bude konvergentní, když v libovolně malém okolí extrému $Q(u)$ bude existovat alespoň jeden z bodů $v_i (i = 1, \dots, k)$ při dostatečně velkém k . Proto musí sondážní body v_i tvořit stejnoměrnou posloupnost.

Mírou nestejnomyšnosti rozmístění bodů posloupnosti v oblasti $U(v_i)$ je úchylnka (discrepancy), která je dána maximem z rozdílů počtu bodů skutečně ležících v nějaké části U_p objemu hranolu $U = \{x_{jmin} \leq x_j \leq x_{jmax}; j = 1, \dots, n\}$ a průměrným počtem bodů na ni připadajícím

$$D = \sup_{v \in U} \left| P_k - \frac{k \cdot U_p}{U} \right| \quad (7)$$

kde: P_k — počet bodů skutečně ležících v U_p z celkového počtu k
 $\frac{k \cdot U_p}{U}$ — průměrný počet bodů na U_p připadající z celkového počtu k

Pro stejnoměrně rozdělené posloupnosti $v_i (i = 1, \dots, k)$ podle Weyla (1916), náležející hranolu U , platí

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \frac{D}{k} = \Theta \quad (8)$$

Vlastnost (8) má asymptotický charakter; pro praktickou aplikaci pouze konečného počtu bodů je třeba užít stejnoměrnou posloupnost sondážních bodů takovou, kde

1. D je malé už při malých k ,
2. D roste s počtem k pomalu,
3. výpočet souřadnic bodů posloupnosti je rychlý.

Z nejznámějších typů stejnoměrných posloupností sondážních bodů v oblasti U jsou

- a) posloupnost, jejíž body pravidelně dělí oblast U do prostorových sítí;
- b) posloupnost, jejíž body nahodile vyplňují oblast U .

Výhodou posloupnosti a) je snadný výpočet souřadnic jejich bodů postupným půlením jejich vzájemné vzdálenosti, nevýhodou je např. mnoho nadbytečných bodů při hledání extrému funkce $Q(v_i)$, která je slabě závislá na některých proměnných v_i . Posloupnost b) nemá tuto nevýhodu, neboť pravděpodobnost výskytu stejných souřadnic několika náhodných bodů je nulová. Souřadnice jejich bodů se rovněž počítají snadno, je pouze potřeba prověřovat náhodnost.

Mimo uvedené posloupnosti existují ještě další, např. Weylova, Haltonova, Sobolova, které vyhovují požadavkům (9). Patří do třídy funkcí Fourier-Haarových (Sobol, 1969), využívá se jich v teorii asymptotické distribuce modulu jedna, jsou součástí teorie čísel, diofantických aproximací atd. V současnosti se objevují práce (Artobolevský aj., 1977) využívající k sondáži parametrického prostoru Sobolových posloupností, o kterých lze dokázat, že mají ze všech známých posloupností nejmenší růst D s počtem bodů k . Rovněž je zaručeno, že D je malé při malých k , nehledě na poměrně jednoduchý předpis pro výpočet souřadnic bodů v_i (Sobol, 1969). Při užití Sobolových posloupností nedochází k vyčíslování hodnot kritérií v nadbytečných bodech, není třeba prověřovat nahodilost generování pseudonáhodných čísel. Pevný předpis pro výpočet souřadnic dává možnost opakovat řešení i při dodatečném doplňování dalších kritérií.

Demarkace parametrického prostoru má za úkol nejen vymezit oblast parametrického prostoru, kde požadavky na stroj jsou realizovatelné, popřípadě rozhodnout, zda optimalizovaná struktura (schéma) stroje je schopné požadavek splnit, ale současně zvláště u vícekritériálních úloh s protichůdnými hledisky vybrat nejvhodnější, nebo sestavit kompromisní zobecněné kritérium.

Při vícekritériální optimalizaci existuje $j = 1, \dots, l$ zobrazení Q_j definičního oboru U charakterizujících optimalizovanou soustavu současně. Proto je třeba rozhodnout, zda uvedený problém převést na úlohu

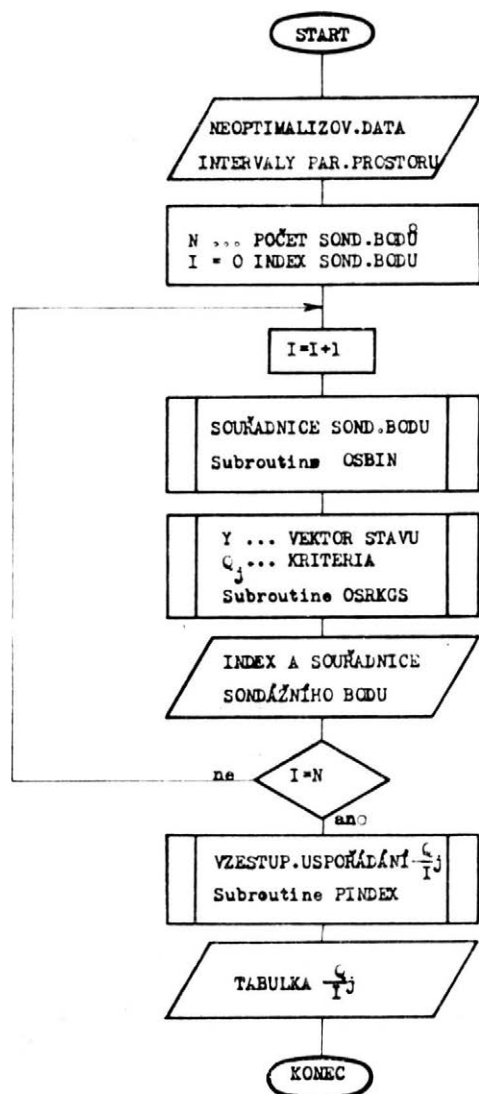
a) s jedním dominantním kritériem

$$Q = Q_D \quad (10)$$

bez ohledu na vazby se zbývajících, popřípadě považovat zbývající za pouhá omezení,

b) slučující všechna kritéria jakosti v jediné zobecněné kritérium s respektováním podružných kritérií váhovými koeficienty p_j

$$Q = \sum_{j=1}^l p_j Q_j \quad (11)$$



2. Sondáž parametrového prostoru — Investigation of the parameter zone

Chybí-li odůvodněná doporučení pro výběr O_D nebo p_j , pak je optimalizační proces subjektivní — závislý na zkušenostech projektanta. Často se také v průběhu návrhu následkem zvýšení informovanosti o systému zeslabují, nebo naopak zesilují požadavky na optimalizovaný objekt. Odpovědnou představu při výběru dominantního kritéria, při určování váhových koeficientů nebo omezení (3) a (4) a vůbec o možnostech uvažované struktury stroje dává sondáž parametrického prostoru. Nejprve se stanoví optimální hodnoty všech $Q_j(u_j)$ postupným vyčíslením všech kritérií v bodech Sobolovy posloupnosti. Body s hodnotami nejbližšími hodnotám požadovaným jednotlivými kritérii je dále třeba sestavit do pořadí (6) podle rostoucích hodnot kritérií. Pořadí a velikost přírůstku hodnot kritérií umožní rozhodnout, zda lze optimalizovat použitím dominantního kritéria, či sloučením všech kritérií řešit úlohu kompromisu, a současně umožní odůvodněně stanovit nová omezení typu (3) a (4). Vývojový diagram je na obr. 2.

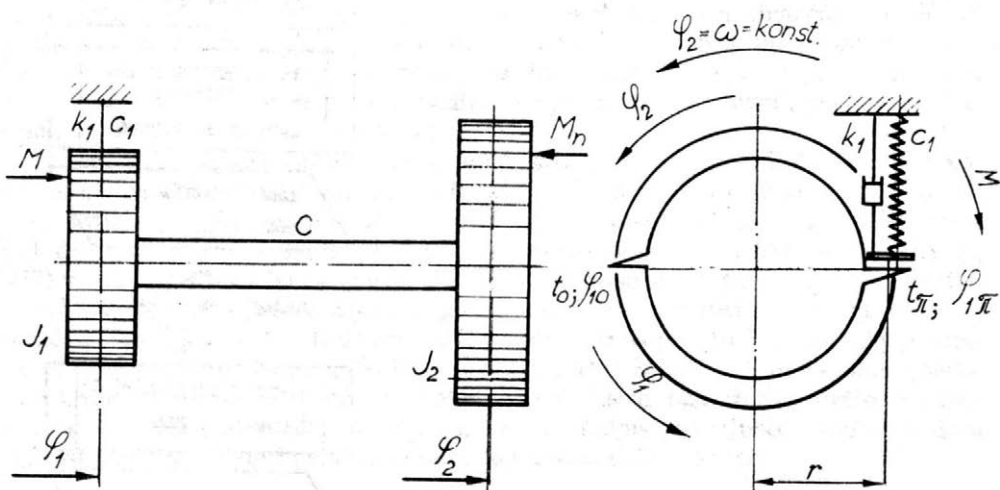
Po této etapě optimalizace (analýza zadání) lze již aplikovat běžně užívané metody založené na zkoumání vlastností kritériální funkce Q nad objektivně omezeným oborem U parametrického prostoru E (gradientové metody atd.) a nebo zvětšením počtu bodů vyplnit definiční obor a stanovit minimum podle (2). Jako příklad uvedeného postupu může sloužit dimenzování nárazky (Knaifl, 1977).

DIMENZOVÁNÍ TUHOSTNÍCH A TLUMÍCÍCH PARAMETRŮ NÁRAŽKY

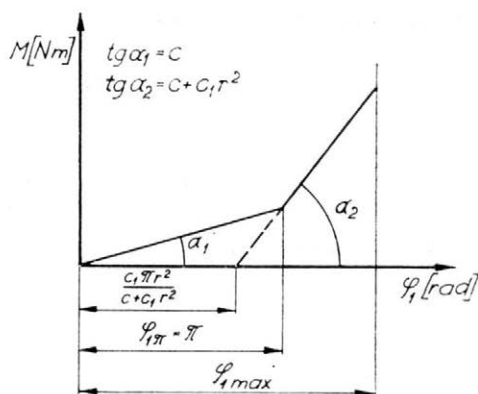
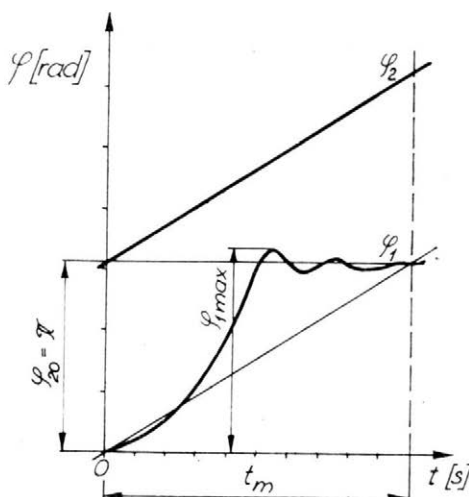
Mějme minimalizovat síly na nárazce při překývnutí dvouhmotového torzního systému podle obr. 3 při dodržení dalších požadavků

- počet dosednutí v čase t_m na nárazku minimální,
- stlačení nárazky $\approx \varphi_{1max}$ minimální,
- kmitání nárazky musí doznít v čase t_m (obr. 4).

Z konstrukčních důvodů nelze pro optimalizaci použít jiné parametry systému, než tuhost c_1 a tlumení k_1 nárazky.



3. Dvouhmotový torzní systém s nárazkou — Two-mass torsion system with the stop
 J_1, J_2 momenty setrvačnosti kotoučů
 c, c_1 tuhost
 k_1 koeficient lineárního viskózního tlumení



4. Průběh pohybu kotoučů J_1 a J_2 – Course of the movement of discs J_1 and J_2

5. Nelineární charakteristika soustavy – Non linear characteristics of the system

Sestavení matematického modelu

Relaxace předejatého torzního hřídele $\varphi(0) = \varphi_{20}$ začíná po uvolnění zarážky v čase t_0 podle vztahu

$$\varphi(t) = \varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_{20} + \int_{t_0}^t \dot{\varphi}_2 dt - \varphi_1 \quad (12)$$

kde: φ – nakroucení hřídele

Z rovnováhy obou kotoučů plyne

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= c(\varphi_2 - \varphi_1) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) + M_h \end{aligned} \quad (13)$$

s počátečními podmínkami

$$\begin{aligned} \varphi_{10} &= \dot{\varphi}_{10} = 0 \\ \varphi_{20} &= \varphi(0) \quad \dot{\varphi}_{20} = \dot{\varphi}_2(0) \end{aligned} \quad (14)$$

kde: M_h – hnací moment

Po dosednutí kotouče J_1 na narážku $\varphi_{1\pi} = \pi$ v čase $t = t_\pi$ platí

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= c(\varphi_2 - \varphi_1) - c_1 r^2 (\varphi_1 - \varphi_{1\pi}) - k_1 r^2 \varphi_1 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) + M_h, \end{aligned} \quad (15)$$

s počátečními hodnotami

$$\begin{aligned} \varphi_{1\pi} &= \pi \quad \dot{\varphi}_{1\pi} = \dot{\varphi}_1(t_\pi) \\ \varphi_{2\pi} &= \varphi_{20} + \int_{t_0}^{t_\pi} \dot{\varphi}_2 dt \quad \dot{\varphi}_{2\pi} = \dot{\varphi}_2(t_\pi) \end{aligned} \quad (16)$$

Můžeme-li vzhledem k tuhostním a hmotnostním poměrům pokládat rotaci kotouče $\mathcal{J}_2$ za konstantní $\dot{\varphi}_2 = \omega = \text{konst.}$, rovnice (15) se zredukuje

— před dosednutím na nárazku

$$\mathcal{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + c \varphi_1 = c(\varphi_{20} + \omega t)$$

— po dosednutí

$$\mathcal{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 r^2 \dot{\varphi}_1 + (c + c_1 r^2) \varphi_1 = c(\varphi_{20} + \omega t) + c_1 r^2 \pi \quad (17)$$

se stejnými počátečními podmínkami (16), při působení hnacího momentu

$$M_h = c(\varphi_{20} + \omega t - \varphi_1)$$

Tyto rovnice lze interpretovat jako vynucený kmitavý pohyb nelineární soustavy s tuhnoucí charakteristikou $C(\varphi_1)$, která je po částech lineární (obr. 5).

$$\mathcal{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + K(\varphi_1) \dot{\varphi}_1 + C(\varphi_1) \varphi_1 = M_0(\varphi_1) + M_1(\varphi_1) t \quad (18)$$

Vazké tlumení $K(\varphi_1)$ působí pouze na části trajektorie kmitajícího kotouče v intervalu $[\pi, \varphi_{1\max}]$, buzení je neperiodické, obsahuje časově konstantní složku M_0 a složku úměrnou času $M_1 t$. Je funkcí parametrů soustavy $c, c_1, r, \varphi_{20}, \omega$. Stejně jako tuhost, i buzení je závislé na φ_1 — změní se po dosednutí $\varphi_1 = \pi$. Pro první fázi pohybu pootočení kotouče $\mathcal{J}_1$ před dosednutím na nárazku $[0, \pi]$ platí

$$\varphi_1(t) = \frac{\omega}{\Omega_1} \cdot \sin \Omega_1 t - \varphi_{20} \cdot \cos \Omega_1 t + \varphi_{20} + \omega t \quad (19)$$

kde: $\Omega_1 = \sqrt{\frac{c}{\mathcal{J}_1}}$ — vlastní kruhová frekvence I. fáze a po dosednutí

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) = e^{-h(t-t_n)} [K_1 \sin(\sqrt{h^2 - \Omega_2^2} \cdot (t - t_n)) + \\ + K_2 \cos(\sqrt{h^2 - \Omega_2^2} (t - t_n))] + K_3 + K_4(t - t_n) \end{aligned} \quad (20)$$

kde: $h = \frac{k_1}{2\mathcal{J}_1}$ — koeficient tlumení

$\Omega_2 = \sqrt{\frac{c + c_1 r^2}{\mathcal{J}_1}}$ — vlastní kruhová frekvence II. fáze

K_1, K_2, K_3, K_4 — konstanty závislé na $\varphi_{1\pi}, \dot{\varphi}_{1\pi}, h, c, c_1, r, \Omega_2, M_0, M_1$

Pokud při zpětném pohybu kotouče $\mathcal{J}_1$ dochází k odpoutání od nárazky, probíhá řešení podle (17), ovšem s počátečními podmínkami odpovídajícími počátku odpoutání. Průběh pohybu kotoučů $\mathcal{J}_1$ a $\mathcal{J}_2$ v závislosti na čase demonstruje obr. 4.

ANALÝZA ZADÁNÍ ÚLOHY

Z požadavků na vlastnosti nárazky necht' vyplývají omezení pro c_1, k_1

$$c_{1\min} \leq c_1 \leq c_{1\max} \quad (21)$$

$$k_{1\min} \leq k_1 \leq k_{1\max}$$

čímž je vymezen definiční obor U parametrového prostoru. Oba parametry c_1, k_1 jsou navzájem vázány řešením homogenní rovnice odpovídající rovnici (18). Mez aperiodičnosti bez ohledu na budící účinky určuje poměr variovatelných parametrů k_1, c_1

$$k_1 = 2 \frac{\mathcal{J}_1}{r^2} \sqrt{\frac{c + c_1 r^2}{\mathcal{J}_1}} \quad (22)$$

S omezeními typu (4) nepočítáme. Dílčí kritéria Q_i – požadavky na soustavu S lze vyjádřit jako

$$Q_1 = M(c_1^{U_1}, k_1^{U_1}) = \min_{c_1, k_1 \in U} \left\{ \max_{\varphi_1 \in \langle \pi, \varphi_{1max} \rangle} M(\varphi_1, c_1, k_1) \right\}$$

kde: $M = c_1(\varphi_1 - \varphi_{1\pi}) + k_1\dot{\varphi}_1$

$$Q_2 = n_{\varphi_{1\pi}}(c_1^{U_2}, k_1^{U_2}) = \min_{c_1, k_1 \in U} \{n_{\varphi_{1\pi}}(c_1, k_1)\}$$

kde: $n_{\varphi_{1\pi}}$ – počet průchodů hodnotou $\varphi_{1\pi} = \pi$

$$Q_3 = \varphi_{1max}(c_1^{U_3}, k_1^{U_3}) = \min_{c_1, k_1 \in U} \{\varphi_{1max}(c_1, k_1)\} \quad (23)$$

$$Q_4 = n_{\dot{\varphi}_1}(c_1^{U_4}, k_1^{U_4}) = \min_{c_1, k_1 \in U} \{n_{\dot{\varphi}_1}(c_1, k_1)\}$$

kde: $n_{\dot{\varphi}_1}$ – počet průchodů nulou

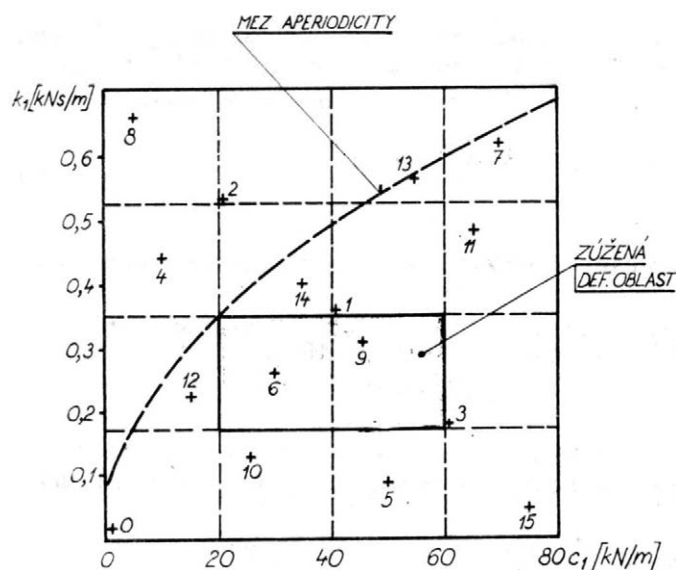
$$Q_5 = \varphi_{1tm}(c_1^{U_5}, k_1^{U_5}) = \min_{c_1, k_1 \in U} \{\varphi_{1tm}(c_1, k_1)\}$$

kde: t_m – koncový čas taktu děje

Modelovaný systém S je popsán rovnicí (18) s počátečními podmínkami (14) a (16). Numerický výpočet byl proveden na digitálním počítači NOVA-820 (Data General

I. Hodnoty konstant – Values of constants

Geometrické + kinematické veličiny									
t_m	r	φ_{10}	φ_{20}	$\varphi_{1\pi}$	$\varphi_{2\pi}$	$\dot{\varphi}_{10}$	$\dot{\varphi}_{20}$	$\dot{\varphi}_{1\pi}$	$\dot{\varphi}_{2\pi}$
(s)	(m)	(rad)	(rad)	(rad)	(rad)	(rad/s)	(rad/s)	(rad/s)	(rad/s)
0,01	0,08	$\emptyset$	π	π	$\pi + \omega t\pi$	$\emptyset$	ω	$\dot{\varphi}_1(t\pi)$	ω
Hmotnostní + tuhostní + dissipační veličiny									
$\mathcal{J}_1$		c		variovatelné		k_1			
				c_1		k_1			
(kg m ²)		(Nm/rad)		(N/m)		(Ns/m)			
8,976 · 10 ⁻³		7,0		0,0–80,0		0,0–0,70			



6. Definiční oblast se sondážními body — Defining zone with points of probing

M . . . mez aperiodicity; ZDO — zúžená definiční oblast

II. Hodnoty jednotlivých kritérií Q_i v sondážních bodech 0–15 — Values of the

Index bodu	0	1	2	3	4	5	6
Q_1	0,039	251	376	177	313	168	189
Q_2	1	1	1	3	1	5	1
Q_3	10,6	3,45	3,43	3,53	3,64	3,64	3,54
Q_4	1	2	2	6	2	6	2
Q_5	4,76	0,16	0,28	0,11	0,50	0,18	0,28

III. Uspořádané hodnoty jednotlivých kritérií $Q_i \left(\frac{\delta_i}{I} \right)$ v sondážních bodech 0–15

$\frac{\delta_1}{I}$	$\frac{1}{0}$	$\frac{3010}{10}$	$\frac{4030}{12}$	$\frac{4317}{5}$	$\frac{4535}{3}$	$\frac{4838}{6}$	$\frac{5643}{9}$
$\frac{\delta_2}{I}$	$\frac{1}{0}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{\delta_3}{I}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1,005}{13}$	$\frac{1,01}{11}$	$\frac{1,026}{2}$	$\frac{1,029}{14}$	$\frac{1,03}{1}$	$\frac{1,039}{9}$
$\frac{\delta_4}{I}$	$\frac{0}{8}$	$\frac{1}{0}$	$\frac{2}{1}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{2}{6}$	$\frac{2}{7}$
$\frac{\delta_5}{I}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1,11}{11}$	$\frac{1,22}{3}$	$\frac{1,33}{13}$	$\frac{1,55}{9}$	$\frac{1,77}{1}$	$\frac{1,88}{15}$

Corporation). Programy byly zpracovány v jazyce FORTRAN-IV. Užití hodnoty konstant ukazuje tab. I.

Sondážní průzkum definiční oblasti $U = \{c_1, k_1\}$ pomocí šestnácti v ní rovnoměrně rozdělených pracovních bodů (obr. 6) umožňuje zjistit hodnoty jednotlivých kritérií Q_i v těchto bodech (tab. II) a pracovní body podle těchto hodnot přehledně uspořádat (tab. III), kde δ_i je ohodnocení podle i -tého kritéria Q_i z hlediska blízkosti k nejlepšímu výsledku $Q_i(c_1^{w_i}, k_1^{w_i})$

$$\delta_i(c_1, k_1) = \frac{Q_i(c_1, k_1)}{Q_i(c_1^{w_i}, k_1^{w_i})} \quad (24)$$

Jako nejvhodnější podle všech uvažovaných kritérií se jeví pracovní body číslo 6 a 9. Uvedená etapa optimalizace umožnila stanovit reálné požadavky na nárazku, a sice rozmezí zachycovaného krouticího momentu od 185 do 220 Nm při jejím stlačení odpovídajícím $\varphi_{1max} = 3,47 - 3,55$ rad. Zároveň se odůvodněně zúžila definiční oblast prostoru parametrů na

$$U = \{c_1, k_1; c_1 \in < 22,66 > \text{ kN/m}, \quad k_1 \in < 0,18; 0,36 > \text{ kNs/m}\}$$

different Q_i criteria in points of probing 0–15

7	8	9	10	11	12	13	14	15
438	469	220	117	345	157	407	282	226
1	1	1	3	1	1	1	1	5
3,34	3,80	3,47	3,72	3,37	3,66	3,36	3,44	3,60
2	0	2	4	2	2	2	2	5
0,09	0,66	0,14	0,25	0,10	0,40	0,12	0,18	-0,17

– Arranged values of the different $Q_i \left(\frac{\delta_i}{I} \right)$ criteria in points of probing 0–15

$\frac{5787}{15}$	$\frac{6443}{1}$	$\frac{7241}{14}$	$\frac{8033}{4}$	$\frac{8851}{11}$	$\frac{9633}{2}$	$\frac{10\,441}{13}$	$\frac{11\,243}{7}$	$\frac{12\,015}{8}$
$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{13}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{3}{3}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{5}{5}$	$\frac{5}{15}$
$\frac{1,056}{3}$	$\frac{1,059}{6}$	$\frac{1,077}{15}$	$\frac{1,090}{5}$	$\frac{1,091}{4}$	$\frac{1,097}{12}$	$\frac{1,113}{10}$	$\frac{1,137}{8}$	$\frac{3,17}{0}$
$\frac{2}{9}$	$\frac{2}{11}$	$\frac{2}{12}$	$\frac{2}{13}$	$\frac{2}{14}$	$\frac{4}{10}$	$\frac{5}{15}$	$\frac{6}{3}$	$\frac{6}{5}$
$\frac{2,00}{5}$	$\frac{2,00}{14}$	$\frac{2,33}{6}$	$\frac{2,78}{10}$	$\frac{3,11}{2}$	$\frac{4,44}{12}$	$\frac{5,55}{4}$	$\frac{7,33}{8}$	$\frac{52,89}{0}$

Oblast je spojitá, nerozpadá se na další podoblasti. V následující etapě — kterou lze realizovat již metodami hledání lokálního extrému s využitím vlastností dominantního kritéria Q_1 , neboť závislosti na zbývajících kritériích Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 jsou dosti ploché, stanovíme hledaný extrém.

VLASTNÍ OPTIMALIZACE

V daném případě bylo použito metody vyplnění definičního oboru U pracovními body. Jako signál nasycení byl uvažován relativní pokles zlepšování hodnot podle kritérií. Výsledky s udáním počtu užitych pracovních bodů ukazuje tab. IV. Pro kontrolu je v poslední řádce tab. IV uvedena velikost úhlu φ_{1max} příslušejícího stlačení narážky.

IV. Optimální parametry c_1, k_1 podle optimalizace s dominantním kritériem Q_1 a odpovídající hodnoty kritérií Q_1 a Q_2 při různém počtu k sondážních bodů — Optimum parameters c_1 and k_1 according to optimization with a dominant Q_1 criterion and the corresponding values of criteria Q_1 and Q_2 at a different number k of points of probing

Počet bodů k		16	32	64	128
c_1	(kN/m)	35,8	28,9	33,7	27,8
k_1	(kNs/m)	0,213	0,208	0,188	0,187
M_{max}	(Nm)	156,2	149,8	143,7	137,2
φ_{1max}	(rad)	3,562	3,594	3,594	3,622

V. Optimální parametry c_1, k_1 při dvouparametrické optimalizaci podle Q_1 a Q_2 a odpovídající hodnoty kritérií Q_1 a Q_2 při různém počtu k sondážních bodů — Optimum parameters c_1 and k_1 at a two-parameter optimization according to Q_1 and Q_2 , and the corresponding values of criteria Q_1 and Q_2 at a different number k of points of probing

Počet bodů k		16	32	64	128
c_1	(kN/m)	46,7	53,6	65,3	61,0
k_1	(kNs/m)	0,259	0,242	0,239	0,232
M_{max}	(Nm)	186,5	182,1	192,0	185,8
φ_{1max}	(rad)	3,497	3,494	3,475	3,486

Rozdíly jsou pouze v 10^{-2} rad. V případě, že projektant nerespektuje tuto skutečnost a optimalizuje nejen podle Q_1 , ale současně i podle Q_2 v zúžené oblasti, získává hodnoty parametrů c_1, k_1 takové, že za cenu nepatrného zmenšení maximálního úhlu stlačení zvětšují zachycovaný krouticí moment (tab. V). Uvedená skutečnost naznačuje význam sondáže parametrického prostoru, především jeho základní etapy — analýzy zadání.

Práce je zaměřena na analýzu zadání úlohy optimalizace, neboť jen přesné a odůvodněné požadavky na projektovaný stroj mohou zaručit, že následující etapy návrhu stroje nebudou plýtváním duševními i materiálními hodnotami. Vzhledem k tomu, že pojímá optimalizaci komplexně, ze všech hledisek, umožňuje snížit vliv subjektivního faktoru (zkušenosti zadavatele i projektanta) na minimum a dává odpovědnou představu pro výběr dominantního kritéria, resp. váhových koeficientů. Volený příklad ilustruje analýzu zadání při optimalizaci parametrů; její užití je však širší, týká se všech tří etap teoretického návrhu stroje — sestavování struktury stroje i vhodného matematického modelu a stejně i jeho identifikace.

ZÁVĚR

Každý projektovaný stroj je prostředkem pro plnění určité žádané funkce nebo funkcí. Ty zpětně ovlivňují projekt stroje, stanoví kritéria kvality, kterým musí budoucí stroj vyhovovat. Komplexní teoretický návrh stroje je proces slučující rozličné, často navzájem protichůdné požadavky, z kterých vyplývají konstrukčně technická, funkční, energetická, provozně technická i ekonomická kritéria jakosti stroje. Obecně návrh stroje připouští vždy jistou volnost ve volbě struktury konstrukce a jejích parametrů. V jednodušších případech se dařilo dospět k vyhovujícímu řešení intuitivně. U dnešních komplikovanějších a náročnějších strojů je třeba užít metod vědeckého konstruování, umožňujících racionální určení optimální varianty řešení. Jako neefektivnější, použitelná ve všech třech etapách návrhu, se zdá být metoda sondáže a demarkace parametrového prostoru, založená na užití Fourier-Haarových posloupností určujících souřadnice sondážních bodů v parametrovém prostoru. Nepostradatelná je tato metoda při řešení úloh vícekritériálních, kdy se zvláště v etapě analýzy zadání úlohy rozhoduje o závažnosti jednotlivých kritérií a upřesňují se ohraničení definičního oboru parametrů. Úloha průzkumu (sondáže) je ilustrována na příkladě konstrukčně technické optimalizace tuhostních a tlumících vlastností mechanického zařízení.

Literatura

- ARTOBOLEVSKIJ — SERGĚJEV — STATNIKOV: Razvitije obobščennoj metodologii opredělenija parametrov projektirujemych mašin. In: Sborník II. IFToMM International Symposium. Bucharest 1977.
 KNAIFL, O.: Optimalizace parametrů matematických modelů stroje vzhledem k většímu počtu ukazatelů. [Závěrečná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1977.
 SOBOL, I. M.: Mnogoměrnyje kvadrurnyje formuly i funkci Chaara. Moskva, Nauka 1969.
 WEYL, H.: Über die Gleichverteilung von Zahlen mod. Eins., Math. Ann., 1916, 77.
 —: Sborník IV. World Congress IFToMM, Newcastle 1975.

Došlo dne 24. 7. 1978

КНАЙФЛ, О. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов). Оптимизация конструкционных параметров сельскохозяйственных машин. Земѣд. Техн., 24, 1978 (11) : 661-674.

Определяется общая задача оптимизации сельскохозяйственных машин как динамических агрегатов. При помощи анализа зависимости искомого оптимума в структуре машин, в области определения меняемых параметров и в самом критерии выделены области оптимизации — синтеза структуры агрегата, разграничения параметров и у экстремализации критериев. Более подробно в работе проводится разграничение параметров в частности

с учетом комплексного теоретического проектирования машин с большим количеством противоположных требований к его свойствам. В качестве примера служит определение размеров упора у приспособления, переводящего плавное ротационное движение в движение прерываемое.

комплексный теоретический проект машин; научное конструирование; математическая модель динамической системы; идентификация; оптимизация

KNAIFL, O. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Optimum Construction of Parameters of Agricultural Machines*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11) : 661-674.

The author defines the general task of optimum construction of agricultural machines as dynamic units. An analysis of the desired optimum in relation to the structure of the machine, to the definition range of variable parameters and to the criterion itself gives the different spheres of optimization — the synthesis of the structure of the unit, demarcation of the parameter zone, and extremization of the criteria. The author deals in greater detail with the demarcation of the parameter zone, especially with a view to comprehensive theoretical projecting of a machine with a greater number of controversial demands on its properties. An example of this kind is the dimensioning of the stop of a device which converts a continuous rotary motion into an interrupted motion.

comprehensive theoretical projecting of a machine; scientific designing; mathematical model of a dynamic system; identification; optimization

KNAIFL, O. (Forschungsinstitut für Landwirtschaftsmaschinen, Praha - Chodov): *Optimierung der Konstruktionsparameter bei Landwirtschaftsmaschinen*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11) : 661-674.

Es wird die Aufgabe der Optimierung landwirtschaftlicher Maschinen als dynamischer Aggregate allgemein definiert. Durch eine Analyse der Abhängigkeit des gesuchten Optimums von der Maschinenstruktur, ferner vom Definitionsgebiet veränderlicher Parameter sowohl vom Kriterium selbst werden die Optimierungsgebiete ausgegliedert, u. zw. die Synthese der Struktur des Systems, ferner die Abgrenzung des Parametergebietes sowie die Extremalisierung der Kriterien. Ausführlicher befaßt sich die Arbeit mit der Abgrenzung des Parameterraumes mit Rücksicht auf das komplexe theoretische Entwerfen einer Maschine mit größerer Zahl entgegengesetzter Anforderungen in bezug auf ihre Eigenschaften. Als Beispiel dient die Bemessung des Anschlages der die kontinuierliche Rotationsbewegung auf aussetzende Rotationsbewegung überführenden Einrichtung.

Geländewagen; Messung; Zugkraft; Rutschen

Adresa autora:

Ing. Oldřich Knaifl, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

KINEMATICKÉ POMĚRY ROZMETACÍCH JEDNOTEK S PŘÍMÝMI LOPATKAMI

J. Kupr, K. Melkus

KUPR, J. — MELKUS, K. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Kinematické poměry rozmetacích jednotek s přímými lopatkami*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 675—684.

Práce se zabývá teoretickým řešením pohybu částice hnoje po přímé lopatce rozmetací jednotky a vlivy jednotlivých parametrů na výstupní rychlost částice z jednotky. Teoretické řešení je ověřeno experimentálními výsledky, které byly získány pomocí rychlostní kinematografie na automobilním rozmetadle RMA-10.

rozmetací jednotka s přímou lopatkou; rychlostní kinematografie

Současná konstrukce rozmetadel hnoje a kompostů o vysokém výkonu (průchodnosti rozmetaného materiálu) směřuje k tomu, aby šířka rozmetání byla co největší. Nejčastěji používané řešení je horizontálními nebo vertikálními šneky umístěnými na zádi rozmetadla; toto řešení umožňuje šířku rozmetání, která je maximálně trojnásobkem šířky rozmetadla.

Aby šířky rozmetání byly co největší, vybavují se rozmetadla speciálním rozmetacím zařízením různého konstrukčního řešení; jeho podstatu obvykle tvoří rotující lopatka, která částicím hnoje uděluje energii potřebnou k dosažení požadované šířky rozmetání. Vzhledem ke skutečnosti, že se příkon rozmetacího ústrojí podílí až 50 % na vlastním příkonu rozmetadla (bez příkonu na pojezd), je analýza kinematických poměrů, které podstatnou měrou determinují energetickou náročnost rozmetacího ústrojí, prvořadá.

TEORETICKÝ ROZBOR

Rozmetací ústrojí tvoří obvykle plošina, na níž jsou umístěny rozmetací jednotky. Vrstva hnoje, rozdrobená odebíracími válci, padá v kusech na plošinu, odkud je rozmetacími jednotkami vějířovitě rozmetána za rozmetadlo.

Příkon rozmetací jednotky se tedy vynakládá především na urychlení kusu hnoje na výstupní rychlost v , na překonání tření při pohybu hnoje po lopatce a po plošině a na další rozměňování částic hnoje. To znamená, že příkon rozmetací jednotky bude významnou měrou určen kinematickými parametry pohybující se částice.

Abychom mohli stanovit potřebné kinematické veličiny, musíme vyjít z podmínek:

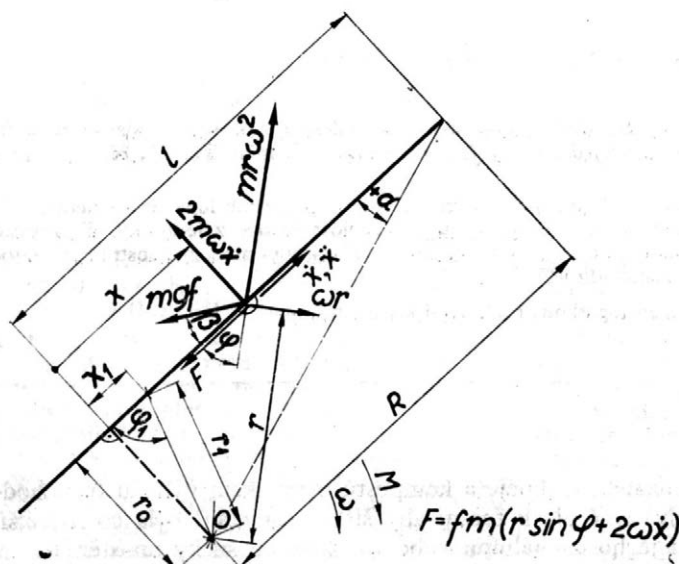
rozmetací jednotku tvoří přímá lopatka, rotující v horizontální rovině konstantní úhlovou rychlostí ω (obr. 1);

lopatka obecně neprochází osou rotace (bodem O), s normálou svírá úhel α (od osy rotace je vzdálena o r_0);

částice hnoje je dokonale plastický hmotný bod o hmotnosti m , která dopadla na plošinu ve vzdálenosti r_1 od osy rotace rozmetací jednotky nulovou rychlostí;

částice je po zachycení lopatkou vlečena ve směru tečném a účinkem odstředivé síly se pohybuje i ve směru radiálním;

pohybu částice brání tření po plošině (vyvolané vlastní tíhou částice) a po lopatce (vyvolané Coriolisovou silou).



1. Schéma rozmetací jednotky s přímou lopatkou s vyznačenými kinematickými a silovými veličinami — Diagram of a manure spreader with radial beaters with kinematic and force values

Pohyb částice ve směru lopatky (obr. 1) lze popsat vlastní pohybovou rovnicí:

$$m\ddot{x} = mr\omega^2 \cos \varphi - mf \left(r\omega^2 \sin \varphi + 2\omega\dot{x} + g \cdot \frac{\dot{x} + r_0\omega}{\sqrt{(\dot{x} + r_0\omega)^2 + (x\omega)^2}} \right) \quad (1)$$

Z obr. 1 vyplývají také tyto vztahy:

$$r \cos \varphi = x \quad R \cos \alpha = 1 \quad r \sin \varphi = R \sin \alpha = r_0$$

takže rovnici (1) lze s jejich použitím upravit na tvar:

$$\ddot{x} + f \left[2\omega + \sqrt{1 + \left(\frac{x\omega}{\dot{x} + r_0\omega} \right)^2} \right] \cdot \dot{x} - x\omega^2 = -f\omega^2 r_0$$

Řešením rovnice (2) je možné určit relativní rychlost $\dot{x}$ posuvného pohybu částice po lopatce jako funkci času. Rychlost $\dot{x}$ je složkou výstupní rychlosti v .

Vlastní pohybová rovnice (2) je diferenciální rovnice druhého řádu s nelineárním členem u $\dot{x}$, její řešení je možné jen na počítači. Nelineární člen má v porovnání s ω zřejmě jen význam korekční; pro kvalitativní hodnocení jevu lze vyjít ze zjednodušujících podmínek, které umožní linearizaci rovnice (2), a tím její exaktní řešení.

Z obr. 1 vyplývá, že z počátku pohybu, kdy je rychlost $\dot{x} = 0$, je úhel $\beta = \frac{\pi}{2} - \varphi$, s rostoucím časem t se úhel β zmenšuje. Během sledovaného děje nabývá úhel β hodnot z intervalu

$$0 < \beta \leq \frac{\pi}{2} - \varphi$$

Z uvedeného rozboru vyplývá možnost ohraničit řešení rovnice (2) dvěma extrémními podmínkami:

a) nejnejpříznivější podmínky pro posuv ve směru x budou v případě, kdy bude $\beta = 0$; tj. třecí síla tíže (mgf) bude působit pouze proti pohybu podél lopatky;

b) nejpriznivější případ nastane pro $\beta = \frac{\pi}{2}$, kdy třecí síla tíže (mgf) působí kolmo na lopatku; tj. třecí síla tíže je zanedbána v porovnání s třením od Coriolisovy síly.

Ze vztahu (3) vyplývá, že tento případ nastává pro $\varphi = 0$, což vystihuje např. poměry v počátku pohybu u radiální lopatky, tj. pro $\alpha = 0$. Rovněž pro velkou odlehlost x se úhel $\varphi \rightarrow 0$.

Úpravou rovnice (2) za předpokladu uvedeném v odstavci a) přejde rovnice na tvar:

$$\ddot{x} + 2f\dot{x} - x\omega^2 = -f(\omega^2 r_0 + g) \quad (4)$$

a podle podmínek v odstavci b) na tvar:

$$\ddot{x} + 2f\dot{x} - x\omega^2 = -f\omega^2 r_0 \quad (5)$$

Obě rovnice (4) a (5) jsou nehomogenní lineární rovnice druhého řádu (její řešení uvádí např. Rektorys, 1973), které se liší pouze o konstantu g (zrychlení tíže) ve výrazu pravé strany; pro počáteční podmínky: $t = 0$, $x = x_1$ a $\dot{x} = 0$ bude řešení rovnice (4) toto:

$$x = \frac{x_1 - f\left(r_0 + \frac{g}{\omega^2}\right)}{2\sqrt{1+f^2}} \cdot [(\sqrt{1+f^2} + f) \cdot e^{\omega(\sqrt{1+f^2} - f) \cdot t} + (\sqrt{1+f^2} - f) \cdot e^{-\omega(\sqrt{1+f^2} + f) \cdot t}] + f\left(r_0 + \frac{g}{\omega^2}\right) \quad (4a)$$

Rovnice (4a) popisuje odlehlost hmotného bodu podél lopatky jako funkci času; rychlost posuvného pohybu jako funkce času bude dána derivací vztahu (4a) a je rovna:

$$\dot{x} = \frac{x_1 - f\left(r_0 + \frac{g}{\omega^2}\right)}{2\sqrt{1+f^2}} \cdot \omega [e^{\omega(\sqrt{1+f^2} - f) \cdot t} - e^{-\omega(\sqrt{1+f^2} + f) \cdot t}] \quad (4b)$$

Řešením rovnice (5) dostaneme podobné vztahy pro odlehlost x a rychlost x ; od vztahů (4a) a (4b) se liší pouze tím, že v nich chybí výraz $\left(\frac{g}{\omega^2}\right)$. Je zřejmé, že vliv tohoto výrazu bude tím menší, čím vyšší bude ω .

Z rovnic (4a) a (4b) vyplývá, že k pohybu částice žádoucím směrem (obr. 1) může dojít pouze za podmínky, že bude:

$$x_1 - f \left(r_0 + \frac{g}{\omega^2} \right) \geq 0 \quad (6)$$

Vztah (6) v podstatě ohraničuje účinnou délku lopatky l rozmetací jednotky, která bude tím delší, čím menší bude r_0 , protože platí (obr. 1) $r_0 = R \sin \alpha$; znamená to, že nejnázše se budou pohybovat částice u radiální lopatky ($\alpha = 0^\circ$), u níž k pohybu dojde vždy, když částice dopadne ve vzdálenosti $x_1 > f \frac{g}{\omega^2}$ od osy rozmetací jednotky.

Z oboru rovnic (4a) a (4b) vyplývá rovněž rozhodující vliv členu s kladným exponentem. S rostoucím časem člen se záporným exponentem konverguje k nule, a to tím rychleji, čím vyšší bude úhlová rychlost rotace ω a vyšší součinitel tření f .

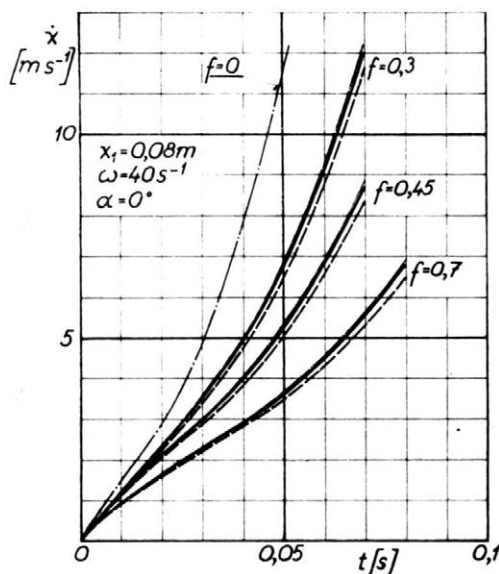
Vliv třecí síly od tíhy částice na velikost dosažené relativní rychlosti částice lze vylíčit z poměru rychlostí určených řešením rovnic (4) a (5); po úpravě obou vztahů vychází

$$\frac{\dot{x}(a)}{\dot{x}(b)} = 1 \frac{fg}{\omega^2(1 - fr_0)} \quad (7)$$

kde: $\dot{x}(a)$ — rychlost relativního pohybu podle podmínky a)

$\dot{x}(b)$ — rychlost relativního pohybu podle podmínky b)

Ze vztahu (7) vyplývá, že vliv třecí síly od tíhy částice na velikost rychlosti relativního pohybu bude tím menší, čím menší bude součinitel tření f , vyšší úhlová rychlost ω a počáteční odlehlost x_1 a čím menší bude r_0 (tj. nejpříznivější případ opět pro radiální lopatku).



2. Porovnání výsledků řešení (posuvné) rychlosti částice v závislosti na čase t a velikosti součinitele tření f ; na obrázku jsou porovnávána řešení zjednodušených rovnic (4) a (5) a nezjednodušené řešení rovnice (2) — Comparison of the results achieved in the (passing) speed of the manure particle, in dependence on time t and magnitude of the friction coefficient f ; the diagram shows the solution of simplified equations (4) and (5) and unsimplified equation (2)

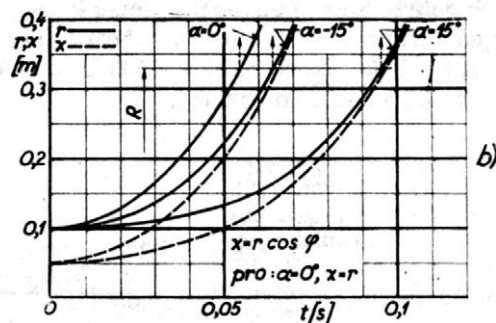
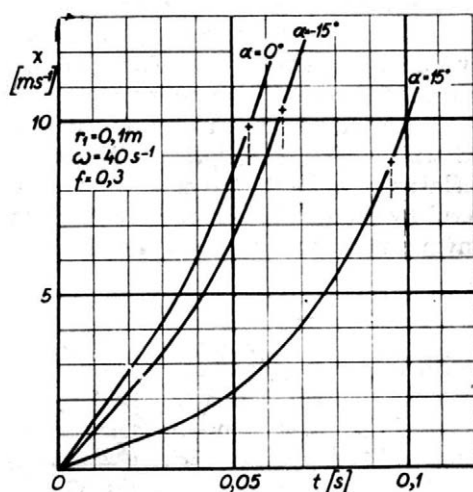
— · — · — zjednodušené řešení podle a) tj. zanedbání síly tíže [rovnice (5)]
 ————— úplné řešení rovnice (2)
 - - - - - zjednodušené řešení podle předpokladu b)

Na obr. 2 je vynesena průběh rychlosti $\dot{x}$, stanovený pro obě zjednodušující podmínky a) i b), spolu s řešením rovnice (2) na číslicovém minipočítači NOVA 820 fy. DGC. Závislosti byly určeny pro radiální lopatku (tj. $r_0 = 0$, $\alpha = 0^\circ$), hodnoty součinitele tření $f = 0,3; 0,45$ a $0,7$.

Obě extrémní hodnoty součinitele tření v podstatě charakterizují rozsah součinitele tření hnoje a kompostu různého složení (původu) při rychlosti cca 2 m s^{-1} , jak bylo uvedeno v práci Fialy (1965). Ostatní určující parametry jsou uvedeny přímo v obrázku.

Z obr. 2 je zřejmé, že rozdíly v řešeních jsou téměř zanedbatelné (maximální rozdíl mezi oběma zjednodušenými řešeními je cca 6 %). Velmi dobrá shoda s úplným (nezjednodušeným) řešením je při zanedbání vlivu třecí síly od tíhy částice, která v porovnání s účinky Coriolisovy síly zanedbatelné.

Vliv sklonu lopatky na relativní (posuvnou) rychlost $\dot{x}$ částice je zobrazen na obr. 3a a na odlehlost x a r na obr. 3b. Z obou obrázků zřetelně vyplývá výrazný nepříznivý vliv kladného úhlu sklonu lopatky na růst posuvné rychlosti $\dot{x}$, a tím i na růst odlehlosti x a r .



3. Porovnání výsledků kinematických veličin na lopatkách o různém sklonu lopatky

a) Závislost relativní (posuvné rychlosti $\dot{x}$ částice na čase t

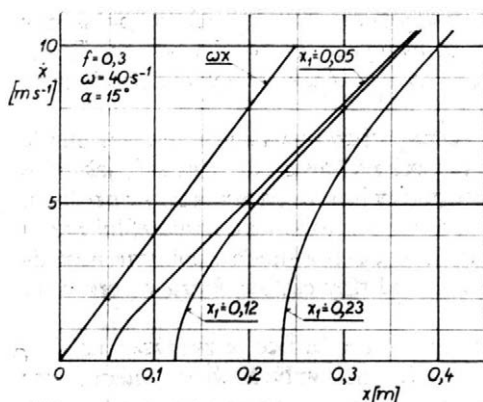
b) závislost odlehlosti x a r částice na čase t (řešení jsou pro stejné počáteční podmínky uvedené v obrázku) — Comparison of kinematic values obtained on beaters with different slants

a. Relative (passing) speed of a manure particle ($\dot{x}$) in relation to time t

b. The distance x and r of the particle in dependence on time t (The solutions are valid for identical initial conditions indicated in the diagram)

Za stejných počátečních podmínek jsou nejpriznivější podmínky pro dosažení vnějšího poloměru lopatky R rozmetací jednotky u radiální lopatky (pro $\alpha = 0^\circ$); u lopatky skloněné $\alpha = +15^\circ$ (kladný úhel α vyznačen na obr. 1) trvá dosažení vnějšího poloměru lopatky R přibližně dvojnásobnou dobu než u lopatky radiální (obr. 3b), i když relativní rychlost $\dot{x}$ (na zvoleném poloměru R) je nižší cca o 10 % (obr. 3a). U lopatky s negativním úhlem sklonu α je v porovnání s radiální lopatkou rovněž třeba poněkud delší dobu pro dosažení vnějšího poloměru R (odlehlosti od osy rotace rozmetací jednotky), ale rychlost $\dot{x}$ je u skloněné lopatky nepatrně vyšší (obr. 3a, b).

Vliv počáteční odlehlosti x_1 na průběh posuvné rychlosti $\dot{x}$ je zobrazen na obr. 4, kde je vynesena závislost $\dot{x} = f(x)$. Z obr. 4 je zřejmé, že posuvná rychlost $\dot{x}$ bude tím

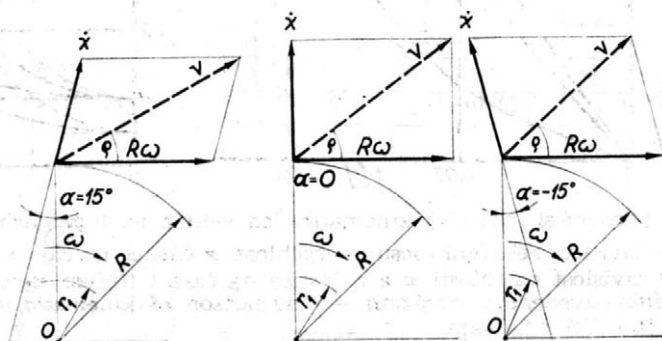


4. Relativní (posuvná) rychlost částice $\dot{x}$ v závislosti na odlehlosti x a počáteční odlehlosti x_1 (doplňující údaje jsou uvedeny v obrázku) — The relative (passing) speed of particle $\dot{x}$ in relation to distance x and initial distance x_1 (complementary data are given in the diagram)

větší, čím déle bude částice ve styku s lopatkou, i když při dostatečné délce lopatky (tj. po dosti dlouhém čase t) bude vliv počáteční odlehlosti x_1 nepříliš významný.

Na obr. 5 jsou sestrojeny výsledné rychlosti obvodové rychlosti $R\omega$ a posuvné (relativní) rychlosti $\dot{x}$ pro různý úhel sklonu lopatky α dané geometrickým součtem při jinak stejných počátečních podmínkách. Z obr. 5 je patrné, že nejvyšší výstupní rychlost bude u lopatky s kladným úhlem sklonu, a to cca o 5 % (při sklonu $\alpha = 15^\circ$) proti výstupní rychlosti u radiální lopatky. Z předchozího rozboru vyplývá, že nejpriznivější poměry při pohybu částice po lopatce jsou u lopatky radiální; aby se dosáhlo co nejvyšší výstupní rychlosti a v důsledku toho i dohozu (šířky záběru) by proto bylo výhodné, aby radiální lopatka byla zakončena skloněnou částí (s kladným úhlem sklonu), popřípadě aby přecházela na konci do oblouku.

5. Výstupní rychlost v v závislosti na úhlu sklonu lopatky α (při stejných počátečních podmínkách) — Output speed v in relation to the angle of slanting α of the beater (under identical initial conditions)

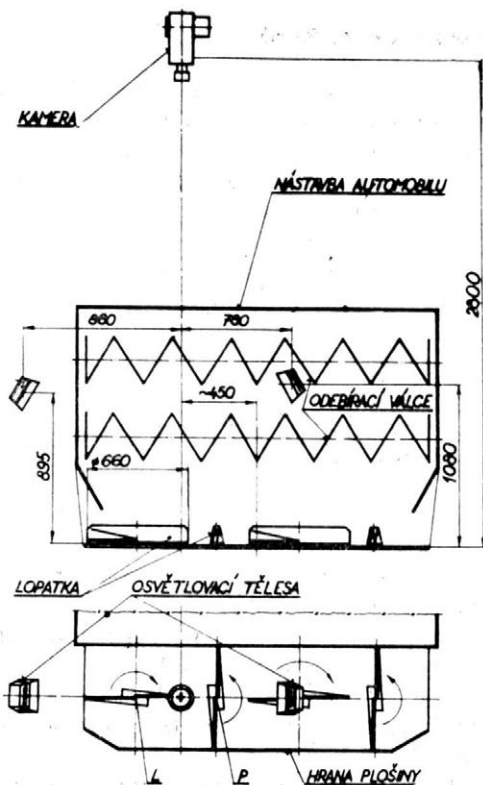


PŘÍSTROJE A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Pro experimentální ověření výsledků teoretického řešení byly využity možnosti rychlostní kinematografie, které byly podrobně zhodnoceny v práci Kaliny (1970). Pohyb rozmetaného materiálu byl registrován rychlostní kamerou Stalex. Pracovní frekvence kamery 1000 obrázků za sekundu. Pracovalo se s negativním materiálem ORWO-NP 7 citlivosti 27 DIN, šířka 16 mm, délka 30 m. Časová základna byla nastavena na frekvenci 10 Hz a její světelné značky byly registrovány na okraji filmu.

I když jsme filmovali ve dne na volném prostranství, museli jsme s ohledem na velmi krátkou dobu expozice zvýšit intenzitu osvětlení přidavnými reflektory; použili jsme reflektory „Dělba“, každý s dvěma halogenními žárovkami o příkonu 1000 W.

6. Schéma pracoviště při filmování rozmetacích jednotek rychlokamerou — Sketch of the area when filming the manure spreaders with a high-speed camera



Celkové uspořádání přístrojů při filmování je patrné ze situačního schématu na obr. 6. S ohledem na malý úhel záběru kamery Stalex byla registrována pouze polovina rozmetacích jednotek, krajní a s ní sousedící vnitřní jednotka. V další práci jsou jednotky označovány takto: krajní L (levá) a vnitřní P (pravá).

Po zpracování exponovaných filmů byly záběry vyhodnoceny na analytickém projektoru LW-900. Podrobně je postup kvantitativního hodnocení uveden v práci Melkuse (1975).

Kinematické poměry rozmetávaného materiálu na lopatkách rozmetacích jednotek byly zjišťovány na prototypu automobilního rozmetadla RMA-10, které má čtyři rozmetací jednotky s přímými lopatkami. Před filmováním byl z rozmetadla odstraněn pouze kryt odebíracích válců, neboť při pohledu shora, kde byla umístěna kamera, stíní pohled na rozmetací jednotky.

Na rozmetadlo byla naložena vrstva ulehlého a zahnilého hnoje, která dosahovala pouze k spodnímu odebíracímu válci (obr. 6), ale nebyla šnekovíci válce zachycována. To byl jediný rozdíl od skutečných poměrů při práci rozmetadla, kdy postupující vrstva hnoje je odebíracími válci rozrušována a odhazována na rozmetací plošinu, ale tím by bylo filmování jednotek znemožněno. Uvedená úprava nemá ovšem vliv na kinematiku vlastního rozmetacího procesu.

Obě filmové rozmetací jednotky a hrana rozmetací plošiny byly před filmováním natřeny bílou barvou a nátěr byl po každém záběru (měření) obnovován; tím se dosáhlo výrazného kontrastu, který je velice důležitý při vlastním vyhodnocování. Aby byly výsledky úplnější, byly zjišťovány kinematické poměry v celé řadě otáček rozmetacích jednotek, tj. pro různé obvodové rychlosti lopatek. Podrobnější údaje o technických datech rozmetadla RMA-10 jsou uvedeny v práci Kupra (1975).

Relativní rychlost $\dot{x}$ částic hnoje při pohybu podél lopatky nebylo možné vyhodnotit, neboť i při tak nízké vrstvě nákladu (průchodnost byla menší než 14 kg s^{-1}) se na lopatce vytvořil kontinuální proud, v němž bylo velmi obtížné stanovit pevné body, které jsou nutné při vyhodnocování. Proto jsme mohli vyhodnotit rychlosti pouze na konci lopatky, kdy se proud materiálu rozpadal na jednotlivé částice, které jsme pak mohli sledovat.

Výsledky měření výstupní rychlosti v části hnoje, úhel, pod kterým opouštěly lopatku rozmetací jednotky, a doplňující údaje jsou uvedeny souhrnně v tab. I.

Z výsledků v tab. I vyplývá, že poměr radiální a obvodové rychlosti dosahuje hodnot

$$\frac{\dot{x}}{R\omega} = 0,5 \div 0,72 \quad (8)$$

U rozmetací jednotky s přímými lopatkami, které byly u rozmetadla RMA-10, je úhel ϱ výstupní rychlosti dán vztahem

$$\varrho = \arctg \left(\frac{\dot{x}}{R\omega} \right) \quad (9)$$

Po dosažení výše zjištěného poměru do vztahu (9) vychází úhel výstupní rychlosti v rozmezí $26^\circ < \varrho < 37^\circ$.

Ze vztahu (4b) vyplývá, že posuvná rychlost $\dot{x}$ je především funkcí úhlové rychlosti lopatky ω a součinitele tření f rozmetávaného materiálu po lopatce. Z vyhodnocených radiálních rychlostí na konci lopatky rozmetací jednotky lze přibližně určit součinitel tření f úpravou vztahů (4a, b), při zanedbání členu se záporným exponentem v obou rovnicích.

Po naznačeném zjednodušení lze určit orientační hodnotu součinitele tření f jako funkci rychlosti obvodové $R\omega$ a posuvné $\dot{x}$ ve tvaru

$$f = \frac{1}{2} \left(\frac{R\omega}{\dot{x}} - \frac{\dot{x}}{R\omega} \right) \quad (10)$$

Hodnoty součinitele tření (uvedené v tab. I — které byly vypočteny ze zjištěných rychlostí pomocí vztahu 10) se pohybují ve značném rozsahu hodnot; minimální hodnota součinitele tření $f \approx 0,3$ velmi dobře souhlasí s výsledky laboratorních měření Fialy (1965). Vyšší hodnoty součinitele tření jsou zřejmě důsledkem ulpívání částic hnoje na lopatkách, čímž dochází k intenzivnímu brzdění pohybujících se částic. Nižší radiální rychlosti jsou také způsobeny tím, že částice odskakují od lopatky během pohybu. K tomu dochází především při nižší průchodnosti; při vyšších průchodnostech přichází na rozmetací jednotku poměrně kontinuální proud materiálu, který vnitřním třením zabraňuje odskokům od lopatky.

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

Teoretickým rozбором kinematických poměrů při pohybu částice hnoje po přímé lopatce rozmetací jednotky vychází jako nejvhodnější rozmetací jednotka s radiální lopatkou. Radiální lopatka má v porovnání se skloněnými nejdelší aktivní délku, což umožňuje rozmetanému materiálu opustit rozmetací jednotku v nejkratším čase (obr. 3b) a dosáhnout poměrně vysoké výstupní rychlosti v (obr. 5) — výrazně vyšší než u lopatky s negativním sklonem. V důsledku geometrického součtu vychází výstupní rychlost nejpriznivěji pro lopatku s kladným sklonem (obr. 5). Proto se zdá být vhodné, aby radiální lopatka rozmetací jednotky byla zakončena skloněnou částí s kladným úhlem sklonu (lomená lopatka) nebo obloukem.

I. Výsledky měření kinematických veličin při rozmetání hnoje rozmetacími jednotkami s radiálními lopatkami — Results of measuring the kinematic values of manure spreaders with radial beaters

Lopatka	Obvodová rychlost lopatky $R\omega$ (m s^{-1})	Posuvná rychlost částice $\dot{x}$ (m s^{-1})	Výstupní rychlost částice v (m s^{-1})	Úhel výstupní rychlosti ϱ ($^{\circ}$)	Součinitel tření f
Levá	6,92	3,54	7,8	27,0	0,73
Pravá		4,00	8,0	30,0	0,57
	9,80	7,45	12,3	37,0	0,28
	10,40	5,60	11,8	28,5	0,64
Levá	11,70	6,95	13,6	30,5	0,55
	13,75	6,85	15,4	26,0	0,77
		9,65	16,8	35,0	0,36
7,25		15,5	28,0	0,68	
8,25		16,0	31,0	0,52	
9,15		16,5	33,5	0,41	
9,90		16,9	35,5	0,33	
10,10		17,1	36,0	0,32	
Levá	14,50	10,30	17,8	35,5	0,33
Pravá	15,00	8,10	17,1	28,5	0,65
	15,50	9,50	18,2	31,5	0,51
	17,30	10,30	20,1	31,0	0,52
Levá	24,00	14,70	28,1	31,5	0,51
		14,50	28,0	31,0	0,52
		14,70	28,1	31,5	0,51
		16,50	29,1	34,5	0,38
		17,20	29,5	35,5	0,34

Z výsledků získaných vyhodnocením filmových záběrů vyplývá, že rychlosti zjištěné rychlostní kinematografií jsou v dobrém souladu s výsledky teoretického řešení pomocí vztahů uvedených v rovnicích (4a) a (4b). Při rozmetání ulehleho a zahnilého hnoje je úhel výstupní rychlosti v (obr. 5) v rozmezí $\varrho = 26^{\circ} - 37^{\circ}$. Tomu odpovídá součinitel tření $f = 0,30$ až $0,77$; při vyšších průchodnostech lze očekávat, že průměrná hodnota součinitele tření hnoje po lopatce bude $f = 0,45$.

U rozmetacích jednotek s radiální lopatkou lze orientačně určit relativní (posuvnou) rychlost $\dot{x}$ z přibližného vztahu $\dot{x} = (0,5 \text{ až } 0,72) R\omega$.

Použité symboly

- f — součinitel tření
 F — třecí síla, N
 g — zrychlení tíže, ms^{-2}
 l — aktivní délka lopatky, m
 m — hmotnost částice, kg
 M — hnací moment rozmetací jednotky, Nm
 O — osa otáčení
 r — vzdálenost částice od osy otáčení, m
 R — vnější poloměr rozmetací jednotky, m
 r_o — vzdálenost lopatky od osy otáčení, m
 r_1 — výchozí (počáteční) vzdálenost částice od osy otáčení, m
 t — čas, s
 v — výstupní rychlost částice, m s^{-1}
 x — odlehlost částice na lopatce, m
 x_1 — výchozí (počáteční) odlehlost částice na lopatce, m
 $\dot{x}$ — relativní (posuvná) rychlost částice podél lopatky, m s^{-1}
 $\ddot{x}$ — zrychlení částice při pohybu podél lopatky, m s^{-2}
 α — sklon lopatky od normály
 ω — úhlová rychlost rotace lopatky kolem osy otáčení, s^{-1}
 φ — úhel vektoru výstupní rychlosti s vektorem rychlosti obvodové

Literatura

- FIALA, J.: Tření zemědělských materiálů. Zeměd. Techn., 15, 1965, č. 4, s. 205-220.
KALINA, J.: Metoda rychlostní kinematografie při řešení kinematiky zemědělských strojů. [Kandidátská disertace.] Praha 1970. — Vysoká škola zemědělská.
KUPR, J.: Energetické a pevnostní měření automobilního rozmetadla RMA 10. [Výzkumná zpráva č. 3477.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1975.
MELKUS, K.: Kinematické poměry na lopatkách rozmetacích jednotek rozmetadla RMA 10. [Interní výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů. 1975.

Došlo dne 24. 7. 1978

КУПР, И. — МЕЛКУС, К. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Кинематический режим разбрасывателей с прямыми лопастями. Земед. Techn., 24, 1978 (11) : 675-684.

Работа посвящена теоретическому решению движения частиц навоза по прямой лопатке разбрасывателя и влиянию отдельных параметров на выходящую скорость частицы. Теоретическое решение было проверено экспериментальными результатами, полученными при помощи скоростной кинематографии на автомобильном разбрасывателе РМА-10.

разбрасыватель с прямой лопаткой; скоростная кинематография

KUPR, J. — MELKUS, K. (Research Institute for Agricultural Machines, Praha - Chodov): Kinematic Relationships of Manure Spreaders with Radial Beaters. Zeméd. Techn., 24, 1978 (11) : 675-684.

The work deals with the theoretical aspects of motion of a manure particle along the radial beater of the spreader, and the influences of the different parameters on the output speed of particles from the spreader. The theoretical results were verified by experimental results obtained by help of high-speed kinematography on a self-propelled RMA-10 spreader.

manure spreader with radial beaters; high-speed kinematography

Adresa autorů:

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

VÝSLEDKY MODELOVÁNÍ POJEZDU SAMOJÍZDNÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ PO PŘIROZENÉM NEROVNÉM POVRCHU

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Výsledky modelování pojezdu samojízdných zemědělských strojů po přirozeném nerovném povrchu*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11): 685 – 703.

Jsou uvedeny výsledky řešení pojezdu samojízdných zemědělských strojů, získané na analogovém počítači. Zjistil se vliv bezrozměrných parametrů strojů, charakterizujících polohu těžiště, rozložení hmotnosti a tuhost pneumatik na silové účinky a chování stroje (zrychlení a pohyb těžiště a natáčení v podélné a příčné rovině). Je zaveden způsob posuzování jednotlivých parametrů z hlediska dynamických a kinematických vlastností strojů při jízdě po přirozeném nerovném povrchu.

modelování pomocí počítačů, dynamika zemědělských strojů

Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze - Chodově se již několik let zabývá modelováním pojezdu. Dřívější publikace (Souček, 1975, 1976, 1977) se zabývaly převážně rozvojem této metody a praktické aplikace byly uváděny hlavně jako podklad k ověření modelu řešeného na analogovém počítači. Tato práce uvádí naopak především konkrétní a obecné výsledky. Tyto výsledky jsme získali při řešení dynamických poměrů čtyř různých typů samojízdných zemědělských strojů (stroje pro mechanizaci pícninářských prací na svazích ve dvou alternativách, prototypu nové sklízecí řezačky, stroje pro setí, kultivaci a jednocený cukrovky a sklízecí řezačky SPS-420).

METODA

Abychom získali výsledky, uvedené v této práci, použili jsme řešení na analogovém počítači. Základem je matematická formulace uvedená v principu v dřívějších publikacích pro tři stupně volnosti (Souček, 1975) a pro čtyři stupně volnosti (Souček, 1977). K řešení jsme použili dva měřicí magnetofony VR-3360, analogový počítač MEDA 40 TA a MEDA 40 TB, (v druhé fázi také MEDA 42 TA), osmikanálový filtr BB-Elektronik, smyčkový oscilograf 5-138 firmy Bell a Howell, osciloskop OPD-280 M a další přístroje. Bylo řešeno 47 různých alternativ a více případů pomocných. Přehled všech alternativ je v tab. I. Základem veličin uvedených v tab. I byly parametry samojízdných strojů navržených v Agrostroji Pelhřimov, Prostějov a Jičín. U strojů označených jako prototyp 1, 2 a 3 (a podobně i 4) se každý konstrukční parametr postupně měnil ve třech (výjimečně i čtyřech) úrovních realizovatelných pro daný případ (střední hodnota, nízká

I. Parametry modelů se třemi stupni volnosti — Parameters of models with three degrees of freedom

Stroj	Řešení	CLP/10 ⁵	CV/10 ⁵	VL	EB	IXB	IYL	M
SPS-420	1	5,00	8,00	0,6930	0,0507	0,420	0,512	7580
Prototyp 1	2	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4788
	3	3,15	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4788
	4	3,70	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4788
	5	2,62	6,30	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4788
	6	2,62	7,40	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4788
	7	2,62	5,24	0,5000	0,0008	0,355	0,663	4788
	8	2,62	5,24	0,3500	0,0008	0,355	0,663	4788
	9	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,300	0,663	4788
	10	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,450	0,663	4788
	11	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,770	4788
	12	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,530	4788
	13	2,62	5,24	0,4225	0,1733	0,355	0,663	4788
	14	2,62	5,24	0,4225	0,0800	0,355	0,663	4788
	15	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,663	5500
	16	2,62	5,24	0,4225	0,0008	0,355	0,663	4000
Prototyp 2	17	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5092
	18	3,90	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5092
	19	4,75	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5092
	20	4,15	7,00	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5092
	21	4,15	8,30	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5092
	22	4,15	7,60	0,5000	0,0750	0,408	0,445	5092
	23	4,15	7,60	0,7000	0,0750	0,408	0,445	5092
	24	4,15	7,60	0,5860	0,0000	0,408	0,445	5092
	25	4,15	7,60	0,5860	0,1500	0,408	0,445	5092
	26	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,350	0,445	5092
	27	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,600	0,445	5092
	28	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,380	5092
	29	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,520	5092
	30	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,445	3700
	31	4,15	7,60	0,5860	0,0750	0,408	0,445	5500
Prototyp 3	32	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	6470
	33	3,10	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	6470
	34	4,20	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	6470
	35	3,30	6,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	6470
	36	3,30	8,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	6470
	37	3,30	7,00	0,6500	0,0044	0,329	0,474	6470
	38	3,30	7,00	0,8300	0,0044	0,329	0,474	6470
	39	3,30	7,00	0,7340	0,0500	0,329	0,474	6470
	40	3,30	7,00	0,7340	0,1000	0,329	0,474	6470
	41	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,300	0,474	6470
	42	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,380	0,474	6470
	43	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,420	6470
	44	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,560	6470
	45	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	5700
	46	3,30	7,00	0,7340	0,0044	0,329	0,474	7100
Prototyp 1	47	2,62	5,24	0,4225	0,1000	0,355	0,663	4788

hodnota a vysoká hodnota). Přitom výchozí (většinou střední) hodnota odpovídala skutečné konstrukci.

Volba parametrů nesledovala jen modelování konkrétních strojů, ale možnou alternativu těchto strojů — ve snaze získat podklady k posouzení vlivu jednotlivých konstrukčních parametrů při různých kombinacích ostatních parametrů. Kromě alternativ řešených jako tři stupně volnosti jsme řešili dalších 49 jako model se čtyřmi stupni volnosti. Získali jsme výsledky (včetně kontrolních) celkem pro 600 řešených případů.

Výstupní veličiny, tj. výsledky řešení (hodnoty dynamických součinitelů, zrychlení a amplitudy vertikálního pohybu těžiště stroje a natáčení v podélné a příčné rovině) se zaznamenávaly v analogovém tvaru měřicím magnetofonem. Záznamy se zpracovávaly na počítači NOVA 820. Takto jsme získali přes 30 tisíc hodnot výsledků řešení, které po vyhodnocení (statistickými i klasickými metodami vypracovanými VÚZS) spolu s parametry strojů představovaly velmi obsažný materiál (statické, dynamické a kinematické veličiny v závislosti na parametrech strojů, zhruba pokrývajících celé realizovatelné rozmezí — při třech typických i extrémních úrovních provozních podmínek). Byl navržen a vypracován program, který získané hodnoty řešení zkontroloval, dále zpracoval, doplnil o další důležité údaje a všechny výsledky uspořádal do přehledných tabulek, dále snadněji zpracovatelných. Závislosti získaných veličin na parametrech strojů byly souřadnicovým zapisovačem ve spolupráci s počítačem NOVA 820 znázorněny graficky. Takto se zpracoval vliv tuhosti pneumatik pevné a výkyvné nápravy, polohy těžiště, poloměrů setrvačnosti k příčné a podélné ose stroje a celkové hmotnosti stroje. Vlivy tuhosti pneumatik a hmotnosti (CLP , CV , M) jsou posuzovány společně pomocí vlastních frekvencí FNL , FNP , FNV (Souček, 1977). Uplatnění komplexního vlivu všech parametrů se projeví v hodnotách skutečných vlastních frekvencí FZ , FTL , FFI , popř. $FFIV$.

U alternativ se čtyřmi stupni volnosti se navíc zpracovával i vliv hmotnosti a poloměru setrvačnosti výkyvné nápravy. Všechny tyto veličiny byly zkoumány převážně v bezrozměrných parametrech souhrnně uvedených v dřívější práci (Souček, 1977).

KONKRÉTNÍ VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

K hrubé orientaci jsou přehledně všechny vlivy zhodnoceny na obr. 1, 2 a 3. Šipka vzhůru značí, že růstem parametru (tj. VL , EB , IXB , IYL , FNL , FNP , FNV , FZ , FTL , FFI) roste zkoumaná veličina používaná jako kritérium hodnocení (DL , DP , DV , A , Z , TL , FB , SDG , ZTF). Je-li šipka dolů, veličina klesá. Čárkované šipky se vztahují na hodnoty získané jako průměr pěti nejvyšších maxim a plně se získaly ze čtyřnásobku směrodatné odchylky ($4S$). Délka šipky je zhruba úměrná růstu zkoumané veličiny za celý zvolený rozsah příslušného parametru. K označení zvláště významných, popř. nebezpečných případů, značně přesahujících změnu 15 % (kolem 30 % a výše), je konec šipky vyplněn. Pomlčka značí, že parametr nemá na veličinu znatelný vliv. Ležatý křížek označuje případy, kdy závislost není jednoznačně monotonní. Oblouček značí průběh s výrazným minimem nebo maximem. Ke globálnímu zhodnocení průměrných dynamických účinků na celý stroj se zavedlo analogicky k dynamickým součinitelům

$$SDG = \frac{DL \cdot LST + DP \cdot PST + DV \cdot VST}{LST + PST + VST} \quad (1)$$

Obdobně je zaveden součinitel ZTF , charakterizující globálním smluveným způsobem průměrné amplitudy pohybu stroje při pojezdu po nerovnostech:

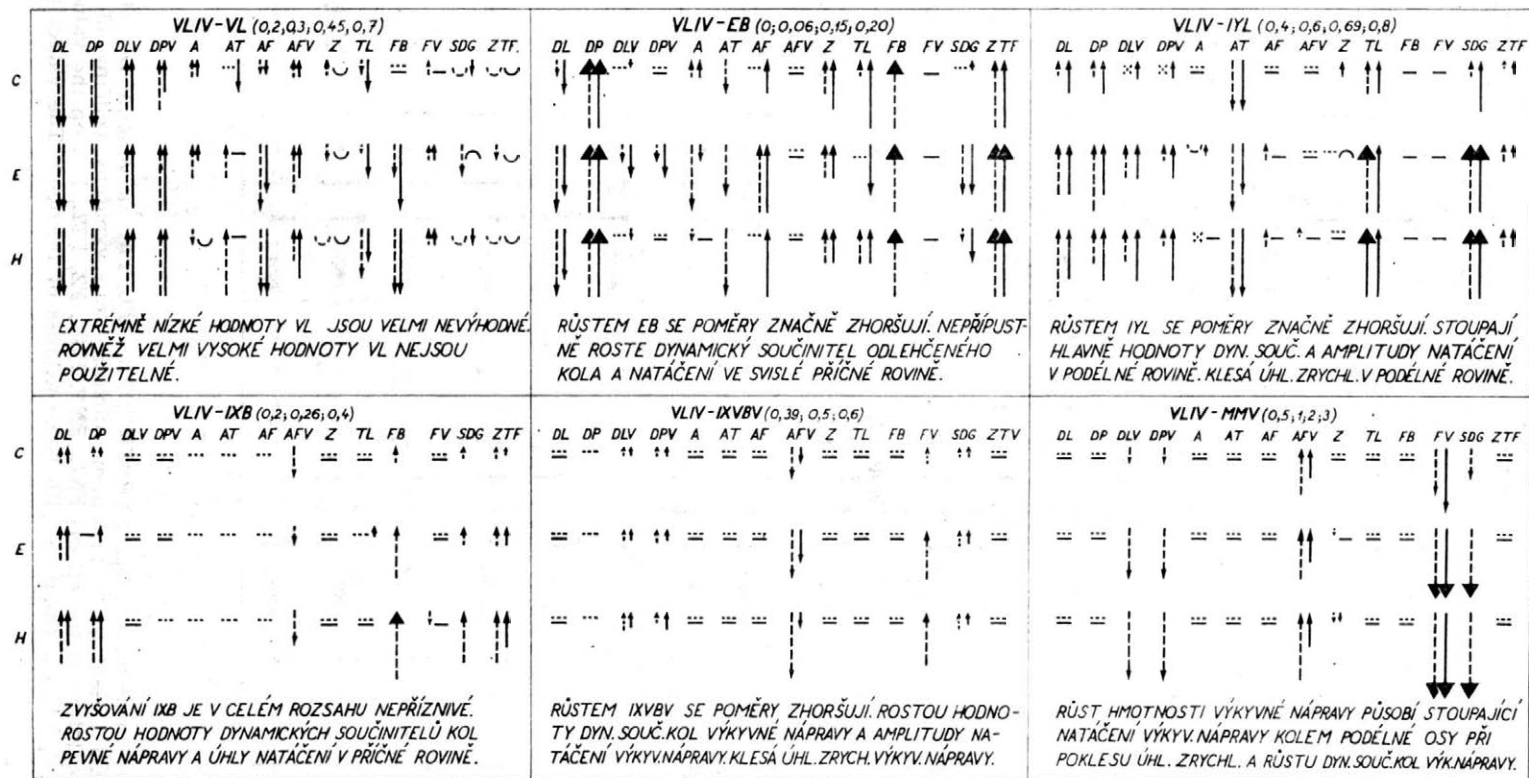
$$ZTF = \frac{Z + TL/2 + FB/2}{3} \quad (2)$$

VLIV-VL	VLIV-EB	VLIV-IYL	VLIV-IXB
PROTOTYP 3 (VL=0,65; 0,73; 0,83) DL DP DV A Z TL FB SDG C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍ VL POMĚRY VELMI ZNÁČNĚ ZHORŠUJE	PROTOTYP 3 (EB=0,00; 0,05; 0,10) DL DP DV A Z TL FB SDG C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — POMĚRY STOUPAJÍCÍM EB SE SPÍŠE ZHORŠUJÍ (Z FB, DP), NEŽ ZLEPŠUJÍ (DL, DV, A)	PROTOTYP 3 (IYL=0,42; 0,47; 0,56) DL DP DV A Z TL FB SDG C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍM IYL SE U VŠECH VELIČIN POMĚRY ZHORŠUJÍ	PROTOTYP 3 (IXB=0,30; 0,33; 0,38) DL DP DV A Z TL FB SDG C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍM IXB SE VŠECHNY VELIČINY ZHORŠUJÍ, NEJVÍCE FB
PROTOTYP 1 (VL=0,35; 0,42; 0,50) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍ VL POMĚRY VELMI ZNÁČNĚ ZLEPŠUJE	PROTOTYP 1 (EB=0,00; 0,08; 0,10) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — POMĚRY SE STOUPAJÍCÍM EB ZNÁČNĚ ZHORŠUJÍ	PROTOTYP 1 (IYL=0,53; 0,66; 0,77) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍM IYL VŠECHNY VELIČINY ZHORŠUJE JIŽ VELMI ZNÁČNĚ	PROTOTYP 1 (IXB=0,30; 0,36; 0,45) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍM IXB SE VŠE ZHORŠUJE NEJVÍCE FB A DP
PROTOTYP 2 (VL=0,50; 0,59; 0,70) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍ VL POMĚRY ZHORŠUJE	PROTOTYP 2 (EB=0,00; 0,08; 0,15) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — STOUPAJÍCÍ EB POMĚRY ZHORŠUJE	PROTOTYP 2 (IYL=0,38; 0,44; 0,52) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — RŮSTEM IYL DOCHÁZÍ VĚTŠINOU K MENŠÍMU ZHORŠENÍ VELIČIN	PROTOTYP 2 (IXB=0,35; 0,41; 0,60) C — — — — — — — E — — — — — — — H — — — — — — — ROSTOUCÍ IXB VŠECHNY VELIČINY SILNĚ ZHORŠUJE

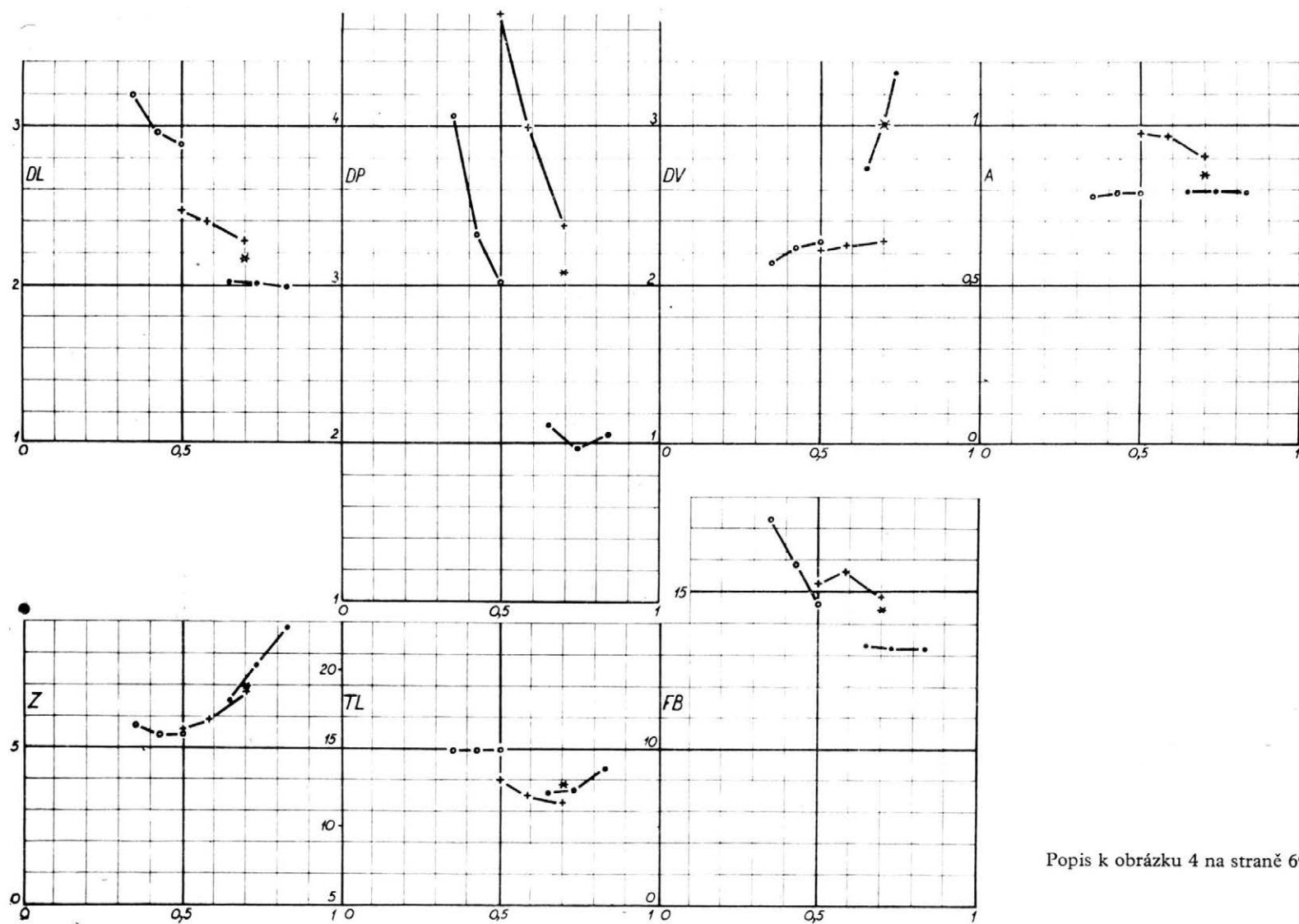
1. Přehledné znázornění a stručné zhodnocení vlivů VL, EB, IYL a IXB na dynamické a kinematické veličiny DL, DP, DV, A, Z, TL, FB a SDG. Jsou hodnoceny výsledky řešení se třemi stupni volnosti — Graphical representation and brief assessment of the influences VL, EB, IYL and IXB on the dynamic and kinematic values DL, DP, DV, A, Z, TL, FB and SDG. The assessment includes solutions with three degrees of freedom

			VLIV-FNL							VLIV-FNP							VLIV-FNV						
			DL	DP	DV	A	Z	TL	FB	DL	DP	DV	A	Z	TL	FB	DL	DP	DV	A	Z	TL	FB
C	PROT. 3		↑	↑	x	↑	x	x	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	-	x	-
	PROT. 1		↑	↑	x	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	-	↑	-
	PROT. 2		↑	↑	x	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑	-	↑	↑	↑	↑	x	x	-
E	PROT. 3		↑	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	-	↑	↑	x	↑	-
	PROT. 1		↑	↑	↑	x	↑	↓	↓	↑	↑	↑	x	↓	↓	↑	x	↑	↑	↑	↓	↓	↓
	PROT. 2		↑	↑	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑	↑
H	PROT. 3		↑	↑	↑	↑	↑	-	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	↑
	PROT. 1		↑	↑	↑	↑	↑	↓	-	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↓	↑	↑	↑	↑	x	x	↓
	PROT. 2		↑	↑	↑	↑	↑	↑	-	x	↑	↑	↑	↑	↑	-	↑	↑	↑	↑	↑	x	x
			VLIV-FZ							VLIV-FTL							VLIV-FFI						
			DL	DP	DV	A	Z	TL	FB	DL	DP	DV	A	Z	TL	FB	DL	DP	DV	A	Z	TL	FB
C	PROT. 3		↑	↑	↑	↑	-	-	-	↑	↑	↑	↑	-	-	-	↑	↑	↑	-	↑	-	-
	PROT. 1		↑	↑	↑	↑	-	-	-	↑	↑	↑	↑	-	↑	-	↑	↑	-	↑	↑	-	-
	PROT. 2		↑	↑	↑	↑	-	-	-	↑	↑	↑	↑	-	-	-	↑	↑	↑	-	↑	-	-
E	PROT. 3		↑	-	x	↑	-	x	↑	↑	-	↑	↑	↑	↑	-	↑	↑	x	↑	↑	↑	↑
	PROT. 1		↑	-	↑	-	-	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	-	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
	PROT. 2		↑	x	↑	↑	-	-	↑	↑	↑	↑	↑	↑	x	-	↑	↑	x	↑	↑	↑	↓
H	PROT. 3		↑	↑	↑	↑	-	-	↑	↑	↑	↑	-	-	-	-	↑	↑	↑	x	↑	-	↑
	PROT. 1		↑	↑	↑	↑	-	-	↓	↑	↑	↑	-	-	-	-	↑	↑	x	↑	↑	-	↓
	PROT. 2		↑	↑	↑	↑	-	-	↓	↑	-	↑	-	-	-	-	↑	↑	-	↑	↑	-	-

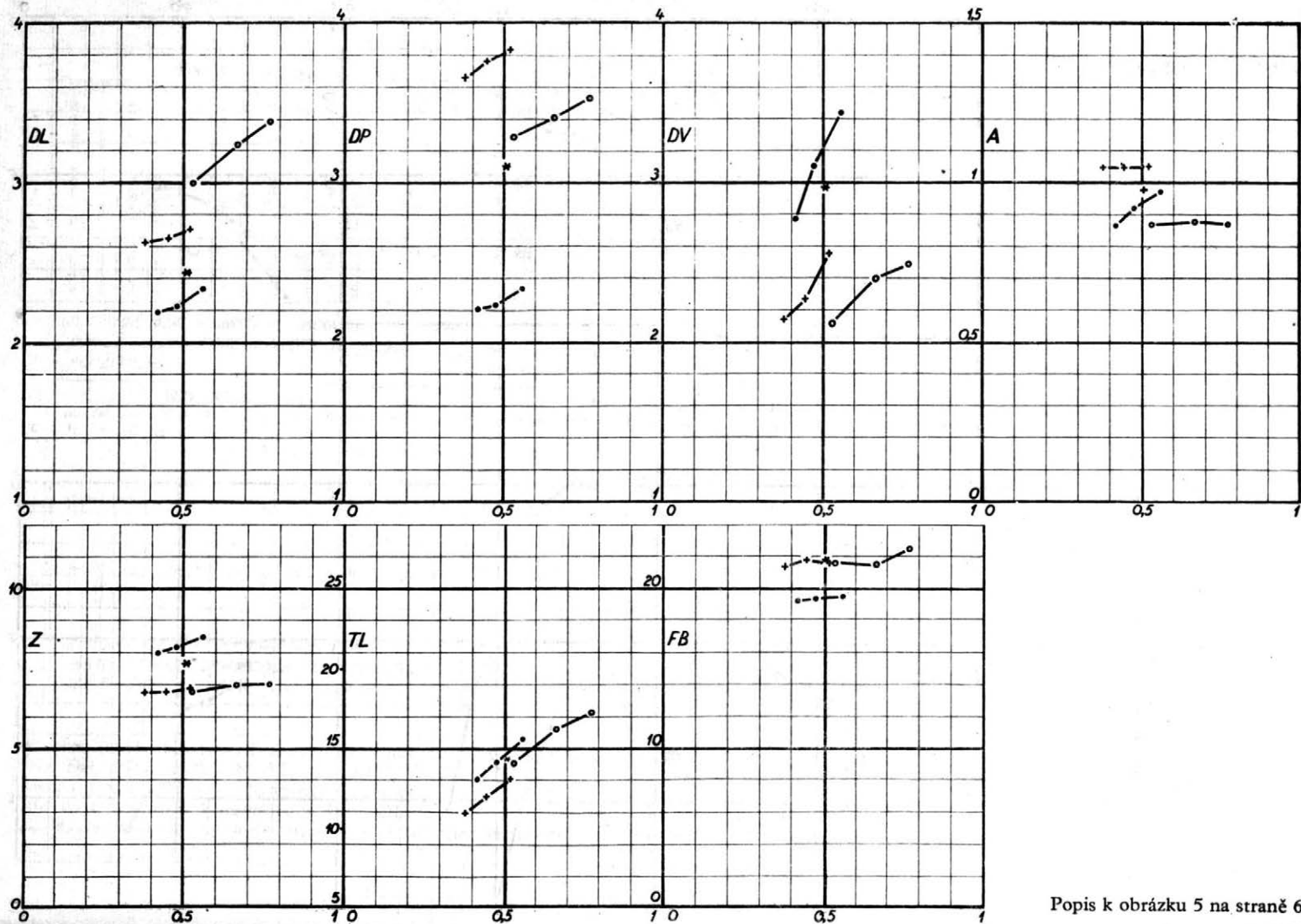
2. Přehledné znázornění vlivu FNL, FNP, FNV, FZ, FTL, FFI na veličiny DL, DP, DV, A, Z, TL, FB (řešení se třemi stupni volnosti). Jsou vynášeny veličiny 4S – Graphical representation of the effects FNL, FNP, FNV, FZ, FTL, FFI on the values DL, DP, DV, A, Z, TL, FB (solution with three degrees of freedom). The values 4S are plotted



3. Přehledné znázornění a stručné zhodnocení vlivu VL, EB, IYL, IXB, IXVBV a MMV na dynamické a kinematické veličiny DL, DP, DLV, DPV, A, AT, AF, AFV, Z, TL, FB, FV při pojezdu na povrchu C, E, H zjištěné při řešení vycházejícího z parametrů prototypu 4 – Graphical representation and brief assessment of the effects VL, EB, IYL, IXB, IXVBV and MMV on the dynamic and kinematic values DL, DP, DLV, DPV, A, AT, AF, AFV, Z, TL, FB and FV during the travel on surfaces C, E, H, ascertained by a solution based on the parameters of prototype 4



Popis k obrázku 4 na straně 693



4. Závislost dynamických součinitelů (D), zrychlení těžiště (A), pohybu těžiště (Z), natáčení v podélné (TL) a příčné (FB) rovině na poměru vzdálenosti těžiště od výkyvné nápravy a rozvoru (VL). Jsou vyneseny střední hodnoty pěti nejvyšších maxim, zjištěné na povrchu H (prototyp 1 – kroužky, prototyp 3 – tečky, prototyp 2 – křížky, SPS-420 – hvězdičky) – Dependence of the dynamic coefficients (D), acceleration of the centre of gravity (A), shift of the centre of gravity (Z), turning along the longitudinal (TL) and transversal (FB) axis on the proportion of the distance of the centre of gravity from the swing axle and the wheel base (VL). Mean values of five maximums ascertained on a surface H (prototype 1 – rings, prototype 3 – dots, prototype 2 – daggers, SPS-420 – asterisks) are plotted

5. Závislost D , A , Z , TL , FB na poměru poloměru setrvačnosti k příčné ose a rozvoru (IYL). Jsou vyneseny hodnoty získané ze čtyřnásobku směrodatných odchylek zjištěných na povrchu H pro tři různé typy strojů – Dependence of D , A , Z , TL , FB on a ratio of the radius of inertia to the transversal axle and wheel base (IYL). The values plotted in the diagram were derived from the quadruple standard deviations ascertained on a surface H for three different types of machines

Těchto veličin SDG a ZTF jsme rovněž využívali k posouzení vlivu parametrů strojů (viz také obr. 1 a 3).

K podrobnějšímu rozboru byly používány závislosti veličin na parametrech strojů. Ukázky těchto závislostí jsou na obr. 4, 5 a 6. Tyto podklady jsou jen malou částí obsaženého materiálu, který je zobecněn v další části práce.

OBECNÉ VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

K obecným závěrům je třeba zavést základní teoretický rozbor případu, navazující na matematickou formulaci pojezdu, zavedenou dříve (Souček, 1977). Zde postačí zabývat se případem se třemi stupni volnosti.

Pro řešení pojezdu je důležitý případ volného kmitání lineárního případu, bez tlumení. Můžeme vyjít z dříve uvedených rovnic. Vypuštěním budičích účinků a tlumení a změnou označení $z = x_1$, $\vartheta l = x_2$, $qb = x_3$ dostaneme

$$\begin{aligned} mx''_1 + K_{11}x_1 + K_{12}x_2 + K_{13}x_3 &= 0 \\ m \left(\frac{i_y}{l} \right)^2 x''_2 + K_{21}x_1 + K_{22}x_2 + K_{23}x_3 &= 0 \\ m \left(\frac{i_x}{b} \right)^2 x''_3 + K_{31}x_1 + K_{32}x_2 + K_{33}x_3 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Soustava rovnic (3) v maticovém tvaru je

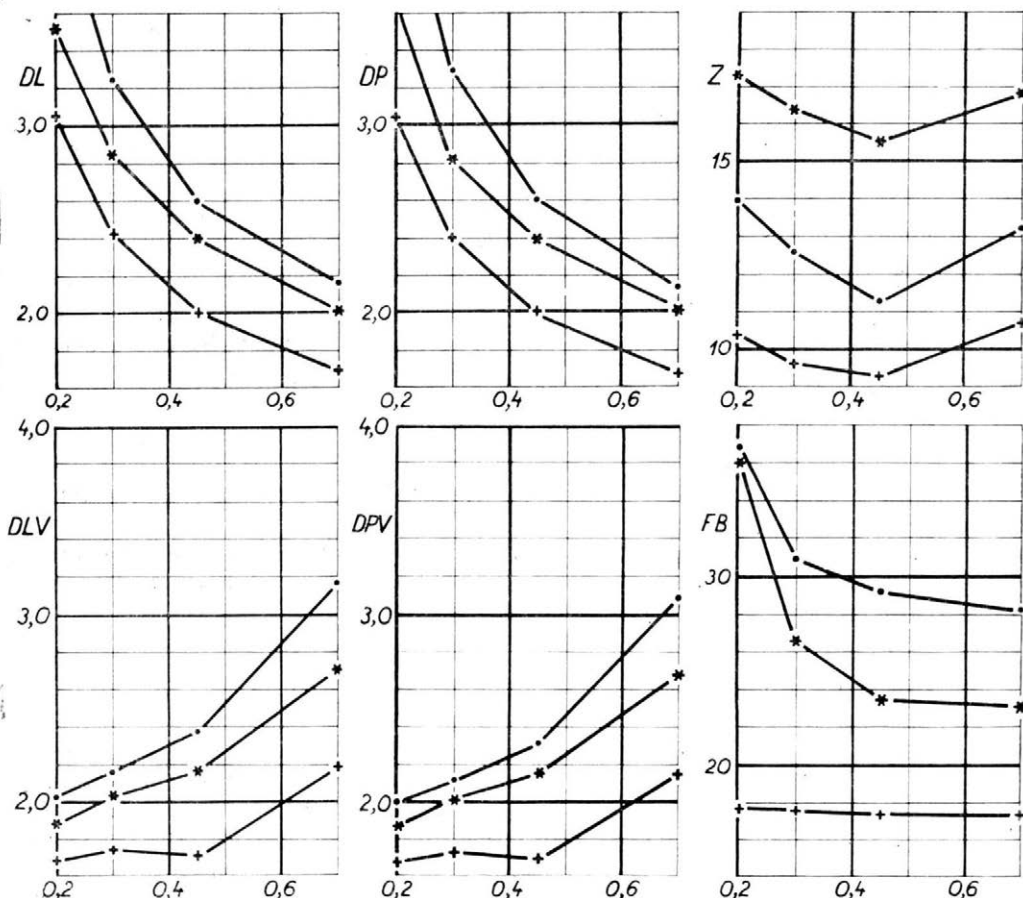
$$Mx'' + Kx = 0 \quad (4)$$

kde: x – vektor se složkami x_1, x_2, x_3
 M a K – matice

Vlastní čísla matice

$$A = M^{-1}K \quad (5)$$

určují vlastní úhlové frekvence ($\omega^2 = \lambda$). Případu se třemi stupni volnosti odpovídají tři vlastní frekvence a každé vlastní frekvenci odpovídají tři složky vlastních vektorů,



6. Závislosti D (dynamických součinitelů levého a pravého kola pevné a výkyvné noucí z natáčení výkyvné nápravy) na VL . Jsou vyneseny hodnoty získané ze H (kroužky) – Dependences D (dynamic coefficients of the left and right wheels of AV (acceleration due to the turning of the swing axle) on the value VL . The values ascertained on a surface C (daggers), E (asterisks), and H (rings)

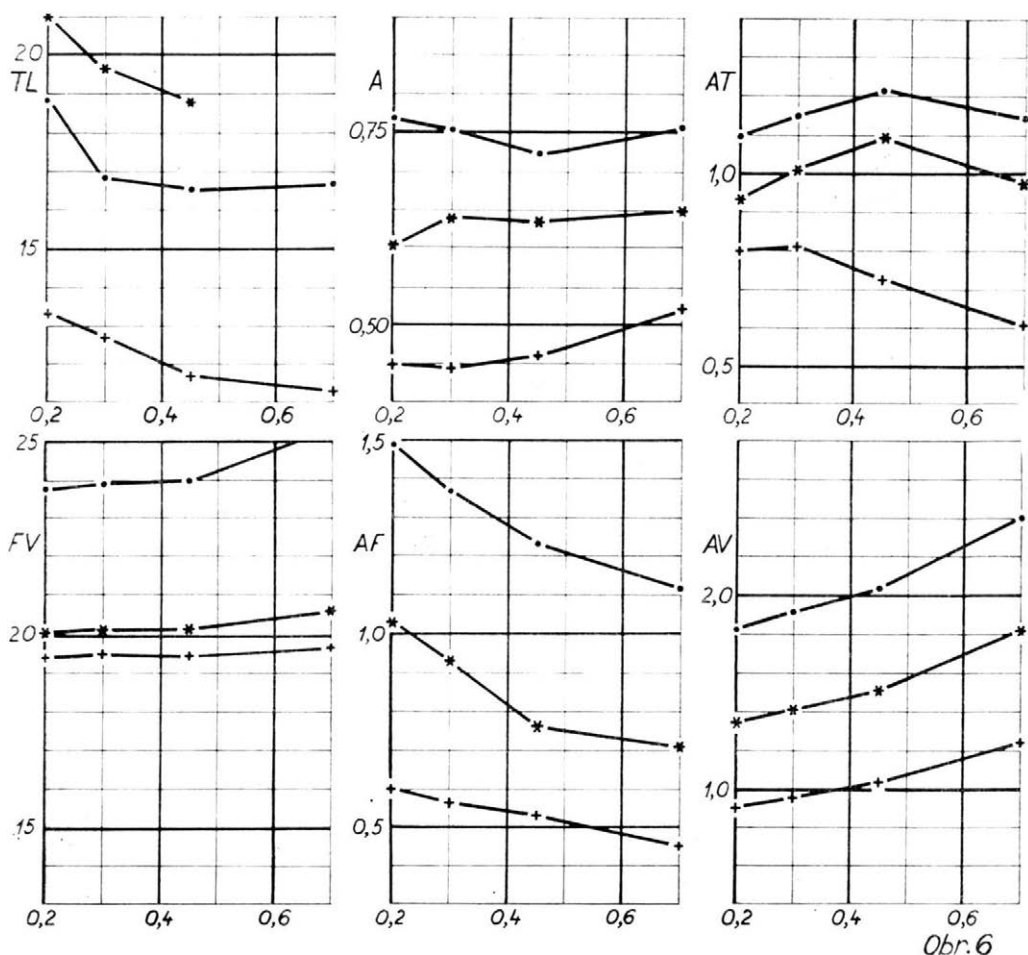
kteřé udávají poměr amplitud základních tvarů kmitání (pohybu těžiště a natáčení v podélné a příčné rovině).

Ve VÚZS byl využit program IBM na výpočet vlastních čísel a vlastních vektorů matic. Tento program s využitím uvedených výrazů a postupu byl zpracován pro počítač NOVA-820. „Skutečné vlastní frekvence“ (FZ , FTL , FFI), které uvádíme, jsou vypočteny tímto způsobem.

Čtvrtá vlastní frekvence pro případy se čtyřmi stupni volnosti se počítala z výrazu

$$FFIV = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{MMV \cdot CLPV}{2 \cdot IXBV^2 \cdot M}} \quad (6)$$

Tento postup souvisí s tím, že čtvrtá diferenciální rovnice soustavy se čtyřmi stupni volnosti je nezávislá na ostatních. Výraz (6) lze jednoduše odvodit přímo z uvedené diferenciální rovnice (Souček, 1977), nebo i ze základní rovnice vycházející z momentu setrvačnosti a tuhosti pneumatik.



Obr. 6

nápravy), Z, TL, FB, FV (natáčení výkyvné nápravy), A, AT, AF, AV (zrychlení čtyřnásobku směrodatných odchylek, zjištěné na povrchu C (křížky), E (hvězdičky), the rigid and swing axes), Z, TL, FB, FV (turning of the swing axle), A, AT, AF, plotted in the diagram were derived from the quadruple standard deviations

K obecnému posuzování vlastností při pojezdu je účelné zavést součinitel vazby mezi pohybem těžiště a natáčením stroje ve svislé podélné rovině. Tyto pohyby jsou nezávislé (praktickým důkazem je, že pohyb těžiště nevyvolává natáčení a naopak), když příslušné diferenciální rovnice nejsou závislé. Z rovnic (3) je zřejmé, že podmínku nezávislosti zajišťuje $K_{12} = K_{21} = 0$. Musí platit

$$VL \cdot CV = 2(1 - VL)CLP \quad (7)$$

Jednoduchým výpočtem je možné dokázat, že uvedená rovnice souhlasí s podmínkou stejné statické deformace pneumatik (poměr deformace levého a pravého kola) pevné a výkyvné nápravy. Součinitel vazby byl definován jako poměr deformace pneumatik pevné a výkyvné nápravy.

$$SV = \frac{VL \cdot CV}{2CLP(1 - VL)} \quad (8)$$

Pro $SV = 1$ jsou deformace stejné (a pohyby nezávislé), při $SV > 1$ jsou deformace na pevné nápravě vyšší než na výkyvné a při $SV < 1$ jsou naopak nižší. Pro $SV = 1$ je možné vypočítat $VL_{nez} = 2CLP/(2CLP + CV)$.

V teorii rázu se hledá podmínka pro fyzikální kyvadlo, při které je splněn požadavek nulové síly v ložisku kyvadla. Tato podmínka je splněna pro případ, že k nárazu dojde (Brát, Brousil, 1971) ve středu rázu (perkuse). Vzdálenost tohoto významného bodu od osy otáčení je dána známým výrazem

$$r = \frac{I_o}{m \cdot x_s}$$

kde: I_o – moment setrvačnosti k ose otáčení

m – hmotnost

x_s – vzdálenost těžiště od osy otáčení

Obdobně je účelné znát tuto vzdálenost u samojízdného stroje, kdy impuls reakce na jedné nápravě nebo kole se nepřenesou do druhé nápravy nebo kola. Pro pohyby ve svislé podélné rovině požadujeme, aby zavedená vzdálenost r byla rovna rozvoru l . Při rázu na pevnou nápravu (vzdálenost těžiště od výkyvné nápravy je v), je-li moment setrvačnosti k těžišti I_y , platí

$$l = \frac{I_y + mv^2}{mv}$$

Úpravou dostaneme

$$\left(\frac{i_y}{l}\right)^2 = \frac{v}{l} - \left(\frac{v}{l}\right)^2$$

Tedy poměr poloměru setrvačnosti vůči rozvoru, kdy jsou silové účinky nezávislé, je (při použití označení zavedeného v této práci)

$$IYL_{nez} = \sqrt{VL(1 - VL)} \quad (9)$$

Stejný výraz dostaneme, vycházíme-li z požadavku, aby nárazy na výkyvnou nápravu se nepřenesly do reakcí pevné nápravy. Bylo dokázáno (Souček, 1973), že v případě, kdy hmotnost stroje můžeme nahradit třemi hmotnými body, jejichž hmotnost odpovídá zatížení opěrných bodů (kol) skutečného stroje, rozpadne se soustava tří simultánních diferenciálních rovnic na tři nezávislé rovnice popisující pohyb stroje v místě kol.

V takovém případě platí

$$\left(\frac{i_y}{l}\right)^2 = \frac{1}{ml} 2 \left[m \left(1 - \frac{v}{l}\right) v^2 + m \frac{v}{l} (l - v)^2 \right] = \frac{v}{l} - \left(\frac{v}{l}\right)^2$$

Je zřejmé, že v tomto případě je splněna podmínka (9).

Zcela analogicky se pro obdobný náhradní systém zavedl poloměr setrvačnosti k ose x lomený rozchodem kol pevné nápravy.

$$\left(\frac{i_x}{b}\right)_{nez} = IXB_{nez} =$$

$$\begin{aligned} &= \sqrt{(0,5VL + EB)(0,5 - EB)^2 + (0,5VL - EB)(0,5 + EB)^2 + (1 - VL)EB^2} = \\ &= \sqrt{0,25VL - EB^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Ze zhodnocení konkrétních výsledků řešení ve vztahu k teoretickému rozboru plynou tyto závěry pro konstrukce samojízdných zemědělských strojů:

Z posouzení vlivu VL vyplývá, že nejvíce VL ovlivňuje hodnoty dynamických součinitelů a natáčení ve svislé příčné rovině a celkovou kinematiku stroje, jak ji vyjadřuje hodnota ZTF . S poklesem VL stoupají úhly natáčení a úhlová zrychlení ve svislé příčné rovině základní části stroje. Plyne z toho, že snížením VL klesá zatížení pevné nápravy (jev souvisí s růstem hodnot dynamických součinitelů kol pevné nápravy). S růstem VL nastane obdobný jev na výkyvné nápravě. Jak bylo ukázáno, je možné na základě tuhosti pneumatik pevné a výkyvné nápravy stanovit hodnotu $VL_{nez} = \frac{CLP}{CLP + CLPV}$,

($CLPV = CV/2$), při které pohyb těžiště stroje ve svislém směru a natáčení ve svislé podélné rovině probíhají při jízdě nezávisle. Při stejné tuhosti pneumatik obou náprav (dané typem a huštěním) je $VL_{nez} = 0,5$. Pohyb těžiště ve svislém směru vykazuje podle výsledků modelování minimum v oblasti hodnoty $VL = VL_{nez}$ (obrázky 4 a 6). V oblasti kolem $VL_{nez} = 0,5$ je možné doporučit, aby hodnota VL byla v rozmezí k_1 až k_2 VL_{nez} [$k_1 < 1$ a $k_2 > 1$ a $(1 - k_1) < (k_2 - 1)$]. Tedy poloha těžiště strojů v podélném směru může být odchýlena od hodnoty VL_{nez} směrem k výkyvné nápravě méně než k pevné.

Nesouměrnost tolerančního pole je navržena na základě zjištění, že posuv těžiště k pevné nápravě je o něco méně nepříznivý než posuv k výkyvné nápravě (pevná náprava více ovlivňuje dynamiku celého stroje a jejím vyšším zatížením klesají její dynamické účinky, což působí na některé dynamické a kinematické vlastnosti celého stroje). Navíc pevná náprava bývá často jako hnací a její případné vyšší zatížení je z tohoto hlediska účelné. V oblastech vzdálených poměrům, kde $VL_{nez} = 0,5$ (tj. $CLP = CLPV$), je třeba zavést další omezení. Přitom je třeba se zaměřit hlavně na oblast danou rozmezím $2,5 > CLP/CLPV > 0,5$. Mimo tuto oblast se jedná většinou spíše o limitní případy s malou četností výskytu.

Veličina EB ovlivňuje nejvíce hodnoty dynamického součinitele odlehčeného kola, úhly natáčení a úhlová zrychlení ve svislé příčné rovině a také pohyb těžiště ve svislém směru, natáčení ve svislé podélné rovině (a odpovídající úhlové zrychlení), a tím i veličinu ZTF . Všechny tyto veličiny s růstem EB značně rostou. Z absolutního a relativního zhoršení v těchto veličinách vůči případu s $EB = 0$ je možné posoudit horní přípustné hranice EB . Je zřejmé, že vliv EB závisí také na hodnotě VL , neboť vliv EB souvisí s boční stabilitou. Při vyšší hodnotě VL je přípustná vyšší hodnota EB (k překlápění dochází kolem spojnice dotykového bodu kola pevné nápravy a otočného čepu výkyvné nápravy). Předpokládáme-li lineární závislost tolerančního pole EB po délce stroje a otočný bod, kolem kterého se překlápí stroj vůči výkyvné nápravě přibližně v ose výkyvné nápravy, pak lze doporučit $(EB) \leq k_3 VL$. Kromě konstrukčního vyosení těžiště (charakterizovaného veličinou EB) se při provozu stroje uplatňuje i vyosení těžiště působené jízdou po vrstevnici svahu. Tento vliv se sčítá s účinkem konstrukčního vyosení těžiště a vyjadřuje jej veličina EBC (Souček, 1977). Je zřejmé, že vliv EBC je nepříznivější u strojů s vyšší hodnotou IXB , která, jak plyne z dalších úvah, rovněž zvyšuje natáčení stroje ve svislé příčné rovině. Podrobnějším rozбором vlivu EB na rovině a aplikací těchto závěrů na veličinu EBC pro jízdu na svahu po vrstevnici je možné doporučit, aby EBC bylo nejvýše k_4 až $k_5 VL$.

Přitom vyšší hranici EBC je možné připustit tehdy, když IXB nepřesahuje krajní přípustnou hranici (viz dále). Natáčení ve svislé příčné rovině ovlivňuje také velikost příslušné vlastní frekvence FFI , na které se kromě IXB a celkové hmotnosti podílí i tuhost pneumatik výkyvné nápravy. Při příliš nízké hodnotě FFI se vliv EBC více uplatní. Proto je možno připustit vyšší hranici EBC jen tehdy, kdy také FFI neklesne pod spodní přípustnou hranici.

K použití veličiny EBC je třeba dodat, že její zavedení nenahrazuje klasická hlediska a úvahy o stabilitě strojů na svahu, ani kritéria k hodnocení sjíždění strojů, ale pouze je doplňuje o další fyzikálně podložené hledisko respektující dynamické a kinematické vlastnosti strojů (zvláště v závislosti na rozložení hmotnosti vůči geometrickému uspořádání a ve vztahu k tuhosti pneumatik).

Růstem IYL se všechny veličiny (dynamické účinky i odpovídající kinematické veličiny) vesměs zhoršují. V oblasti nízkých hodnot je růst pomalý a naopak v oblasti vysokých hodnot je růst značný. Veličina IYL ovlivňuje kývání ve svislé podélné rovině a hodnoty dynamických součinitelů na všech kolech (tím výrazně i veličinu SDG). Růstem IYL všechny tyto veličiny rychle stoupají. Pokles nastává pouze u úhlového zrychlení ve svislé podélné rovině stroje. Nejvýhodnější je (z hlediska amplitud pohybu a dynamických silových účinků) co nejnižší hodnota IYL . Určitou hranicí, vůči které je možné hodnotit skutečné případy, je hodnota $IYL_{nez} = \sqrt{VL(1 - VL)}$. Při této hodnotě nevyvolávají dynamické účinky na výkyvné nápravě zatížení pevné nápravy. Tato hodnota je rovněž hranicí, při které se mění smysl přenosu dynamických účinků mezi nápravami. Pokud na kola pevné nápravy nepříjde náraz současně, jsou pravidla skutečného přenosu z kol pevné nápravy na výkyvnou složitější (jsou vázány na hodnotu IXB). V každém případě IYL_{nez} vyznačuje oblast příznivých hodnot (pro $VL = 0,5$ je $IYL_{nez} = 0,5$, což odpovídá případu, který lze nahradit hmotnými body umístěnými v nápravách).

Z rozboru konkrétních výsledků modelování pojezdu vychází, že by neměla být překročena horní hranice IYL (jako násobek IYL_{nez} , tj. $k_6 \cdot IYL_{nez}$), nemá-li dojít ke značnému růstu dynamických sil na kola a nadměrnému kývání ve svislé podélné rovině. Naopak osvědčené konstrukce nemají IYL menší pod určitou hranici, kterou označíme $k_7 \cdot IYL_{nez}$.

Pod touto hranicí je rozvor stroje zbytečně velký. Tuto dolní hranici IYL není nutné striktně dodržovat, zvláště když veličina FTL (viz dále) nevychází příliš vysoká.

Veličina IXB ovlivňuje nejvíce hodnoty dynamických součinitelů a úhel natáčení ve svislé příčné rovině, a tím i ukazatele ZTF a SDG . S růstem IXB uvedené veličiny stoupají. V prakticky významné oblasti IXB (přibližně mezi 0,25 a 0,40) se při růstu IXB zjistil pokles úhlového zrychlení příslušejícího natáčení ve svislé příčné rovině. Nejvýhodnější poměry z hlediska amplitud pohybu a dynamických silových účinků nastanou při co nejnižší hodnotě IXB . Při překročení dříve zavedené hranice $IXB_{nez} = \sqrt{0,25VL - EB^2}$ je zhoršení poměrů již výrazné. Přibližně při IXB_{nez} je průběh zatížení levého a pravého kola pevné nápravy nezávislý (náraz na jedno kolo nevyvolá náraz na druhé kolo). Veličina IXB by měla být v rozmezí k_8 až $k_9 \cdot IXB_{nez}$ ($k_8 < k_9$). Pod hranicí k_8 je rozchod kol pevné nápravy zbytečně velký. Tuto dolní mez IXB není nutné striktně dodržovat.

Veličina $IXVBV$ ovlivňuje pouze poměry na výkyvné nápravě. Jejím růstem stoupají hodnoty dynamických součinitelů na obou kolech výkyvné nápravy, úhly natáčení této nápravy a naopak klesají její úhlová zrychlení. Růst $IXVBV$ nepříznivě ovlivňuje dynamické poměry výkyvné nápravy. $IXVBV$ by nemělo příliš překročit hodnotu 0,5, jež odpovídá hodnotě, při které se nárazy na kola výkyvné nápravy vzájemně neovlivňují (horní dovolená hranice je $k_9 \cdot 0,5$).

Vychází-li $IXVBV$ příliš vysoké, dosáhneme zlepšení zmenšením celkové šířky výkyvné nápravy (resp. přiblížením jejich odlehklých částí k otočnému čepu při zachování nebo zvětšení rozchodu), nebo také zvětšením rozchodu kol výkyvné nápravy bez celkového zvětšení jejího momentu setrvačnosti k podélné ose (poloměr setrvačnosti musí při úpravě vzrůst méně než rozchod).

Veličina MMV ovlivňuje prakticky pouze poměry výkyvné nápravy. Růstem

hmotnosti výkyvné nápravy rostou zde hodnoty dynamických součinitelů, a tím i veličina *SDG*, rostou úhly natáčení této nápravy a klesá úhlové zrychlení.

Je třeba si však uvědomit, že k těmto jevům dojde takto pouze tehdy, když ostatní veličiny zůstanou beze změny. Prakticky však samotný růst hmotnosti výkyvné nápravy změni také mnoho dalších veličin (např. *VL*, *IYL*, *FNV*), které se rovněž značně uplatní na výsledném jevu. Na základě konkrétních výsledků řešení (především z hlediska úhlu natáčení) je možné omezit dolní hranici *MMV* na hodnotu k_{10} . Tato nová hranice však není z teoretických hledisek závazná. Další růst hmotnosti součástí spojených s přední nápravou (pro *MMV* menší než k_{10}) by bylo možné kompenzovat zvýšením tuhosti pneumatik. Postupným dalším poklesem *MMV* např. u stroje s přední výkyvnou nápravou bychom přešli na případ, kdy původně základní část připojená k pevné nápravě se zmenšuje a stává se přídatkem přední části, která přejímá úlohu hlavní části stroje. Tím by stroj s výkyvnou nápravou vpředu přešel na novou alternativu, která by podle terminologie zavedené v této práci byla označena jako případ s výkyvnou nápravou vzadu. V tomto světle ztrácí význam rozlišování případů s výkyvnou nápravou vpředu a vzadu. Z hlediska konkrétních konstrukcí však zavedené rozlišení význam má. Základní část stroje nese motor, většinu převodových, hnacích a ovládacích prvků a často i funkčních částí. S tím souvisí to, že tato základní část vyjde výrazně hmotnější než zbytek stroje dosud označovaný jako výkyvná náprava. Hranice *MMV* větší než k_{10} zahrnuje téměř všechny dosud zkonstruované případy a prakticky omezuje použití oblasti, ve které hmotnosti obou částí stroje jsou blízké. Nikoliv principiální, ale konstrukční a praktické důvody podporují dodržování této zásady. Spojení přibližně stejně hmotných částí by vyžadovalo, aby natáčecí čep (rovnoběžný se směrem pojezdu) byl dimenzován na velké silové účinky působící jeho ohyb. Při blízkých hmotnostech obou částí stroje by vyšly většinou i délkové geometrické rozměry obou částí blízké. Osvědčené konstrukce však vyžadují pro umístění motoru, kabiny a ostatních prvků (soustředěných vždy v hlavní části stroje) větší délkový prostor, což je v principu v rozporu s koncepcí, u které by *MMV* bylo blízké hranici 1.

Klasická koncepce stroje, u kterého jeho hlavní část spojená s hnacími prvky je hmotnější, vede přirozeně u většiny strojů k tomu, že nese hnací nápravu, což je pro průjezdnost stroje často výhodné. Toto hledisko opět nabádá k tomu, aby jedna z částí stroje byla výrazně hmotnější než druhá. Navíc je výraznější hmotnost té části stroje, ve které je umístěna kabina, příčinou nižších úhlových zrychlení obsluhy, a tedy většího pohodlí. Ze všech těchto důvodů, ne zcela jednoznačných, ale spíše určujících tendence výhodnějších vlastností, je kontrolu *MMV* účelné zavést.

Kromě dosud uvažovaných parametrů byl zkoumán také vliv *M* a *CLPV*, tj. celkové hmotnosti stroje a tuhosti pneumatik výkyvné nápravy, které je možné souhrnně zahrnout do společných parametrů, kterému jsou vlastní frekvence *FNL*, *FNp*, *FNV*, *FZ*, *FTL* a *FFI*.

Všechny uvedené vlastní frekvence jsou růstem hmotnosti *M* snižovány. V daném případě se zjistilo, že růst hmotnosti působí pokles hodnot dynamických součinitelů i všech čtyř sledovaných zrychlení, a tím i veličiny *SDG*. Přitom ostatní veličiny, tj. amplitudy pohybu, zůstávají téměř konstantní (tj. nestoupají). Takový závěr snižuje důvody pro omezení dolních mezí vlastních frekvencí. Je třeba si však uvědomit, že vlastní frekvence jsou ovlivňovány i dalšími veličinami, nikoliv pouze *M*. Dále je třeba respektovat to, že důležitý význam na amplitudy pohybu i ostatní veličiny má tlumení, jež se při řešení uvažuje zjednodušeným způsobem, který nemusí plně odpovídat skutečnosti. Uvedená zjištění podporují názor, že vlastní frekvence je možné při vhodném tlumení dále snižovat. Klasické provedení podvozku (tj. odpružení pouze pneumatikami, tedy bez tlumičů) má však v oblasti nízkých frekvencí značná praktická omezení, která by zavedení dolní meze vlastních frekvencí mělo respektovat. Pokud se zjistí (např.

z experimentálních výsledků s provedením podvozku s tlumiči), že snížení vlastních frekvencí je přípustné a výhodné, bude pak účelné dolní hranice frekvencí pro tyto případy snížit.

Výsledky řešení vlivu *CLPV* v dílčí oblasti důsledků se projevují obdobně jako u *M*. Odchylna je hlavně v tom, že růst tuhostí *CLPV* (odpovídá poklesu příslušné hmotnosti) snižuje kývání výkyvné nápravy a částečně i vertikální pohyb těžiště. Pokles tuhosti *CLPV*, tedy i vlastních frekvencí (*FNV*, *FZ*, *FTL*), zvyšuje amplitudy pohybu, když není doprovázen příslušným zvýšením tlumení (tedy u klasického provedení podvozku), a je proto v principu účelné dolní přípustnou hranici omezovat i z tohoto hlediska. Detailněji bylo o vlivu vlastních frekvencí zjištěno, že dynamické účinky se stoupajícími frekvencemi *FNL*, *FNP*, *FNV* výrazně stoupají. Růst těchto frekvencí se v dynamických účincích projevuje nepříznivě. Amplitudy pohybů stroje se naopak s růstem frekvencí *FNL*, *FNP*, *FNV* snižují. Na základě výsledků modelování pojezdu je možné určit hrubé rozmezí frekvencí, jehož překročením v horní hranici lze očekávat příliš vysoké dynamické účinky a naopak pod dolní hranicí budou pohyby částí stroje při jízdě terénem nadměrné. Hodnocení není jednoznačné a je nutné dodržet i další kritéria, aby byl výsledek vyhovující.

K hodnotám *FNL* a *FNP* by mělo být stanoveno rozmezí, které lze ohraničit konstantami k_{11} a k_{12} , popř. k_{13} jako zcela krajní ($k_{13} > k_{12} > k_{11}$). Hodnoty *FNV* mohou být o něco vyšší než *FNL* a *FNP* (buzení na výkyvnou nápravu se uplatňuje jako průměr a navíc výkyvná náprava méně ovlivňuje dynamické účinky základní části konstrukce). Opět by mělo být stanoveno přípustné rozmezí ohraničené konstantami k_{14} a k_{15} , popř. k_{16} jako zcela krajní hodnota ($k_{16} > k_{15} > k_{14}$). U hodnot *FNL*, *FNP*, *FNV* je třeba přísněji dodržovat horní hranice a spodní hranice považovat spíše za ukazatele možných závad plynoucích z nadměrných pohybů (hranice zde nejsou jednoznačné z důvodů uvedených dříve).

Kromě frekvencí *FNL*, *FNP* a *FNV* (vlastní frekvence fiktivního stroje — Souček, 1977), které je třeba chápat jen jako ukazatel poměru mezi zatížením kol a tuhostí jejich pneumatik (bez ohledu na prostorové rozmístění hmotnosti stroje), je účelné brát v úvahu i skutečné vlastní frekvence *FZ*, *FTL*, *FFI*. Za určitých podmínek, které jsou u skutečných konstrukcí často splněny, je frekvence *FZ* významná především z hlediska pohybu těžiště stroje ve svislém směru, frekvence *FTL* z hlediska natáčení stroje ve svislé podélné rovině a *FFI* z hlediska natáčení stroje ve svislé příčné rovině. Hrubě přibližně je možné předpokládat, že vlastní frekvence *FZ* stoupá se součtem tuhostí všech pneumatik stroje a klesá s hmotností. *FTL* stoupá rovněž se stoupajícími tuhostmi všech pneumatik, přitom se více uplatní tuhosti pneumatik té nápravy, ke které je těžiště blíže. *FTL* klesá s růstem *IYL*, *FFI* stoupá při malém bočním vyosení těžiště (nízkém *EB*) převážně s tuhostí pneumatik pevné nápravy a klesá s rostoucím *IXB*. Jak bylo uvedeno, všechny frekvence klesají s růstem celkové hmotnosti stroje. Je zřejmé, že ukazatelé *FZ*, *FTL*, *FFI* zahrnují více vlivů, a jsou tedy širším ukazatelem než jednotlivé parametry stroje. Tuto přednost není však účelné přeceňovat (nelze jimi jednoznačně nahradit ostatní méně obsažné ukazatele).

Dynamické účinky se stoupajícími vlastními frekvencemi *FZ*, *FTL*, *FFI* (vlivem rostoucích tuhostí pneumatik a klesající hmotnosti) se vesměs zhoršují (vyjádřeno zrychlením těžiště a hodnotami dynamických součinitelů). Naopak vertikální pohyb těžiště a úhly natočení ve svislé podélné a příčné rovině zůstávají beze změny nebo se zmenšují. K frekvenci *FZ* by mělo být stanoveno rozmezí ohraničené konstantami k_{17} a k_{18} (popř. krajní hodnotou k_{19}). Obdobné rozmezí by se mělo požadovat také u *FTL* (hranice dané konstantami k_{20} a k_{21}) a *FFI* (hranice k_{22} a k_{23}). Při uvažování *FTL* je třeba respektovat současně velikost *IYL* (u *FFI* obdobně též *IXB*). Pokud *FTL* a *FFI* dosahují příliš vysokých hodnot, je obvykle účelné snižovat je snížením tuhosti pneumatik a naopak při

příliš nízkých hodnotách bývá vhodné usilovat o snížení hodnot I_{YL} a I_{XB} . Rovněž v oblasti horních hranic FTL a FFI je možné využívat I_{YL} a I_{XB} (tj. navrhovat jejich zvýšení např. zmenšením rozchodu, resp. rozvoru), ale pouze tehdy, jsou-li hodnoty I_{YL} a I_{XB} velmi nízké (pod jejich dolní doporučenou hranici). Jak plyne z teoretického rozboru, je třeba u případů se čtyřmi stupni volnosti (tehdy, když hmotnost výkyvné nápravy nebo její rozložení nemá zanedbatelný účinek na celý stroj) uvažovat kromě skutečných vlastních frekvencí FZ , FTL , FFI také frekvenci $FFIV$, tj. vlastní frekvenci natáčení výkyvné nápravy ve svislé příčné rovině. Ta roste s tuhostí pneumatik výkyvné nápravy a klesá s hmotností součástí spojených s výkyvnou nápravou a s veličinou $IXVBV$.

Dynamické účinky se stoupající vlastní frekvencí $FFIV$ (především vlivem rostoucích tuhostí pneumatik) stoupají (vyjádřeno hodnotami dynamických součinitelů a úhlovým zrychlením nápravy). Naopak úhly natáčení nápravy kolem podélné osy s rostoucí frekvencí $FFIV$ klesají. Je třeba doporučit, aby frekvence $FFIV$ neklesala pod hranici, kterou označíme k_{24} . Při hodnotách nižších bude docházet k většímu kývání součástí stroje spojených s výkyvnou nápravou ve svislé rovině kolmé na směr jízdy. V takovém případě je účelné dosáhnout zvýšení $FFIV$ snížením momentu setrvačnosti součástí spojených s nápravou (k podélné ose) při zachování nebo zvětšení rozchodu kol výkyvné nápravy. Zvýšení $FFIV$ se dosáhne také zvětšením tuhosti pneumatik výkyvné nápravy. Tento způsob je však účelné využít tehdy, když to vyplývá i z jiných hledisek. Z výsledků zrychlení výkyvné nápravy, plynoucích z jejího natáčení kolem podélné osy a z dynamických součinitelů na této nápravě vyplývá, že u strojů s adaptéry (případy se čtyřmi stupni volnosti) je účelné omezovat i horní vlastní frekvenci $FFIV$ (označíme ji k_{25}). Její růst zhoršuje dynamické poměry. Prakticky se tento zhoršený stav uplatní, když výkyvná náprava nese adaptér. Pak jeho pracovní funkce může být ovlivňována úhlovým zrychlením. Navíc je nutné na vznikající zrychlení odpovídajícím způsobem dimenzovat součásti adaptéru.

ZÁVĚR

Z uvedených konkrétních i obecných výsledků je zřejmé, že modelováním získané podklady umožnily vypracovat soubor vyčerpávajících hledisek k posuzování konstrukcí samojízdných zemědělských strojů z hlediska jejich dynamických a kinematických vlastností při jízdě po nerovném povrchu. V rámci výzkumných prací VÚZS byly z modelování pojezdu číselně určeny také konstanty k_1 až k_{25} , které umožňují široké praktické využití celé metody při konstrukci samojízdných strojů 6. 5LP ve výrobních podnicích zemědělského strojírenství. Z praktických zkušeností se zjištěnými podklady a po experimentálním ověření na skutečných strojích bude možné uvedené metody všeobecně využívat k posouzení návrhu samojízdných strojů, tj. před výrobou funkčního modelu.

Použitá označení

i_x	— poloměr setrvačnosti stroje příslušný momentu setrvačnosti I_x (m)
i_y	— poloměr setrvačnosti stroje příslušný momentu setrvačnosti I_y (m)
i_{xV}	— poloměr setrvačnosti výkyvné nápravy příslušný momentu I_{xV} (m)
l	— rozvor stroje (m)
b	— rozchod kol pevné nápravy (m)
b_v	— rozchod kol výkyvné nápravy (m)
v	— vzdálenost těžiště stroje od výkyvné nápravy (m)
z	— posuvy těžiště stroje ve svislém směru (m)
θ	— natočení sklizeče ve svislé podélné rovině (rad)
$\varphi(\varphi_v)$	— natočení sklizeče (výkyvné nápravy) ve svislé příčné rovině (rad)
Z	— amplitudy pohybu těžiště (cm)

<i>TL</i>	– rozdíl polohy přední a zadní nápravy působený natočením stroje ve svislé podélné rovině (cm)
<i>FB</i>	– rozdíl polohy levého a pravého kola pevné nápravy působený natočením stroje ve svislé příčné rovině (cm)
<i>FV</i>	– rozdíl polohy levého a pravého kola výkyvné nápravy působený natočením nápravy ve svislé příčné rovině (cm)
<i>A</i>	– zrychlení těžiště stroje (násobky zemského zrychlení)
<i>AT, AF, AV</i>	– zrychlení příslušná pohybům <i>TL</i> , <i>FB</i> , <i>FV</i> (násobky zemského zrychlení)
<i>VL</i>	– poměr vzdálenosti těžiště od výkyvné nápravy k rozvoru
<i>EB</i>	– poměr konstrukčního vyosení těžiště k ose souměrnosti stop kol a rozchodu kol pevné nápravy
<i>IYL</i>	– poměr poloměru setrvačnosti stroje k příčné ose jdoucí těžištěm (k vodorovné ose kolmé na směr jízdy) a rozvoru
<i>IXB</i>	– poměr poloměru setrvačnosti stroje k podélné ose jdoucí jeho těžištěm (rovnoběžné se směrem jízdy) a rozchodu kol pevné nápravy
<i>FNL</i>	– ukazatel charakterizující zatížení levého kola pevné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatiky levého kola (Hz)
<i>FNP</i>	– ukazatel charakterizující zatížení pravého kola pevné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatiky pravého kola (Hz)
<i>FNV</i>	– ukazatel charakterizující zatížení kol výkyvné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatik výkyvné nápravy (Hz)
<i>FZ</i>	– vlastní frekvence charakterizující pohyb těžiště stroje ve svislém směru (Hz)
<i>FTL</i>	– vlastní frekvence charakterizující natáčení stroje ve svislé podélné rovině (Hz)
<i>FFI</i>	– vlastní frekvence charakterizující natáčení stroje se svislé rovině kolmé na směr jízdy (Hz)
<i>FFIV</i>	– vlastní frekvence charakterizující natáčení výkyvné nápravy ve svislé rovině kolmé na směr jízdy (Hz)
<i>IXVBV</i>	– poměr poloměru setrvačnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených k ose jdoucí těžištěm, rovnoběžné se směrem jízdy a rozchodu kol výkyvné nápravy
<i>MMV</i>	– poměr hmotnosti celého stroje k hmotnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených
<i>m, M</i>	– celková hmotnost stroje (kg)
<i>m_v</i>	– hmotnost výkyvné nápravy (kg)
<i>CLP</i>	– konstanty pružin nahrazujících tuhost pneumatik pevné nápravy (Nm ⁻¹)
<i>CV, CLPV</i>	– konstanty pružin nahrazujících tuhost pneumatik výkyvné nápravy $CV = 2CLPV$ (Nm ⁻¹)
<i>DL, DP, DV</i>	– hodnoty dynamických součinitelů, tj. poměrů celkového a statického zatížení na levé kolo, pravé kolo a výkyvnou nápravu
<i>LST, PST, V</i>	– statické zatížení levého a pravého kola pevné nápravy a otočného bodu výkyvné nápravy (kN)

Literatura

- BRÁT, V. – BROUSIL, J.: Dynamika. Skripta ČVUT, Praha 1971.
- SOUČEK, Z.: Model pojezdu samohodného sklizeče píce. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 1, s. 1-20.
- SOUČEK, Z.: Metoda měření a registrace půdních nerovností, použitelná k modelování pojezdu zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 6, s. 327-339.
- SOUČEK, Z.: Výsledky měření profilů nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 631-648.
- SOUČEK, Z.: Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu. Zeměd. Techn., 23, 1977, č. 11, s. 627-638.
- SOUČEK, Z.: Modellierung der Fahrt selbstfahrender Landmaschinen. 2. Kolloquium „Zuverlässigkeit und ekonomischer Materialeinsatz bei Landmaschinen“, Teil I. 1973.

Došlo dne 24. 7. 1978

СОУЧЕК, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Холдов). Результаты моделирования движения самоходных сельскохозяйственных машин по естественной неровной поверхности. Земед. Техн., 24, 1978 (11) : 685-703.

В работе приводятся результаты решения движения самоходных сельскохозяйственных машин, полученные на аналоговой вычислительной машине. Было установлено влияние без-

размерных параметров машин, характеризующих положение центра тяжести, распределения массы и твердости шин на силовое воздействие и поведение машин (ускорение и движение центра тяжести и поворот в продольной и поперечной плоскости). Внедрен способ оценки отдельных параметров с точки зрения динамических и кинематических свойств машин во время движения по естественной неровной поверхности.

моделирование при помощи вычислительных машин; динамика сельскохозяйственных машин

SOUČEK, Z. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Results of Modelling the Travel of Self-propelled Agricultural Machines in Uneven Terrain*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11) : 685-703.

The author presents the results obtained with modelling the travel of self-propelled agricultural machines on an analogue computer. He investigated the influence of dimensionless parameters of the machine which characterize the position of the centre of gravity, the distribution of mass and the rigidity of the tyres on the force effects and behaviour of the machine (acceleration and shift of the centre of gravity, and turning along its longitudinal and transversal axis). The author elaborated a method of assessing the different parameters from the aspect of dynamic and kinematic properties of the machines moving on an uneven terrain.

computer modelling; dynamic parameters of agricultural machines

SOUČEK, Z. (Forschungsinstitut für Landwirtschaftsmaschinen, Praha-Chodov): *Ergebnisse des Modellverfahrens des Laufes selbstfahrender Landwirtschaftsmaschinen auf natürlich unebener Oberfläche*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (11) : 685-703.

Es werden die mit Hilfe eines Analogrechners gewonnenen Ergebnisse des Laufes selbstfahrender Landwirtschaftsmaschinen angeführt. Der Einfluß der dimensionslosen, die Lage des Schwerpunktes, ferner die Verteilung der Masse und die Reifenhärte charakterisierenden Maschinenparameter auf die Kraftwirkungen und das Maschinenverhalten (Beschleunigung und Bewegung des Schwerpunktes und Schwenkung in länglicher sowie queren Ebene) wurden festgestellt. Es ist eine Beurteilungsweise der einzelnen Parameter vom Standpunkt der dynamischen und kinematischen Maschineneigenschaften beim Fahren auf einer natürlich unebenen Oberfläche eingeführt.

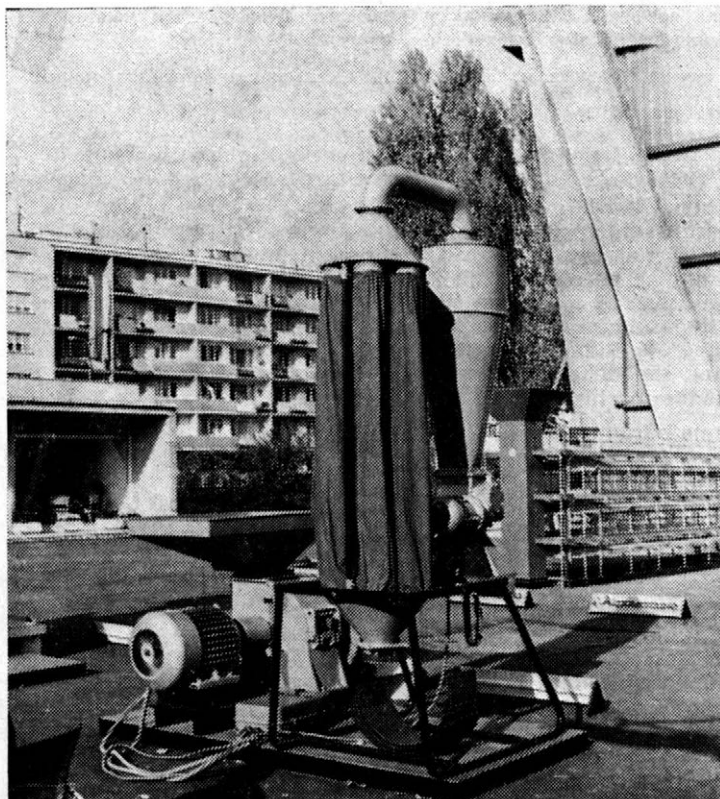
Modellieren mit Hilfe von Rechenanlagen; Dynamik landwirtschaftlicher Maschinen

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

Rukopis odevzdán k tisku 22. 9. 1978 — Podepsáno k tisku 1. 12. 1978

Šrotovník FČ-1-2500



rozmělnuje všechny druhy koncentrovaných krmiv technicky naprosto bezpečně a bezprašně. Výkon 1500–3000 kg h⁻¹, elektromotor o výkonu 22 kWh. Obsluha 1 dělník.

Vývozce:

PZO Agromachinimpex

Bulharsko, Sofia

ul. St. Lepoeva 1

telefon: 22 30 94

telex: 022 653

O další informace se obraťte laskavě na Bulharskou obchodní misi v ČSSR, Praha 1, Krakovská 6, telefon 26 43 06.

Agromachinimpex



Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově	641
Grečenko A.: Měření tahových vlastností terénních vozidel — měřené veličiny	643
Knaifl O.: Optimalizace konstrukčních parametrů zemědělských strojů	661
Kupr J., Melkus K.: Kinematické poměry rozmetacích jednotek s pří- mými lopatkami	675
Souček Z.: Výsledky modelování pojezdu samojízdných zemědělských stro- jů po přirozeném nerovném povrchu	685

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Измерение тяговых свойств вездеходов — измеренные величины	660
Кнайфл О.: Оптимизация конструкционных параметров сельскохозяйствен- ных машин	673
Купр Й., Мелкус К.: Кинематический режим разбрасывателей с пря- мыми лопастями	684
Соучек З.: Результаты моделирования движения самоходных сельскохо- зяйственных машин по естественной неровной поверхности	702

CONTENTS

Grečenko A.: Measuring the Traction Properties of Terrain Vehicles — Measured Quantities	660
Knaifl O.: Optimum Construction of Parameters of Agricultural Machines	674
Kupr J., Melkus K.: Kinematic Relationships of Manure Spreaders with Radial Beaters	684
Souček Z.: Results of Modelling the Travel of Self-propelled Agricultural Machines in Uneven Terrain	703

INHALT

Grečenko A.: Messungen der Zugeigenschaften bei Geländefahrzeugen — gemessene Größen	660
Knaifl O.: Optimierung der Konstruktionsparameter bei Landwirtschafts- maschinen	674
Kupr J., Melkus K.: Kinematische Verhältnisse der mit direkten Schau- feln versehenen Streueinheit (A)	684
Souček Z.: Ergebnisse des Modellverfahrens des Laufes selbstfahrender Landwirtschaftsmaschinen auf natürlich unebener Oberfläche	703



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