

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 23 (I)
PRAHA
LISTOPAD 1977
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Rídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, CSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, Jan Květoň, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Piša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1977

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů 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. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■

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

■

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

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

Letos uplynulo 25 let od doby, kdy byl založen Výzkumný ústav zemědělských strojů. V prvním období své existence sídlil v Praze 8, Ocelářské ulici, od roku 1960 jsou objekty ústavu umístěny v Praze 4 – Chodově.

Na začátku se v ústavu řešily úkoly vývojové – konstrukce základních strojů pro potřebu kolektivizovaného zemědělství. Konstrukční kanceláře podniků se teprve zakládaly. Rovněž podmínky pro výzkumnou práci nebyly v prvních letech uspokojivé, nebyly měřicí přístroje, pracně se budovaly laboratoře a pracovníků schopných výzkumné práce bylo velice málo. Teprve postupně, až po přesídlení ústavu do Chodova, se podmínky podstatně zlepšily a počet výzkumných úkolů v plánu technického rozvoje podstatně stoupl.

Vzhledem k pokroku, integraci a úbytku pracovních sil v zemědělství je stavba nových vysoce výkonných, převážně samojízdných strojů stále složitější a vyžaduje velmi dobrou teoretickou přípravu a maximální množství podkladů a hodnocení před vlastním projektováním stroje.

Několik příspěvků v tomto čísle, věnovaném Výzkumnému ústavu zemědělských strojů, se zabývá problematikou teoretického zjišťování podkladů pro různé oblasti projekce zemědělských strojů.

Práce ing. Z. Součka, CSc., „Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu“ se zabývá velmi závažnou otázkou, kterou musí projektant samojízdných strojů především brát v úvahu, a to je problematika parametrů, které ovlivňují chování stroje při pojezdu po přirozeně nerovném povrchu. Navazuje na příspěvek uveřejněný v roce 1976, v němž byla řešena forma matematického modelování pojezdu.

Tento článek se zabývá experimentálním ověřením, protože je nutné, aby matematická formulace odpovídala skutečnosti.

Z experimentálních výsledků vyplývá, že byl splněn základní předpoklad teoretického řešení pojezdu, to je, že rám stroje je považován ve srovnání s tuhostí pneumatik za dokonale tuhý.

Z matematické formulace vyplývají parametry, které určují chování stroje při jízdě na nerovném povrchu.

Právě tak jako v ostatních zemích světa, i v Československu jsou samosběrací vozy značně rozšířené a oblíbené. Poněvadž se v ústavech a ve výrobních podnicích konstruuji další výkonnější typy, je do tohoto čísla zařazen článek ing. Z. Vraného a ing. L. Trnky, CSc., „Energetické poměry samosběracích vozů“. Obsahem práce je rozbor energetických měření samosběracích vozů, zvláště z hlediska pevných a pohyblivých nožů různého tvaru při sběru různých druhů materiálů o různé vlhkosti. K měření bylo použito dvou samosběracích návěsů o různé nosnosti, a to NTVS-4 a NVVS-7.

V článku jsou uvedeny vzájemné závislosti na počtu nožů a průchodnosti a analyzovány vlivy pohyblivých a pevných nožů. Zároveň byl stanoven vliv rychlosti na energetickou náročnost a další vzájemné vztahy.

Ing. O. Knaifl, CSc., se ve svém příspěvku „Torzní vibrace pohonů zemědělských strojů“ zabývá opět matematickým modelováním.

Tématem práce je navržení matematického modelu, který charakterizuje dynamické chování stroje i budících silových účinků při ustáleném stavu.

Tato metoda – vyšetřování vnitřní dynamiky – umožňuje optimalizovat konstrukční parametry z hlediska pevnosti a životnosti a je aplikovatelná na různých variantách pohonů zemědělských strojů. Je možné říci, že v článku uvedená metodika hodnocení konstrukčních parametrů pohonu zemědělských strojů z hlediska odolnosti proti vibracím je základní a umožňuje zásadně posoudit navrhovaný systém pohonu.

Práce ing. N. G o v o r u c h i n a a ing. J. K u p r a, CSc., „Pevnostní řešení rámu návěsu“ se zabývá konfrontací výpočtu a následného měření namáhání složitěho rámu rozmetadla chlévské mrvy typu RM-10 – Agrostroj Pelhřimov (nosnost 10 tun).

Při složitých rámových konstrukcích dnešních vysoce výkonných zemědělských strojů je nutné hledat takové řešení, aby rám byl dostatečně tuhý, provozně spolehlivý, při minimální spotřebě materiálu.

V tomto případě bylo pro řešení rovinného rámu použito metody idealizované prutové konstrukce. Výsledky měření doložily užitečnost předběžného pevnostního výpočtu rámu zemědělských strojů na číselném počítači, takže lze ještě ve fázi návrhu dělat potřebné změny. Tak je možné dosáhnout pevnostní vyváženosti všech prvků konstrukce rámu, což je podmínkou pro ekonomické využití materiálu.

Seti obilovin a travin do nezpracované půdy představuje novou technologii, která by po širokém ověření měla značně snížit náklady zmenšením počtu pracovních operací.

V ROSS Roudnice byla zahájena výroba secího stroje, který je vybaven přídatnou zátěží o hmotnosti 1700 kg. Touto zátěží se má dosáhnout požadované hloubky seti 6 cm i v silně utužených půdách.

Ing. K. Č a j č í k se ve své práci „Pracovní orgány pro seti do nezpracované půdy“ zabývá výzkumem různých typů pracovních orgánů, které by umožnily při stejné nebo lepší funkci snížit přídatnou potřebnou zátěž u vyráběných secích strojů pro seti do nezpracované půdy, osazených tříkotoučovými výsevnými botkami.

V rubrice se ing. D. H u t l a v článku „Rozvoj kombinovaných strojů pro zpracování půdy a seti v SSSR“ zabývá různými možnostmi tvorby kombinovaných strojů pro zpracování a přípravu půdy v podmínkách SSSR, při současném zapravování minerálních hnojiv a seti. V článku jsou uváděny druhy agregátů pro lehčí i těžší půdy, jak byly v SSSR vyvinuty a z části jsou již používány.

Některé práce zařazené v tomto čísle jsou dílčí, některé navazují na příspěvky již dříve publikované. Všechny práce a úkoly Výzkumného ústavu zemědělských strojů, ať jsou z oblasti základního výzkumu nebo výzkumu aplikovaného mají jeden společný cíl: zajistit pro budoucí uspořádání zemědělských závodů v naší republice vysoce výkonné a spolehlivé zemědělské stroje.

Ing. Dušan H u t l a

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

PARAMETRY SAMOJÍZDNÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ, URČUJÍCÍ DYNAMICKÉ A KINEMATICKÉ POMĚRY PŘI POJEZDU

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11): 627 – 638.

V práci jsou uvedeny experimentální výsledky, které dokazují, že základní předpoklad teoretického řešení pojezdu, podle kterého je rám samojízdného stroje považován za dokonale tuhý ve srovnání s tuhostí pneumatik, je dostatečně splněn. V další části práce je sestaven matematický model pojezdu, předpokládající čtyři stupně volnosti. Z matematické formulace vyplývají parametry (většinou bezrozměrné veličiny), které určují chování stroje při pojezdu po přirozeném nerovném povrchu.

měření; modelování; dynamika zemědělských strojů

Při konstruování samojízdných zemědělských strojů je velmi závažnou otázkou, které parametry ovlivňují chování stroje při pojezdu po přirozeném nerovném povrchu. Jednoznačně řeší tento problém metoda modelování pojezdu (Souček, 1976), resp. vhodná forma matematického modelu popisujícího pojezd po nerovném povrchu. Zde je ovšem důležité, aby matematická formulace odpovídala skutečnosti. Proto také byl experimentálně ověřen nejdůležitější předpoklad řešení.

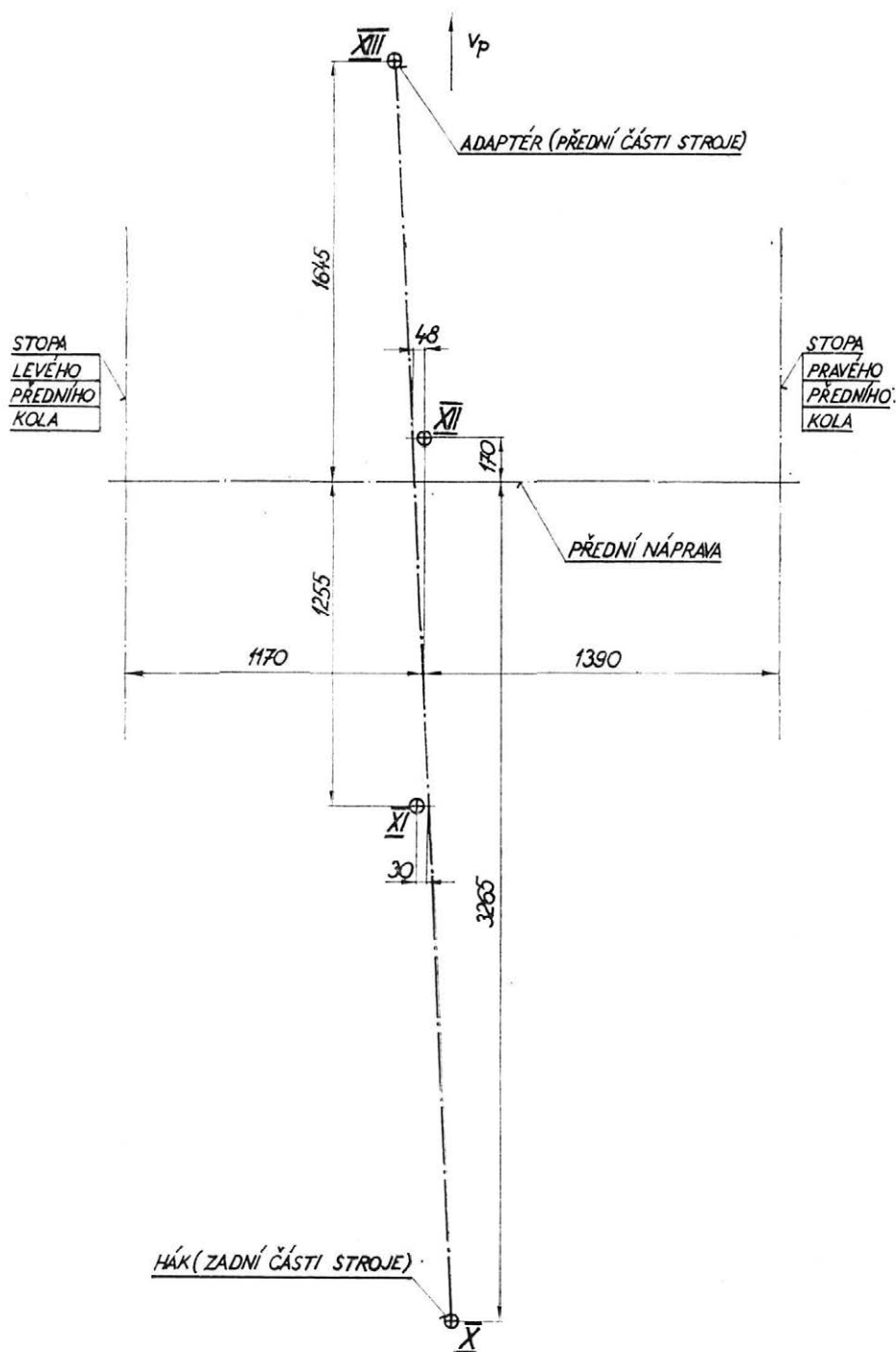
MĚŘENÍ ZRYCHLENÍ NA SKLÍZEČI SPS-420 K OVĚŘENÍ PŘEDPOKLADU TEORETICKÉHO ŘEŠENÍ

Nejzávažnějším předpokladem teoretického řešení pojezdu samojízdných zemědělských strojů, uvedeného v této práci, je to, že rám i nápravy jsou dokonale tuhé v porovnání s tuhostí pneumatik (tedy jediným pružným prvkem, se kterým se počítá, jsou pneumatiky). Tento předpoklad snižuje počet stupňů volnosti. Při volném kmitání se berou v úvahu jen nejnižší vlastní frekvence plynoucí z vertikálního pohybu těžiště stroje a natáčení kolem vodorovné podélné a příčné osy, související s pružením pneumatik. Předpokládá se, že vyšší frekvence mají dostatečný odstup (např. pětinašobek nebo výše), než mají vlastní frekvence uvedených základních pohybů. Nepřímým částečným důkazem o správnosti tohoto předpokladu je, že silové účinky např. na nápravách, zjišťované tenzometrickým měřením zemědělských strojů za provozních podmínek, mají výrazné frekvence jen v blízkosti vlastních frekvencí počítaných za uvedeného předpokladu (nejčastěji v rozmezí 2 až 3 Hz).

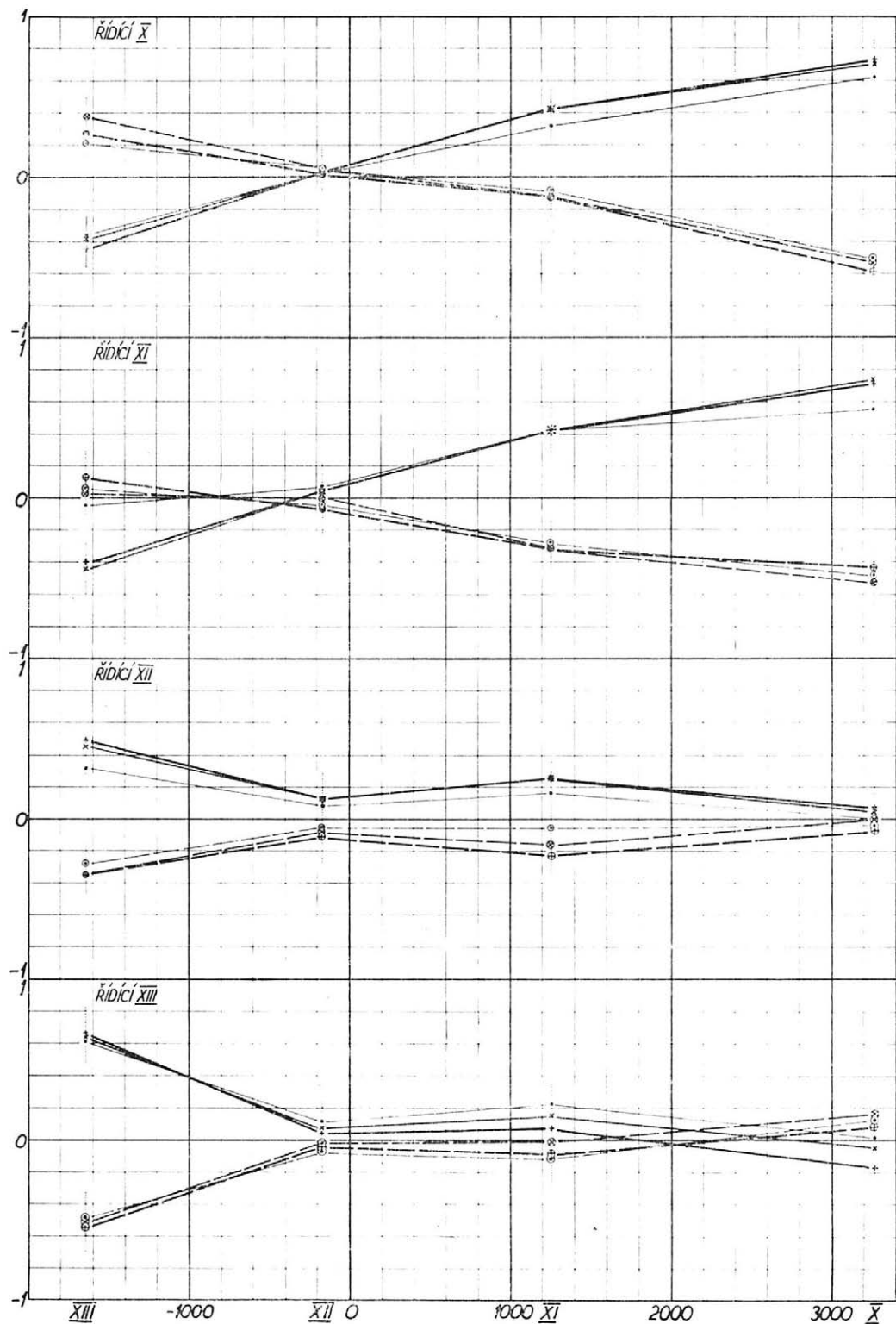
Je-li uvedený předpoklad splněn, pak musí platit, že např. vertikální zrychlení — jako základní zdroj dynamických účinků při pojezdu, na součástech stroje ležících na zvolené přímce — musí mít v každém okamžiku lineární průběh po délce zvolené přímky. Měřením zrychlení na typickém představiteli samojízdných strojů při pojezdu je tedy možné zavedený předpoklad experimentálně ověřit.

Proto jsme měřili svislá zrychlení snímači Bell a Howell, rozmístěnými po délce samojízdné sklízecí řezačky SPS-420 se sběracím adaptérem. Zvolili jsme podélné rozmístění, protože délka stroje převažuje nad šířkou a s tím souvisí i nižší tuhost stroje po jeho délce, a tedy možnost větších odchylek od zavedeného předpokladu. Snímače byly rozmístěny přibližně na přímce mírně odchýlené od roviny souměrnosti stop kol (obr. 1). Výškově byly umístěny přibližně stejně (vodítkem pro orientaci může být snímač X, který byl namontován 15 mm nad vnější stěnou tělesa zadního závěsného háku). Jak plyne z obr. 1, kde je čerchovaně naznačena spojnice snímačů X a XII, a z kontroly výškových odchylek, jsou odchylky polohy od ideálního přímkového rozmístění do 50 mm. Tyto odchylky vyplynuly z možností, které stroj poskytoval z hlediska montáže snímačů na konkrétní součásti dostatečně věrně sledující pohyb příslušné okolní skupiny součástí stroje. Přitom je nutné chránit snímače před poškozením tím, že nejsou montovány na stroj přímo, ale v přípravku, který převádí pohyb součástí stroje na snímač přes slabou, vhodně staženou molitanovou podložku (volen osvědčený dříve zavedený způsob). Spojení přenáší na snímač měřené zrychlení s frekvencemi až kolem 100 Hz; nepůsobí tedy na zrychlení v oblasti do 10 Hz a přitom chrání snímač před tvrdými náhodnými rázy, které by jej mohly porušit, a navíc by vyžadovaly volbu hrubého, tedy méně přesného rozsahu tenzometrického zesilovače. Součásti stroje, na které byly snímače připojeny, jsou vystaveny vibracím plynoucím z běhu motoru (s frekvencí nad 30 Hz), kterým odpovídá zrychlení v některých případech řádově stejné jako užitečná složka zrychlení působená transportem. Těmito zrychlením však nejsou vystaveny rozhodující hmotné části stroje, proto vyvolávají pro nosné části stroje zanedbatelné silové účinky. S tímto jevem souvisí známé zjištění, že namáhání náprav a rozhodujících částí rámu zemědělských strojů buď vůbec není těmito zrychleními ovlivněno, nebo se superponuje na základní nízkou frekvenci v zanedbatelné velikosti (např. do 10 % celkové velikosti základních kmitů, majících frekvenci do 3 Hz, působených transportem). To bylo zjištěno u řady typů zemědělských strojů. Uvedený jev se uplatnil rovněž při měření SPS-420 (současně se zrychlením se měřilo namáhání na mnoha místech odporovými tenzometry). Namáhání velmi výrazně souviselo jen s nízkofrekvenční složkou zrychlení. Vysokofrekvenční složka zrychlení se téměř neuplatnila, proto byla při vyhodnocení filtrována filtrem 5 až 10 Hz. Mezi oběma výsledky nebyl výrazný rozdíl, což svědčí o tom, že mezi 5 a 10 Hz se v měřeném signálu (ve shodě s předpokladem řešení) nevyskytovala žádná významná složka. Rozhodující složka zrychlení nemohla být ani mezi 10 až 15 Hz, protože použitý filtr 10 Hz při frekvenci 15 Hz propouští asi 30 % amplitudy signálu (při 20 Hz asi 6 %). Tyto úvahy dokazují, že filtrací nebyly potlačeny složky zrychlení, které rozhodují o dynamických silách, vyvozujiících nejvyšší hladiny namáhání součástí při transportu. K dalšímu zpracování byly použity jen výsledky vyhodnocení získané filtrací 10 Hz (obr. 2 a 3).

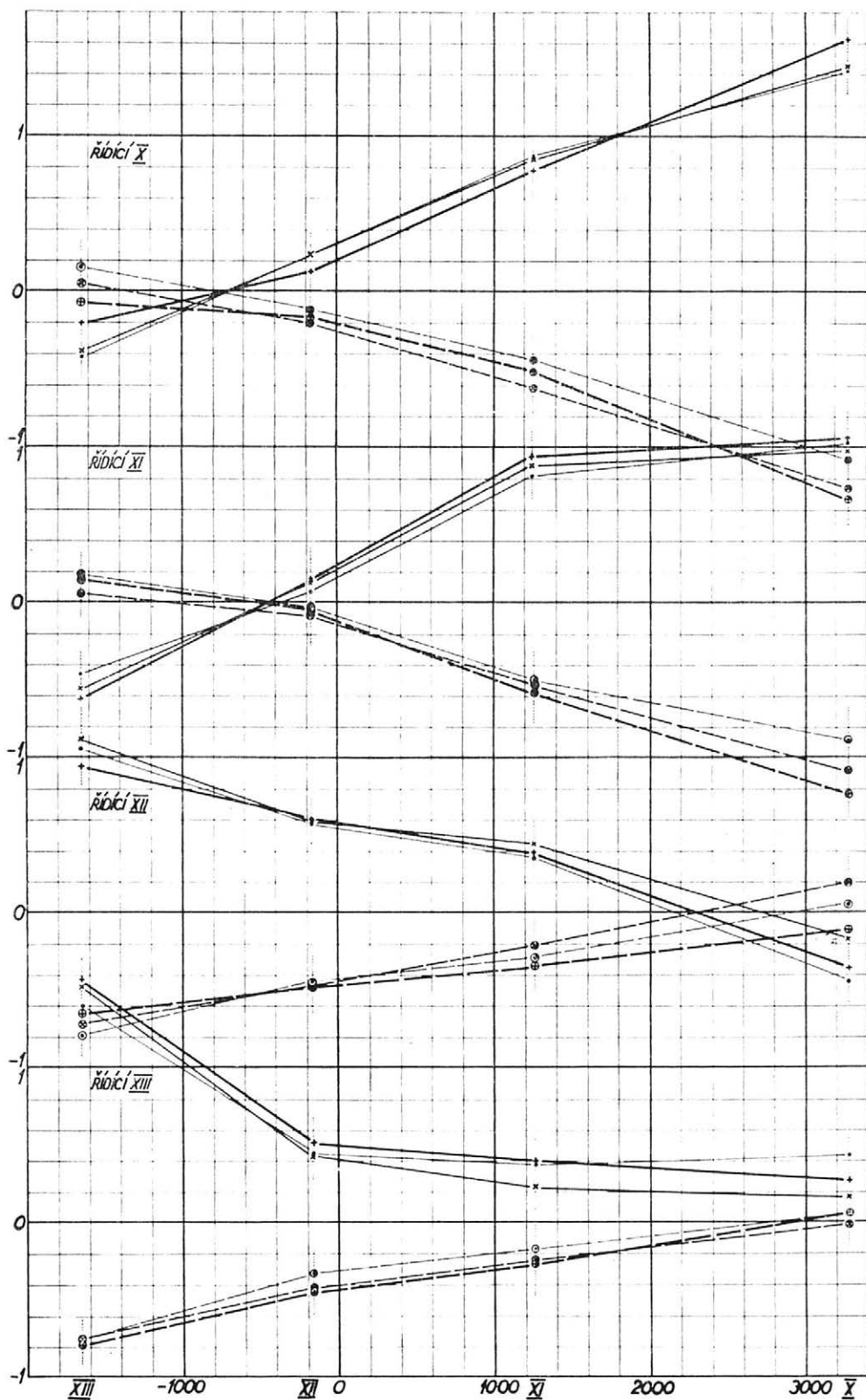
Na obr. 2 a 3 jsou vynesena zrychlení na jednotlivých místech stroje v závislosti na vzdálenosti od jeho přední nápravy. Vyhodnocení je uvedeno pro dvě měření (v obr. 2 pro nižší rychlost a v obr. 3 pro vyšší rychlost pojezdu) různorodé překážkové trati (polygonu) o délce 100 m, určené pro zkoušku životnosti stroje a nastavené tak, aby byly podmínky ekvivalentní skutečnému provozu. To zaručuje dostatečně široký frekvenční rozsah budících účinků. Uvedená měření jsou vyhodnocena pro okamžité současné hodnoty zrychlení X až XIII. Výběr časových okamžiků vyhodnocení byl zvolen tak, že postupně všechny veličiny X až XIII (v obr. 2 a 3 značeny jako řídící) dosahují extrémních hodnot



1. Schéma rozmístění snímačů zrychlení na samojízdné sklízecí řezačce — Diagram of the distribution of the transducers of acceleration on the self-propelled chopper harvester



Popisek k obrázku na str. 632



2. Závislost svislého zrychlení (na svislé ose — v násobcích zemského zrychlení) na jednotlivých místech stroje na vzdálenosti od přední nápravy (na vodorovné ose — v mm); SPS-420 při jízdě po překážkové trati rychlostí $4,3 \text{ km h}^{-1}$ (plně — maxima, čárkovaně — minima, + první extrém, X druhý extrém, ● třetí extrém). Čtyři uvedené případy odpovídají různým veličinám zvoleným jako řídící — The dependence of vertical acceleration (on vertical axis — in multiples of gravity acceleration) in individual places of the machine on the distance from the front axle (on horizontal axis — in mm) of the SPS-420 machine travelling on a track with hurdles at a speed of $4,3 \text{ km h}^{-1}$ (solid line: maximums, broken line — minimums, + first extreme, X second extreme, ● third extreme). The four cases mentioned correspond to different quantities chosen as guiding

3. Závislost svislého zrychlení na vzdálenosti od přední nápravy při jízdě rychlostí $6,0 \text{ km h}^{-1}$ (označení a bližší vysvětlení jako v obr. 2) — The dependence of vertical acceleration on the distance from the front axle during drive at a speed of $6,0 \text{ km h}^{-1}$ (marks and explanations as in Fig. 2)

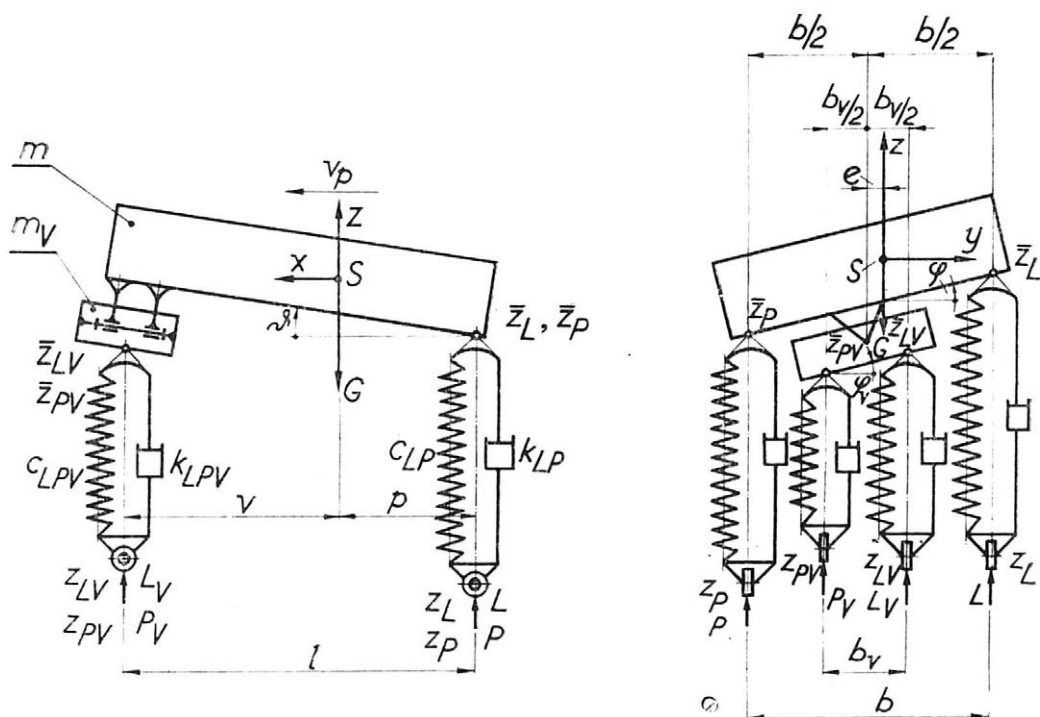
(maxim a minim). Navíc jsou pro každý zvláštní případ uvedeny vždy tři křivky odpovídající třem nejvyšším extrémům řídící veličiny. Tyto extrémy se vyhodnocují tak, že je mezi nimi vždy nejméně jeden průchod nulovou hodnotou. K registraci při měření byl použit měřicí magnetofon, takže uvedeným způsobem bylo možné vyhodnocení po digitalizaci analogočíslicovým převodníkem na číslicovém počítači pomocí programu na vyhodnocování současných hodnot.

Z obr. 2 a 3 je zřejmé, že přes obtíže, s kterými je měření a vyhodnocení zrychlení¹ na skutečných strojích spojeno a přes nižší přesnost s tím související, je průběh zrychlení po délce stroje poměrně dobře lineární ve většině případů. Je zajímavé, že i zrychlení XIII (na adaptéru) dobře odpovídá lineárnímu průběhu. Pouze v okamžiku, kdy XIII je řídící veličinou vyhodnocení, dochází k určitým odchylkám. Tento případ může způsobit vymezení vůlí ve spojení adaptéru se základní jednotkou, které způsobí určitý ráz uplatňující se pouze u méně hmotných částí adaptéru. Případ však není rozhodující, protože zrychlení v místě XIII v tomto případě nedosahuje výrazně vyšších hodnot než v případě, kdy řídící veličinou bylo zrychlení XII a kdy předpoklad lineárního průběhu zrychlení po délce stroje je i pro veličinu XIII dost dobře splněn. Z těchto výsledků zřejmě plyne, že rám stroje může být při modelování pojezdu považován jako dokonale tuhý ve srovnání s tuhostí pneumatik. Tento předpoklad dostatečně vyhovuje při hrubších požadavcích na přesnost modelování pojezdu, jakou požadujeme u podkladů pro posouzení parametrů stroje z hlediska jeho dynamických a kinematických vlastností při pohybu v terénu nebo pro fyzikálně podložený pevnostní výpočet v době návrhu stroje, kdy jde především o správnou koncepci pevnostního řešení.

Kontrolovali jsme pouze jeden (podle odhadu typický) případ. U nových samojízdných strojů se projevuje tendence používat nízkotlaké pneumatiky s nízkou tuhostí, u kterých lze očekávat ještě lepší souhlas se zavedeným předpokladem. Je však přesto třeba v konkrétních případech aplikací metody modelování zvažovat, zda kromě pneumatik nebyl použit jiný výrazně poddajný konstrukční prvek (např. závěs adaptéru obsahující pružiny) nebo prvek s výraznou vůlí a ten pak v modelu rovněž uplatnit.

Jedním z vedlejších závěrů plynoucích z obr. 2 a 3 je porovnání úrovně zrychlení v různých částech stroje (přibližně v podélné rovině procházející těžištěm). Kolem těžiště stroje (mezi místy XI a XII) je velmi nízká úroveň zrychlení (prakticky do $0,6 \text{ g}$), zatímco v krajních bodech stroje dosahuje hodnot asi 2,7krát vyšších (asi $1,6 \text{ g}$). Tento výsledek názorně dokazuje, že úvahy zabývající se dynamickými jevy při pojezdu strojů a beroucí v úvahu pouze zrychlení těžiště jsou značně vzdáleny od skutečnosti, neboť rozhodující části strojů jsou podrobeny podstatně vyšším zrychlením působeným kýváním stroje.

V náhradním schematu modelu stroje (obr. 4) je směr jízdy určen vektorem pojízdní rychlosti v_p . Funkční, hnací a ovládací prvky stroje (včetně motoru a kabiny řidiče) jsou spojeny se zadní nápravou (dále označována jako pevná náprava). Menší část hmotnosti stroje je spojena s výkyvnou nápravou (nese pracovní výměnné prvky stroje). Součásti výkyvné nápravy jsou rozmístěny souměrně vůči ose naklápění. Součásti stroje spojené s pevnou nápravou jsou rozmístěny nesouměrně. To působí excentrickou polohu těžiště stroje jako celku. Excentricita vůči rovině souměrnosti stop předních a zadních kol je e . V bodě S je těžiště celého stroje. Náhradní případ uvažovaný při řešení vychází z představy, že hmotnost výkyvné nápravy (m_v) je soustředěna v její ose naklápění (tedy m je hmotnost celého stroje). Navíc se počítá s tím, že moment setrvačnosti výkyvné nápravy k ose jde jejím těžištěm I_{xv} . Moment setrvačnosti I_y zahrnuje celý stroj a I_x obsahuje rovněž celou hmotnost, ale tak, že výkyvná náprava je jako hmotný bod soustředěna ve své ose naklápění.



4. Model samojízdného zemědělského stroje s hmotnou výkyvnou nápravou, umístěnou vpředu – Model of a self-propelled machine with a swinging axle situated in the front

Předpokládají se čtyři stupně volnosti. Je respektován vertikální pohyb těžiště (z), natáčení (ϑ) celého stroje kolem vodorovné příčné osy y (kolmé na směr jízdy) procházející těžištěm (tedy natáčení ve svislé podélné rovině stroje), natáčení (φ) kolem podélné osy procházející těžištěm (natáčení ve svislé příčné rovině kolmé na směr jízdy) a natáčení (φ_v) součástí spojených s výkyvnou nápravou kolem podélné osy procházející těžištěm výkyvné nápravy (natáčení v rovině kolmé na směr jízdy kolem čepu výkyvné nápravy).

Řešení předpokládá, že rám i nápravy stroje jsou dokonale tuhé (v porovnání s tu-

hostí pneumatik). Měřením zrychlení na typickém představiteli samojízdných strojů bylo v první části práce zjištěno, že zavedený předpoklad s dostatečnou přesností platí. Tedy jediným pružným prvkem jsou pneumatiky. Ty jsou ve schématu nahrazeny lineárními pružinami s paralelním viskózním tlumičem. Předpokládá se, že tlumící síly budou úměrné rychlosti deformace pružiny. Dále se předpokládá, že tuhost pneumatik se nemění s tvarem nerovnosti. Uvažuje se tuhost pneumatik zjištěná staticky na rovném tuhém povrchu. Rovněž tlumení se předpokládá nezávislé na tvaru nerovnosti a kvalitě povrchu. Některé z těchto předpokladů neodpovídají plně skutečnosti. Nejsou však zatím dostatečné podklady k dokonalejšímu vystižení těchto jevů. Poměrně dobře je splněn předpoklad o linearitě deformační charakteristiky pneumatiky. To potvrzují vlastní experimentální podklady i podklady z literatury. Také teoretické zpracování deformačních charakteristik pneumatik ukazuje, že odchylky od lineárního průběhu nejsou podstatné. Tyto a další dříve uvedené vlivy (včetně deformačních vlastností půdy) byly již posouzeny dříve (Souček, 1975).

Aby mohlo být souhrnně ověřeno teoretické řešení za uvedených předpokladů, je ve zmíněném článku uvedeno řešení se třemi stupni volnosti (tedy jednodušší případ než je zde) konkrétního případu, kde budícím účinkem byla jednorázová sinusová půlvlna. Výsledky řešení byly porovnány s výsledky měření na skutečném stroji, který přejížděl bočníkový výstupek. Z hodnocení tohoto porovnání plyne, že základní fyzikální jev, probíhající na reálném stroji a na modelu, má kvalitativně stejný původ. I po kvantitativní stránce, při zvážení některých důvodů odchylek, byla shoda vyhovující.

Rovnice rovnováhy pro svislé vnější síly, působící na samojízdný zemědělský stroj a momentové rovnice těchto sil (k těžišti celého stroje) v průmětu do svislé podélné a příčné roviny a momentová rovnice výkyvné nápravy, jsou:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 z}{dt^2} &= L + P + L_V + P_V - G \\ I_y \frac{d^2 \vartheta}{dt^2} &= (L_V + P_V) v - (L + P) p \\ I_x \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= L \left(\frac{b}{2} - e \right) - (L_V + P_V) e - P \left(\frac{b}{2} + e \right) \\ I_{xV} \frac{d^2 \varphi_V}{dt^2} &= L_V \frac{b_V}{2} - P_V \frac{b_V}{2} \end{aligned} \quad (1)$$

Pro reakci např. na levé kolo pevné nápravy platí

$$L_f = c_L (z_L - \bar{z}_L) - k_{LP} (\bar{z}_L' - z_L') \quad (2)$$

Obdobné rovnice platí pro reakce na ostatní kola. Abychom mohli respektovat možnosti odskoku kola od podložky (nelineární prvek v řešení), je třeba počítat s podmínkou:

$$\text{jestliže } L_f \leq 0, \text{ pak } L = 0; \text{ jestliže } L_f > 0, \text{ pak } L = L_f \quad (3)$$

Z geometrického uspořádání (k vyloučení souřadnic $\bar{z}$) platí např. pro levé kolo pevné nápravy (a podobně pro ostatní)

$$\bar{z}_L = z - p\vartheta + \left(\frac{b}{2} - e \right) \varphi$$

První derivace je

$$\bar{z}'_L = z' - p\vartheta' + \left(\frac{b}{2} - e\right)\varphi' \quad (4)$$

Ve snaze získat obecné výsledky řešení je účelné v rovnicích (1), (2), (3) a (4) zavést bezrozměrné veličiny, čímž klesne počet parametrů

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} \cdot \frac{1}{g} &= \frac{L}{G} + \frac{P}{G} + \frac{L_V}{G} + \frac{P_V}{G} - 1 \\ \frac{d^2(\vartheta l)}{dt^2} \cdot \frac{1}{g} &= \left\{ \left(\frac{L_V}{G} + \frac{P_V}{G} \right) \left(\frac{v}{l} \right) - \left(\frac{L}{G} + \frac{P}{G} \right) \left[1 - \left(\frac{v}{l} \right) \right] \right\} \left(\frac{i_y}{l} \right)^{-2} \\ \frac{d^2(\varphi b)}{dt^2} \cdot \frac{1}{g} &= \left\{ \frac{L}{G} \left[\frac{1}{2} - \left(\frac{e}{b} \right) \right] - \left(\frac{L_V}{G} + \frac{P_V}{G} \right) \left(\frac{e}{b} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{P}{G} \left[\frac{1}{2} + \left(\frac{e}{b} \right) \right] \right\} \left(\frac{i_x}{b} \right)^{-2} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2(\varphi_V b_V)}{dt^2} \cdot \frac{1}{g} &= \frac{1}{2} \left(\frac{L_V}{G} - \frac{P_V}{G} \right) \cdot \left(\frac{i_{xV}}{b_V} \right)^{-2} \cdot \left(\frac{m}{m_V} \right) \\ d_L &= \frac{L}{m_L \cdot g} = \frac{1}{g} [\omega_{nL}^2 (z_L - \bar{z}_L) - 2\xi_L \omega_{nL} (\bar{z}'_L - z'_L)] \end{aligned} \quad (6)$$

kde: d_L – hodnota dynamického součinitele, tj. poměru reakce na kolo a statického zatížení (m_L je hmotnost připadající na levé kolo pevné nápravy)

Dále platí

$$\omega_{nL} = \sqrt{\frac{c_L}{m}} = \sqrt{\frac{c_L}{m_L \left(\frac{v}{2l} + \frac{e}{b} \right)}}; \quad \frac{k_L}{m_L} = 2\xi_L \omega_{nL} \quad (7)$$

Rovnice (7) pro ω_{nL} a ξ_L mají stejný tvar jako vlastní frekvence a součinitel poměrného útlumu případu s jedním stupněm volnosti. Zavedení ω_n a ξ se jeví účelné nejen proto, že umožnilo formální zjednodušení výrazu. Veličina ξ dovoluje snadněji zavést do řešení konkrétní hodnotu tlumení. Výraz ω_n se stane skutečnou vlastní frekvencí, jestliže stroj má takové rozložení hmotnosti, že je možné jej přesně nahradit hmotnými body umístěnými nad pružinami. Je možné dokázat, že v takovém případě se soustava diferenciálních rovnic rozpadá na nezávislé rovnice a model podle obr. 4 je možné nahradit nezávislými prvky s jedním stupněm volnosti. Jeví se účelné skutečný stroj srovnávat s případem, kdy jsou splněny podmínky, při kterých dochází k uvedenému zjednodušení soustavy (viz dále).

Bezrozměrné veličiny je třeba zavést i do výrazu (4) pro $\bar{z}'_L$

$$\bar{z}'_L = z' - \left[1 - \left(\frac{v}{l} \right) \right] (\vartheta l)' + \left[\frac{1}{2} - \left(\frac{e}{b} \right) \right] (\varphi b)' \quad (8)$$

Z matematické formulace uvedené v předcházející části práce vyplývá, že z hlediska dynamických a kinematických vlastností při pojezdu (silové účinky na jednotlivá kola, resp. násobek statického zatížení kola, translační zrychlení a úhlová zrychlení, pohyb těžiště a natáčení kolem těžiště ve svislé, podélné a příčné rovině) určují konstrukci tyto většinou bezrozměrné veličiny:

- a) $VL = v/l$ — poměr vzdálenosti těžiště od výkyvné nápravy k rozvoru;
- b) $EB = e/b$ — poměr konstrukčního vyosení těžiště k ose souměrnosti stop kol a rozchodu kol pevné nápravy;
- c) $IYL = i_y/l$ — poměr poloměru setrvačnosti stroje k příčné ose jdoucí těžištěm (k vodorovné ose kolmé na směr jízdy) a rozvoru;
- d) $IXB = i_x/b$ — poměr poloměru setrvačnosti stroje k podélné ose jdoucí těžištěm (rovnoběžně se směrem jízdy) a rozchodu kol pevné nápravy;
- e) $FNL = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_L}{m(0,5 \cdot VL + EB)}}$

kde: m — celková hmotnost stroje
 $c_L(N/m)$ — tuhost levého kola pevné nápravy definovaná jako poměr zatížení a odpovídající deformace pneumatiky (FNL je veličina charakterizující zatížení levého kola pevné nápravy ve vztahu k tuhosti pneumatiky levého kola. Tento ukazatel je roven jedné z vlastních frekvencí fiktivního stroje, který se skládá z hmotných bodů umístěných v místě kol, přičemž hmotnosti bodů odpovídají rozdělení zatížení kol skutečného stroje)

f) $FNP = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_P}{m(0,5 \cdot VL - EB)}}$ — má analogický význam jako FNL , ale pro pravé kolo pevné nápravy

Poznámka k e) a f): předpokládá se, že tuhost levého a pravého kola je vesměs stejná $c_L = c_P = c_{LP}$

g) $FNV = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{LPV}}{0,5 \cdot m(1 - VL)}}$ — má analogický význam jako FNL , ale pro levé i pravé kolo výkyvné nápravy

h) $IXVBV = i_{xv}/b_v$ — poměr poloměru setrvačnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených k podélné ose jdoucí těžištěm (rovnoběžně se směrem jízdy) a rozchodu kol výkyvné nápravy

i) $MMV = m/m_V$ — poměr hmotnosti celého stroje k hmotnosti výkyvné nápravy a součástí s ní spojených (popř. převratná hodnota $MVM = m_V/m$)

j) $DZELP = \xi_{LP}$ — součinitel poměrného útlumu pro levé a pravé kolo pevné nápravy soustavy navazující na zjednodušenou fiktivní náhradu stroje uvedenou v bodě e), který je možné považovat za konstantu

k) $DZEV = \xi_V$ — má analogický význam jako $DZELP$, ale pro kola výkyvné nápravy.

Dosud uvedené veličiny určují jednoznačně konstrukci. Kromě frekvencí FNL , FNP , FNV (vlastní frekvence fiktivního stroje), které je třeba chápat jen jako ukazatel poměru mezi zatížením kol a tuhostí jejich pneumatik (bez ohledu na prostorové rozmístění hmotnosti stroje), je účelné navíc brát v úvahu také skutečné vlastní frekvence FZ , FTL , FFI . Tyto vlastní frekvence se počítají z vlastních čísel matice, která je součinem inverzní matice hmotnosti a matice tuhosti (příslušný program pro číslicový po-

čítač je ve VÚZS), sestavených na základě parametrů stroje. Kromě skutečných vlastních frekvencí *FZ*, *FTL*, *FFI* je třeba u stroje, u něhož hmotnost výkyvné nápravy není zanedbatelná (případ se čtyřmi stupni volnosti), počítat i s vlastní frekvencí natáčení výkyvné nápravy ve svislé příčné rovině (*FFIV*).

Kromě konstrukčního vyosení těžiště (charakterizovaného veličinou *EB*) se uplatňuje také vyosení těžiště působené jízdou po vrstevnici svahu. Tento vliv se sčítá s účinkem konstrukčního vyosení těžiště, a můžeme tedy zavést veličinu charakterizující celkové vyosení těžiště, závislou na výšce těžiště *H*, rozvoru kol pevné nápravy *b*, úhlu svahu α a konstrukčním vyosení *e*

$$EBC = \frac{H \operatorname{tg} \alpha}{b \cos \alpha} + \left| \frac{e}{b} \right|$$

Literatura

SOUČEK, Z.: Model pojezdu samohodného sklizeče píce. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 1, s. 1-20.

SOUČEK, Z.: Výsledky z modelování pojezdu samojízdných zemědělských strojů a hodnocení jejich dynamických a kinematických poměrů. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1976.

Došlo dne 9. 8. 1977

СОУЧЕК, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов). Параметры самоходных сельскохозяйственных машин, определяющие динамические и кинематические режимы при движении. Земед. Техн., 23, 1977 (11): 627-638.

В работе приводятся экспериментальные данные, доказывающие, что основная предпосылка теоретического решения движения, по которой рама самоходной машины считается в совершенстве твердой по сравнению с твердостью шин, выполнена. В следующей части работы составлена математическая модель движения, предполагающая четыре степени свободы. Из математической формулировки вытекают параметры (в большинстве случаев безразмерные величины), которые определяют поведение машины при движении по естественно неровной поверхности.

измерение; моделирование; динамика сельскохозяйственных машин

SOUČEK, Z. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Parameters of Self-Propelled Farm Machines Determining the Dynamic and Kinematic Conditions of Travel*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11): 627-638.

The author presents experimental results proving that the main prerequisite for the theoretical solution to the problem of travel in which the frame of the self-propelled machine is held as a perfectly rigid body, in comparison with the rigidity of tyres, is fully satisfied. Another part of the paper shows a mathematical model of travel assuming four degrees of freedom. Parameters (mostly dimensionless quantities), determining the behaviour of the machine during travel in a natural uneven terrain, ensue from the mathematical formulation.

measurement; modelling; dynamics of farm machines

SOUČEK, Z. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Parameter der selbstfahrenden Landmaschinen, die dynamische und kinematische Verhältnisse während der Fahrt bestimmen*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11): 627-638.

Im Aufsatz werden Experimentalergebnisse angeführt, die beweisen, daß die grundlegende Voraussetzung für die theoretische Lösung des Fahrwerkes, nach der der Rahmen der selbstfahrenden Maschine im Vergleich zu der Reifensteifigkeit als voll-

kommen steif angesehen wird, ausreichend erfüllt ist. Im weiteren Teil des Aufsatzes wird ein mathematisches Modell des Fahrwerkes zusammengestellt, das vier Freiheitsstufen vorsieht. Aus der mathematischen Formulierung ergeben sich Parameter (meistens dimensionslose Größen), die das Maschinenverhalten während der Fahrt auf natürlicher unebener Oberfläche bestimmen.

Messung; Modellierung; Dynamik der Landmaschinen

Adresa autora:

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

Z. Vraný, L. Trnka

VRANÝ, Z. — TRNKA, L. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetické poměry samosběracích vozů*. Zeměd. Techn. 23, 1977 (11) : 639-651.

Práce se zabývá rozbořem energetických měření čs. samosběracích návěsů a zaměřuje se hlavně na otázku pevných a pohyblivých nožů různého tvaru při sběru několika druhů materiálu o různé vlhkosti.

sběrací vozy; příkony sběracích vozů; měrné příkony

Velká obliba samosběracích vozů není náhodná; proti technologii, při které se seno sbírá sběracími lisy, mají vyšší výkonnost, podstatně nižší energetickou náročnost a lze s nimi sklízet píce o libovolném obsahu vlhkosti. Jsou součástí různých technologických linek a mají vysoký stupeň využití po větší část roku.

Záhy se však ukázalo, že pro použití v některých technologických linkách je účelné je vybavit i řezacím ústrojím, které usnadňuje návaznou manipulaci s pícinami. Zpočátku to byly pevné nože, které však při větším počtu v ústrojí značně snižovaly výkonnost stroje. Proto se hledalo řešení, jak uvést nože do pohybu, obvykle přímočarého vratného. Dalšími cestami bylo tvarování nožů (křivkové, s nosem) či jejich břitů (vlnovité či pilovité ostří). Skutečností však zůstává, že instalací nožů se vždy více či méně snižuje výkonnost samosběracích vozů při vzrůstu příkonu. Tento příspěvek má osvětlit energetickou náročnost vozu jako celku i jeho dílčích ústrojů (řezací, lisovací) při aplikaci nožů různého typu a jejich pohonu.

Je nutné ještě předeslat, že celkový příkon i příkony dílčích ústrojů nezůstávají ani během rovnoměrné jízdy samosběracího vozu stálé. Způsobuje to proměnlivé množství nakupené píce nad vstupním kanálem vozu při jeho plnění. Až když nakupená píce dostoupí stropu vozu, pak se buď samovolně skácí, nebo se protočí pojistná spojka v pohonu, což donutí řidiče, aby odsunul píci dozadu. V obou případech se postupně rostoucí příkon stroje (při rostoucí hromadě nad vstupním kanálem) opět náhle sníží, někdy až několikanásobně. Pro podchycení tohoto kolísání příkonů jsou v této práci uváděna rozmezí, přičemž spodní mez odpovídá začátku

ku sběru, horní mez pak stavu před skácením hromady či před protočením pojistné spojky. (Tato rozmezí jsou na pravém okraji obr. 1 zdůrazněna ještě svislými šipkami.)

Abyste bylo možné určit energetickou náročnost, byly do hnacích částí vozů instalovány torzní dynamometry s odporovými tenzometry, nebo byly na některé hřídele tyto tenzometry přímo nalepeny a s příslušnými zesilovači ocejchovány. Byly tak měřeny kroutící momenty; střední hodnoty z nich byly zjišťovány integrací na palubním počítači použitého měřicího vozu VÚZS Praha. Doba integrace byla seřizena na 20 s.

NÁVĚS NTVS-4

U tohoto stroje byl určován jen celkový příkon na přívodovém hřídeli s 540 ot min^{-1} , na němž je pojistná spojka seřizena na $520 \pm 50 \text{ Nm}$. Sbírala a řezala se pšeničná sláma nařádkovaná žací mlátičkou. Sláma byla na poli vystavena tři měsíce povětrnostním vlivům. Její vlhkost se měnila ze 46 % ráno na 35 % na konci měření, takže odpovídala zavadnutému materiálu. Průměrná hmotnost slámy na řádku byla $2,4 \text{ kg m}^{-2}$, sběr probíhal jen ve směru nakladení slámy.

Návěs byl vybaven řezacím ústrojím se čtyřmi noži, které umožňovalo tyto varianty:

- a – sběr s řezáním čtyřmi vlnovitě broušenými noži se zdvihem 200 mm,
- b – sběr s řezáním čtyřmi originálními křivkovými noži (vyráběné sériově v n. p. Agrostroj Prostějov), které byly pevné, bez pohybu,
- c – sběr s řezáním čtyřmi přímými hladce broušenými noži se zdvihem 200 mm,
- d – sběr bez řezání (ústrojí bez nožů).

Na závěr měření byla opakována varianta a, aby se ověřil vliv měnění se vlhkosti slámy během dne = varianta e.

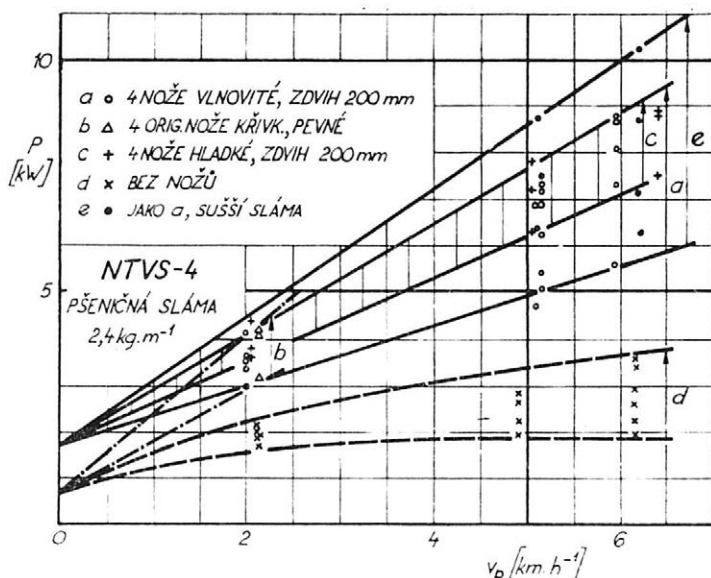
Výsledky měření příkonu návěsu NTVS-4 v závislosti na rychlosti jízdy při sběru slámy s uvedenými variantami úprav řezacího ústrojí jsou na obr. 1.

Z analýzy tohoto grafu vyplývá, že:

- návěs má velmi nízké ztráty pasivními odpory při běhu na prázdko: 0,7 kW bez nožů, 1,7 kW s pohyblivými noži;
- s rostoucí pojezdovou rychlostí (a tedy i průchodností) roste příkon vozu s namontovanými noži téměř lineárně, u pohyblivých nožů však méně strmě než u nožů pevných. Rozdíly v celkových příkonech jsou však při malých průchodnostech (u pevných nožů je limituje pojistná spojka) malé;
- s ohledem na výkonnost stroje jsou pro sběr a řezání zavadlých materiálů jednoznačně účelné pohyblivé nože a mohou mít i hladký břit (vliv otupení nožů nebyl ověřován).

NÁVĚS NVVS-7

U tohoto návěsu s jmenovitou nosností 7000 kg byl kromě celkového příkonu na přívodovém hřídeli s 540 ot min^{-1} (pojistná spojka seřizena na $880 \pm 50 \text{ Nm}$) určován dále příkon lisovacího a řezacího ústrojí. Sbírala



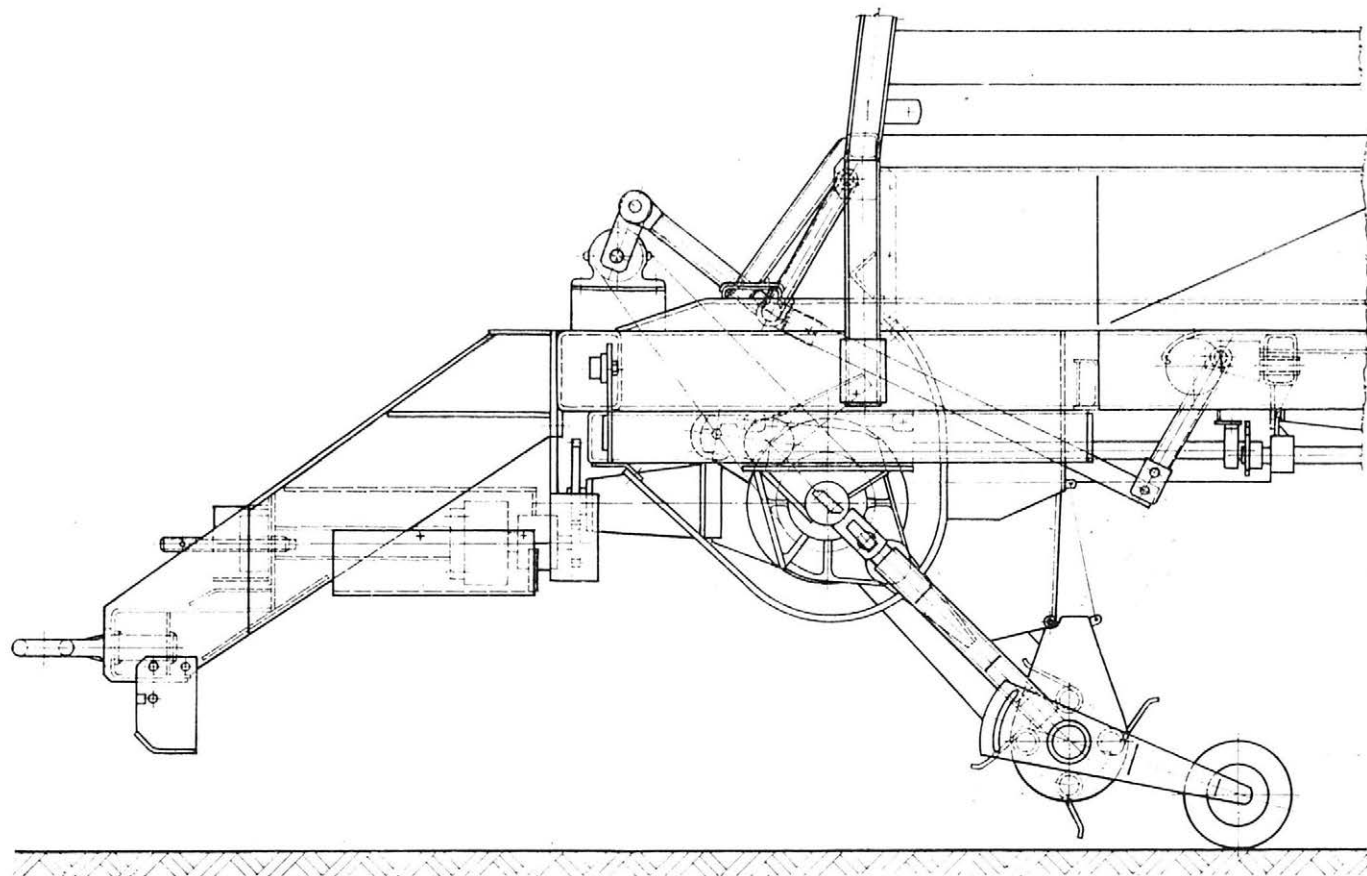
1. Závislost příkonu samosběracího návěsu NTVS-4 na jezdové rychlosti při sběru slámy s různými úpravami řezacího ústrojí *a* až *e*. Šipky naznačují rozsah příkonu od spodní k horní mezi odpovídající prázdnému a naplněnému předku korby — The dependence of power input to the NTVS-4 self-collecting semi-trailer on travel speed during straw collection, with different adjustments of the chopping mechanism *a* to *e*. Arrows show the extent of inputs from the lower to the upper limit, corresponding to the empty and filled front of the bucket

a řezala se zelená i suchá vojtěška a zavadlý jetel. Měřila se při rychlostech jezdů v rozmezí od 1,67 do 9,00 km h⁻¹ a průchodnosti při těchto rychlostech se pohybovaly zhruba od 1,7 do 22,0 kg s⁻¹.

Samosběrací návěs NVVS-7 pracoval v těchto po sobě následujících alternativách řezacího ústrojí při různých průchodnostech a těchto materiálech:

- A — sběr zelené vojtěšky (Ø vlhkost 73 %):
 - bez nožů
 - se čtyřmi, šesti a devíti pohyblivými pilovitými noži se zdvihem 240 mm.
- B — sběr suché vojtěšky (Ø vlhkost 25 %) se šesti a devíti pohyblivými pilovitými noži
- C — sběr zelené vojtěšky (Ø vlhkost 76 %):
 - bez nožů
 - se čtyřmi, šesti a devíti pevnými noži
- D — sběr zeleného jetele (Ø vlhkost 74 %) se šesti, devíti, čtrnácti a sedmnácti pevnými noži (nový koš lisovacího kanálu)
- E — sběr zavadlého jetele (Ø vlhkost 40 %) se šesti pohyblivými pilovitými noži (nový koš lisovacího kanálu).

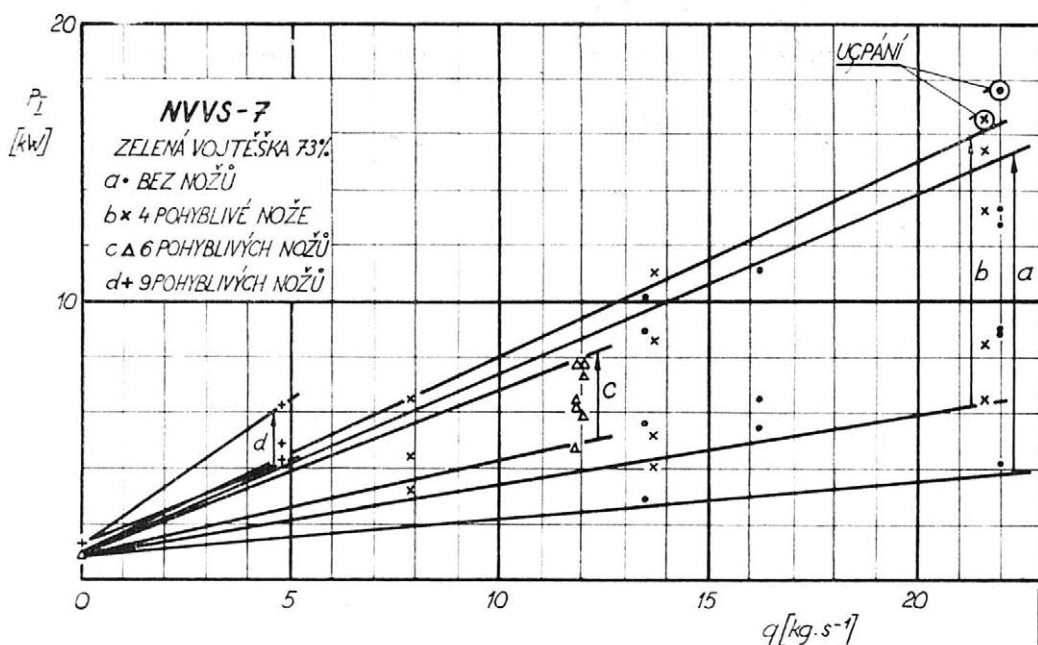
Schéma sběracího, lisovacího a řezacího ústrojí s pohyblivými noži a se starým košem lisovacího kanálu samosběracího návěsu NVVS-7 je na obr. 2.



2. Schéma sběracího, lisovacího (se starým košem lisovacího kanálu) a řezacího ústrojí s pohyblivými noži samosběracího návěsu NVVS-7 — Diagram of the picking, pressing (with an old drum of the pressing canal), and chopping mechanism with movable knives of the self-collecting semi-trailer NVVS-7

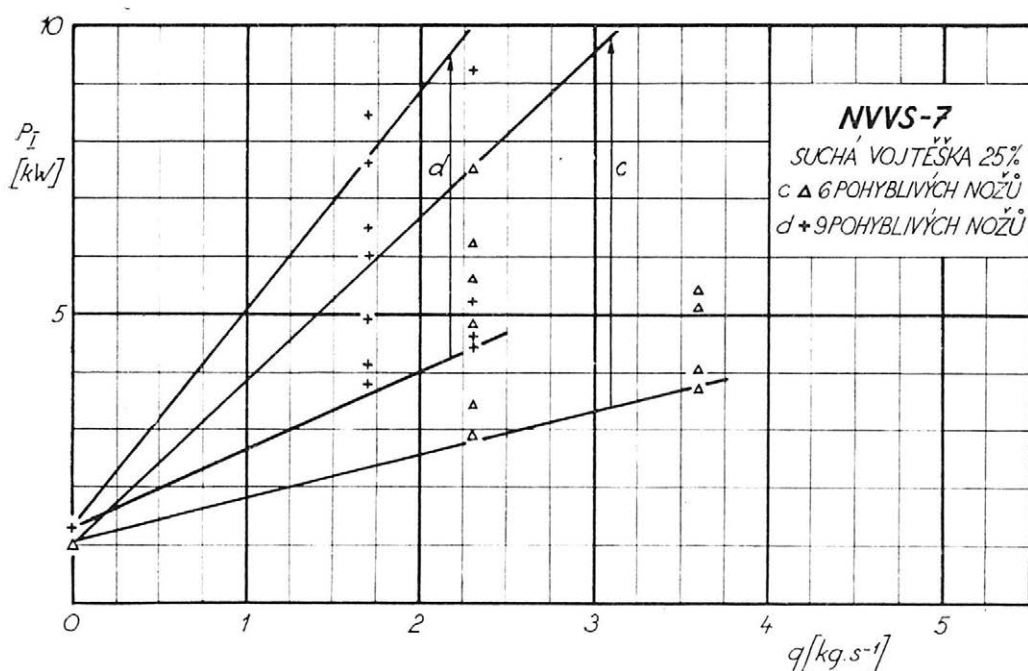
Pozn.: Alternativy A, B a C jsou měřeny se starým košem lisovacího kanálu. Oba koše se od sebe liší tvarem v místě řezání v lisovacím kanálu.

Příklady průběhů celkového příkonu návěsu v závislosti na různém počtu pohyblivých nožů, průchodnosti a druhu materiálu je např. v grafech na obr. 3 a 4. Celkový příkon návěsu v závislosti na různém počtu pevných nožů je na obr. 5. Z grafů na obr. 3, 4 a 5 plyne, že celkový příkon

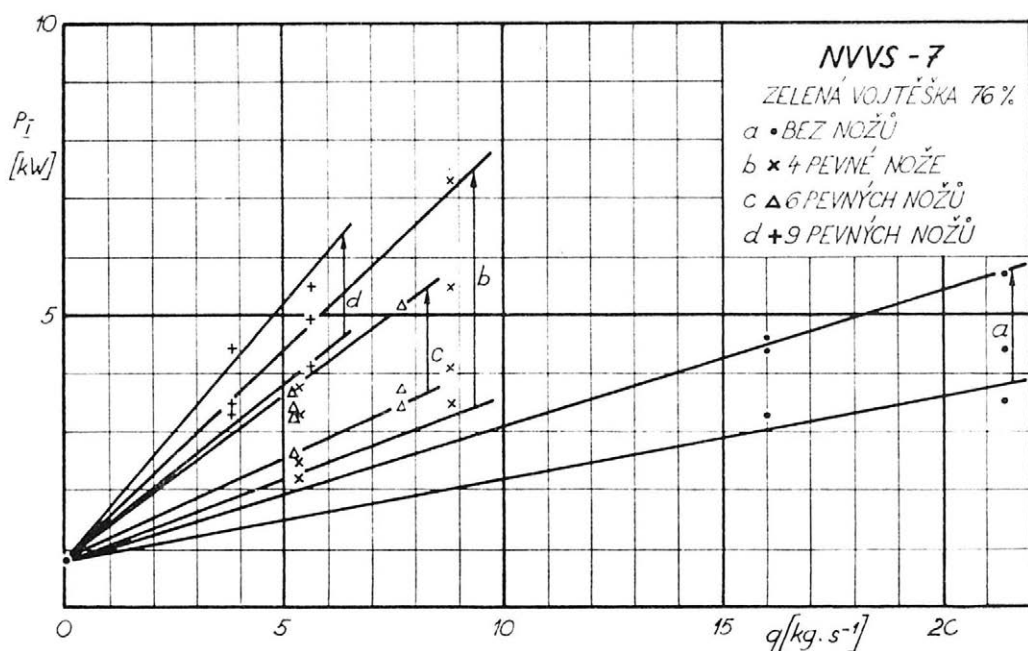


3. Celkový příkon návěsu v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů (alternativa A) — Over-all power input to the semi-trailer in dependence on green-lucerne throughput, with different numbers of movable knives (alternative A)

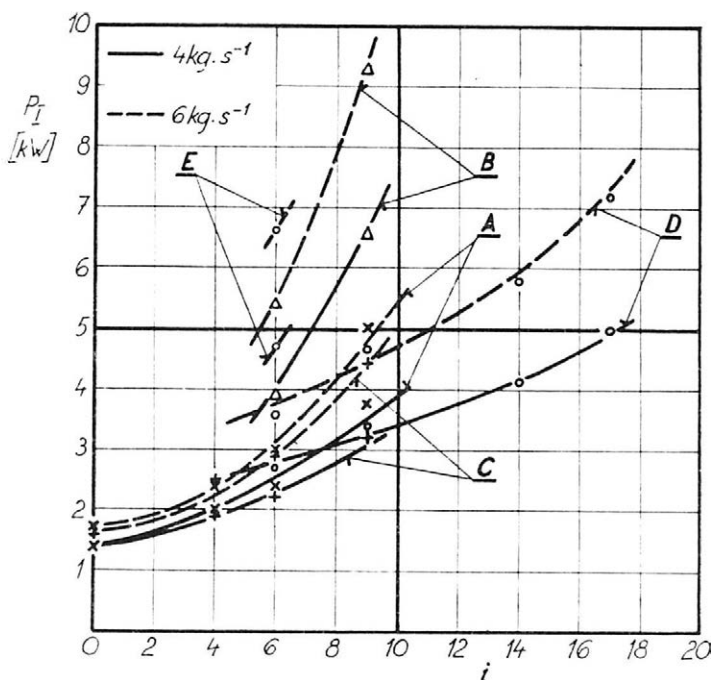
návěsu roste přibližně lineárně s rostoucí průchodností materiálu (při určitém počtu pohyblivých nebo pevných nožů řezacího ústrojí) a při stejné průchodnosti postupně roste v závislosti na zaplnění předku korby až do maxima limitovaného protočením pojistné spojky v poháněcím hřídeli návěsu. Celkový příkon návěsu je rovněž větší při sběru suchého a zavatlého materiálu než materiálu zeleného při stejné průchodnosti a stejném počtu nožů řezacího ústrojí. Na obr. 6, na kterém je zakreslen charakteristický výsledek energetického výzkumu, je závislost celkového příkonu návěsu P_i na počtu nožů i řezacího ústrojí pro průchodnosti $q = 4$ a 6 kg s^{-1} , různé materiály, pevné a pohyblivé nože pro stav na začátku plnění korby, kdy se ještě neprojevuje vliv vrstvy materiálu nad lisovacím kanálem na příkon. Z tohoto grafu je zřejmé, že závislost celkového příkonu návěsu na počtu nožů při stejné průchodnosti a materiálu není lineární. Pro jiné, vyšší průchodnosti bychom dostali jako parametr podobnou soustavu křivek, ale s vyššími příkony pro stejný počet nožů. Z porovnání jednotlivých křivek na obr. 6 plyne, že mezi pevnými a pohyblivými noži není z hlediska celkového příkonu podstatný rozdíl, i když pohyblivé nože vycházejí na základě měření poněkud nepříznivěji.



4. Celkový příkon návěsu v závislosti na průchodnosti suché vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů (alternativa B) – Over-all power input to the semi-trailer in dependence on dry-lucerne throughput, with different numbers of movable knives (alternative B)



5. Celkový příkon návěsu v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pevných nožů (alternativa C) – Over-all power input to the semi-trailer in dependence on green-lucerne throughput, with different numbers of fixed knives (alternative C)



6. Závislost celkového příkonu P_I návěsu NVVS-7 na počtu nožů i řezacího ústrojí pro průchodnosti $q = 4$ a 6 kg s^{-1} , různé materiály a pevné a pohyblivé nože (stav na začátku plnění korby); alternativa A – pohyblivé nože, zelená vojtěška $\phi \varphi = 73 \%$; alternativa B – pohyblivé nože, suchá vojtěška $\phi \varphi = 25 \%$; alternativa C – pevné nože, zelená vojtěška $\phi \varphi = 76 \%$; alternativa D – pevné nože (nový koš lisovacího kanálu), zelený jetel $\phi \varphi = 74 \%$; alternativa E – pohyblivé nože (nový koš lisovacího kanálu), zavadlý jetel $\phi \varphi = 40 \%$ – The dependence of the over-all power input P_I to the NVVS-7 semi-trailer on the number of knives i of the chopping mechanism, for throughputs $q = 4$ and 6 kg.s^{-1} , for different materials, and fixed and moving knives (state at the beginning of bucket filling); alternative A – movable knives, green lucerne $\phi \varphi = 73 \%$; alternative B – movable knives, dry lucerne $\phi \varphi = 25 \%$; alternative C – fixed knives, green lucerne $\phi \varphi = 76 \%$; alternative D – fixed knives (new drum of the pressing channel), green clover $\phi \varphi = 74 \%$; alternative E – movable knives (new drum of the pressing channel), wilted clover $\phi \varphi = 40 \%$

Na základě výsledků měření znázorněných na obr. 6 platí pro celkový příkon návěsu při určitém počtu nožů řezacího ústrojí a při určité průchodnosti na začátku plnění korby obecný vztah:

$$P_I = P_{ol} + a \cdot i^k$$

kde: P_I – celkový příkon návěsu pro určitou průchodnost při určitém počtu nožů řezacího ústrojí (kW)

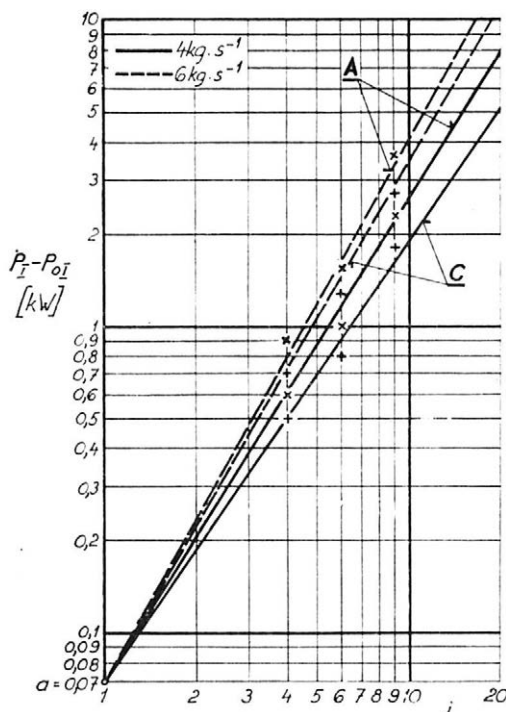
P_{ol} – celkový příkon návěsu pro určitou průchodnost u řezacího ústrojí bez nožů (kW)

a – konstanta (kW)

i – počet nožů řezacího ústrojí

k – mocnitel charakterizující řezací ústrojí s pevnými nebo pohyblivými noži a daný materiál

V grafu na obr. 7 je vyznačena závislost $P_I - P_{ol} = f(i)$ pro začátek plnění korby v logaritmických souřadnicích, na kterých je možné odečíst hodnoty a a k pro pevné a pohyblivé nože při průchodnostech $q = 4$ a 6 kg s^{-1} při sběru zelené vojtěšky.



7. Závislost rozdílu příkonů $P_I - P_{OI}$ návěsu NVVS-7 na počtu nožů řezacího ústrojí pro průchodnosti $q = 4$ a 6 kg s^{-1} , zelenou vojtěšku, pevné a pohyblivé nože (stav na začátku plnění korby; alternativa A – pohyblivé nože, alternativa C – pevné nože) – The dependence of the difference of power inputs $P_I - P_{OI}$ to the NVVS-7 semi-trailer on the number of knives in the chopping mechanism, for throughputs $q = 4$ and 6 kg s^{-1} , for green lucerne, for fixed and moving knives (state at the beginning of bucket filling; alternative A – moving knives, alternative C – fixed knives)

Např. pro průchodnost $q = 4 \text{ kg s}^{-1}$ je pro pohyblivé nože a zelenou vojtěšku $k = 1,64$ a pro pevné nože a zelenou vojtěšku $k = 1,46$. Konstanta $a = 0,07 \text{ kW}$ pro oba případy ($P_I - P_{OI} = a$ pro $i = 1$).

S vyššími průchodnostmi a s plněním předku korby materiálem se bude více projevovat vliv vrstvy materiálu nad lisovacím kanálem na příkon, a proto se budou hodnoty a a k pravděpodobně zvětšovat (koncové stavy plnění korby nebyly pro různé varianty řezacího ústrojí – různý počet nožů – shodné v důsledku různé hmotnosti materiálu nad lisovacím kanálem, proto závislosti $P_I = f(i)$ pro tento případ nebylo možné určit).

Důležitým ukazatelem pro posuzování hospodárnosti funkce strojů je ukazatel měrné práce, která se vynaloží na zpracování 1 kg materiálu. Pro různé varianty řezacího ústrojí a různé zpracovávané materiály je měrná práce L_I vynesena v závislosti na průchodnosti v grafech na obr. 8, 9 a 10. Tato práce L_I byla vypočítána z celkového příkonu stroje P_I a zahrnuje i energii na krytí ztrát v převodech.

Z obr. 8 až 10 vyplývá:

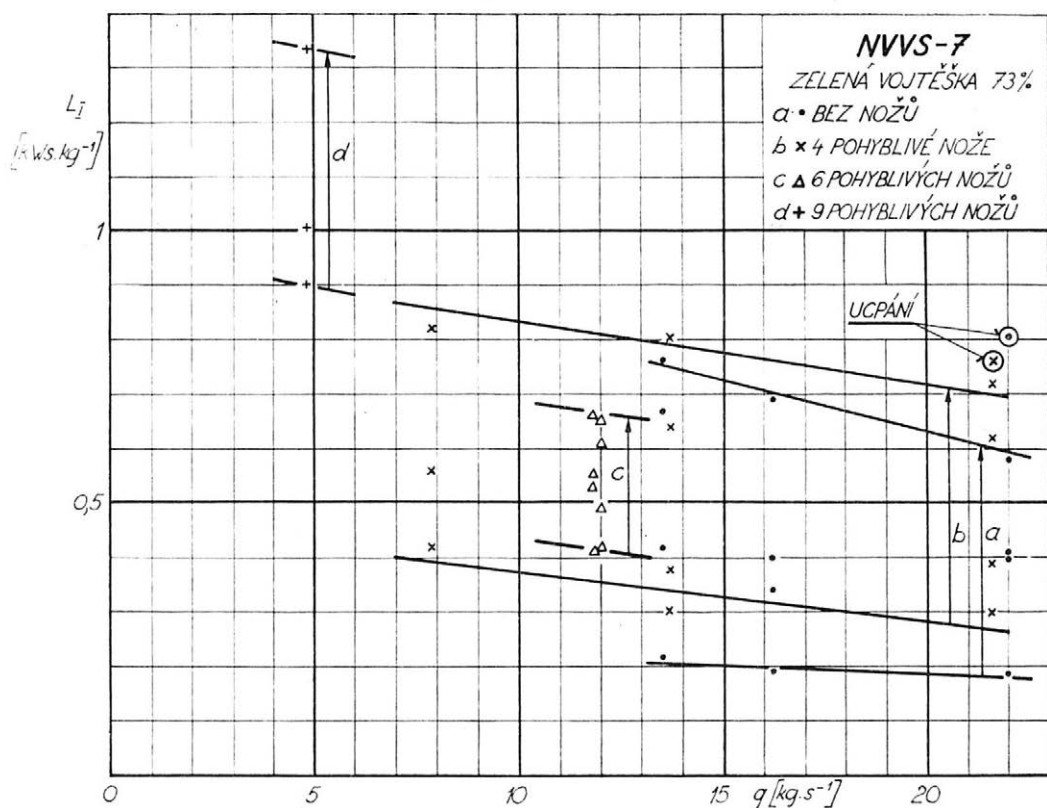
- s rostoucím počtem nožů vzrůstá měrná práce a z tohoto hlediska není vhodný zbytečně velký počet nožů řezacího ústrojí;

- se zaplněním předku korby návěsu měrná práce vzrůstá (šipky na uvedených grafech naznačují rozsah měrné práce mezi spodní a horní mezí odpovídající prázdnému a částečně naplněnému předku korby);

- s rostoucí průchodností měrná práce na 1 kg materiálu při určitém počtu nožů řezacího ústrojí mírně klesá, a proto je výhodnější sbírat materiál při menším počtu nožů a větších průchodnostech;

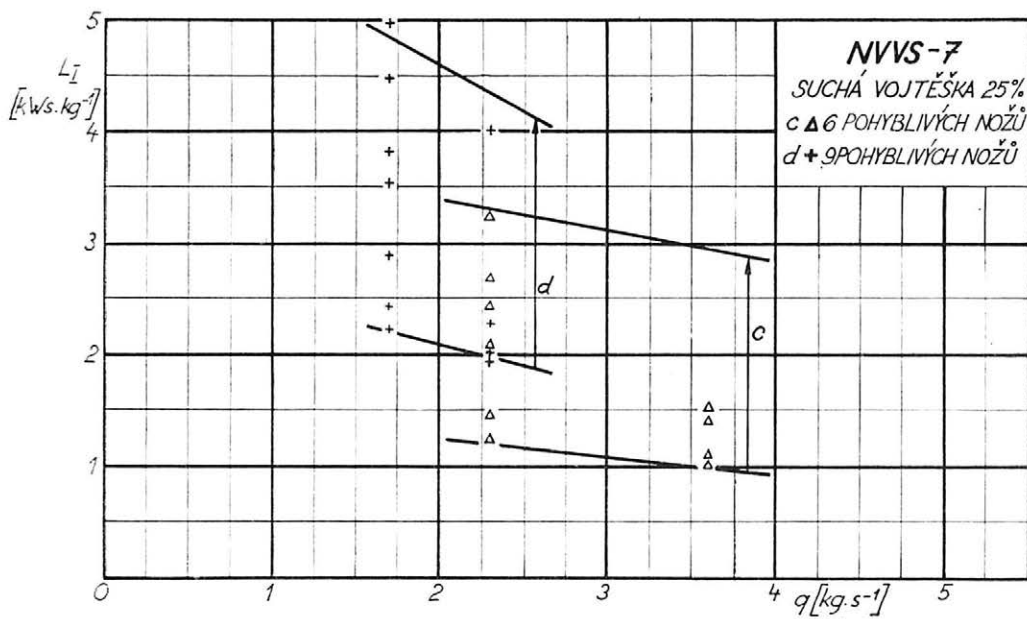
- měrná práce při sběru suchého materiálu je větší než při sběru zeleného materiálu;

- měrná práce při sběru stejného materiálu při řezacím ústrojí s pevnými a pohyblivými noži se příliš neliší.

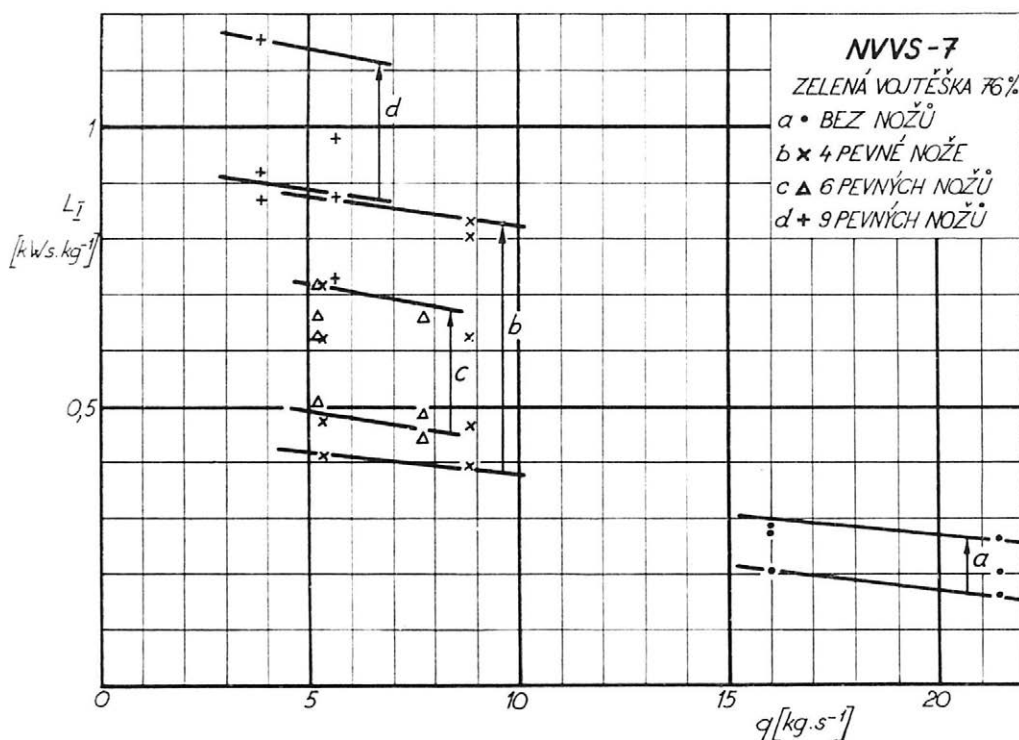


8. Závislosti měrné práce z celkového příkonu návěsu pro 1 kg zpracované hmoty při různém počtu pohyblivých nožů na průchodnosti zelené vojtěšky (alternativa A)
 — The dependences of specific work from the over-all power input to the semi-trailer, for 1 kg of processed matter, with different numbers of moving knives, on the throughput of green lucerne (alternative A)

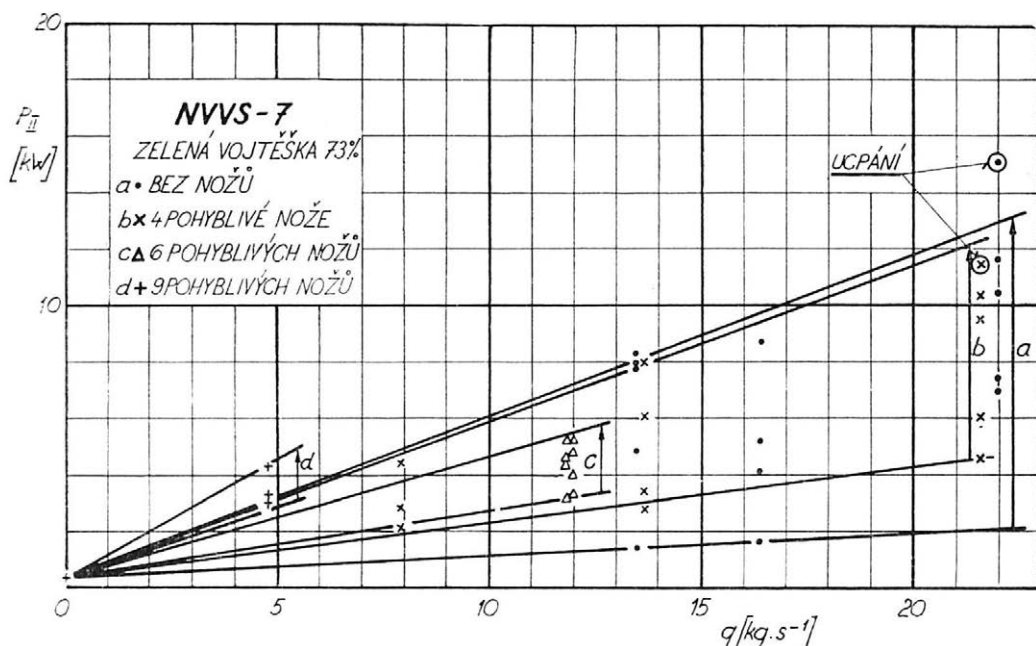
Růst příkonu lisovacího a řezacího ústrojí v závislosti na průchodnosti při určitém počtu nožů řezacího ústrojí je rovněž lineární a podobný průběh celkového příkonu. Energetická náročnost lisování a řezání suchého a zavadlého materiálu je značně větší než u materiálu zeleného pro stejnou průchodnost a pro stejný stav naplnění korby a je v logické souvislosti s celkovým příkonem návěsu pro tyto materiály. Na lisování materiálu připadá z celkového příkonu v energetické bilanci největší část, a to u řezacího ústrojí s pohyblivými noži cca 65–70 % a u řezacího ústrojí s pevnými noži připadá na lisování cca 75–80 %. Menší příkon na lisování u řezacího ústrojí s pohyblivými pilovitými noži je způsoben aktivním pracovním pohybem nožů a tedy i menším odporem řezu. (Po pilovitém ostří materiál neprokluzuje — tím se využije větší část ostří nože.) Tento menší řezný odpor umožňuje řezat hmotu při menším stlačení. V energetické bilanci připadá z celkového příkonu u řezacího ústrojí s pohyblivými noži na řezání cca 20 %. Příklad průběhu příkonu lisovacího ústrojí v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů je znázorněn v grafu na obr. 11; příklad průběhu příkonu řezacího ústrojí v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů je v grafu na obr. 12.



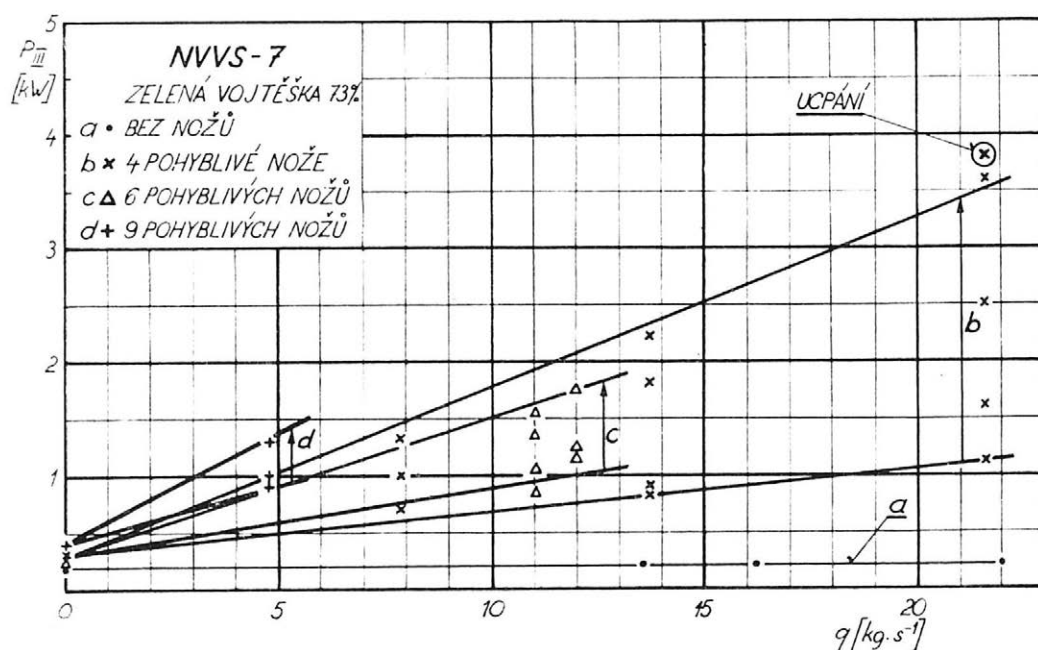
9. Závislosti měrné práce z celkového příkonu návěsu pro 1 kg zpracované hmoty při různém počtu pohyblivých nožů na průchodnosti suché vojtěšky (alternativa B)
 — The dependences of specific work from the over-all power input to the semi-trailer, for 1 kg of processed matter, with different numbers of moving knives, on the throughput of dry lucerne (alternative B)



10. Závislosti měrné práce z celkového příkonu návěsu pro 1 kg zpracované hmoty při různém počtu pevných nožů na průchodnosti zelené vojtěšky (alternativa C)
 — The dependences of specific work from the over-all power input to the semi-trailer, for 1 kg of processed matter, with different numbers of fixed knives, on the throughput of green lucerne (alternative C)



11. Příkony lisovacího ústrojí v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů (alternativa A) — The power inputs to the pressing mechanism in dependence on the throughput of green lucerne, with different numbers of moving knives (alternative A)



12. Příkony řezacího ústrojí návěsu v závislosti na průchodnosti zelené vojtěšky při různém počtu pohyblivých nožů (alternativa A) — The power inputs to the chopping mechanism of the semi-trailer as depending on the throughput of green lucerne, with different numbers of moving knives (alternative A)

V práci jsou uvedeny výsledky energetického výzkumu samosběracích návěsů NTVS-4 a NVVS-7. Výsledky mnoha měření ukazují lineární vzrůst celkového příkonu návěsu, lisovacího ústrojí a řezacího ústrojí v závislosti na průchodnosti materiálu při určitém počtu pevných nebo pohyblivých nožů řezacího ústrojí. S počtem nožů uvedené příkony vzrůstají při téže průchodnosti exponenciálně. Při téže průchodnosti příkony jednotlivých ústrojí při určitém počtu nožů rovněž vzrůstají se zaplněním předku korby. Energetická náročnost sběru suchého a zvadlého materiálu je větší než při sběru zeleného materiálu. Při měřeních se rovněž neprojevil podstatný energetický rozdíl mezi pevnými a pohyblivými noži. S rostoucí průchodností měrná práce na 1 kg materiálu při určitém počtu nožů řezacího ústrojí mírně klesá, a proto je výhodnější sbírat materiál při menším počtu nožů a při větších průchodnostech.

S ohledem na příkon pro pojezd soupravy traktor + samosběrací návěs, který je převažující, je účelné zpracovávat slámu či píci při nižší pojezdové rychlosti a potřebné průchodnosti dosáhnout vyšší hmotností řádku. Tak lze snížit celkový energetický nárok až několikanásobně. Např. uvažujeme-li celkovou hmotnost plného návěsu NVVS-7 cca 10 t, hmotnost traktoru cca 4 t, potom při pojezdové rychlosti 8 km h^{-1} a součiniteli odporu valení $f = 0,06$ je příkon na pojezd soupravy při tahové účinnosti $\eta_t'' = 0,8$ cca 23 kW. Při jízdě do 5° svahu je příkon na pojezd této soupravy za stejných podmínek asi 56 kW. Při snížení pojezdové rychlosti na 4 km h^{-1} se sníží příkon na pojezd soupravy do 5° svahu zhruba na 28 kW.

Literatura

VRANÝ, Z.: Energetické poměry na sběracím voze NTVS-4. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zem. strojů 1974.

VRANÝ, Z. — TRNKA, L.: Pevnostní a energetický výzkum na velkoobjemovém samosběracím návěsu NVVS-50. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zem. strojů 1973.

TRNKA, L.: Energetický výzkum samosběracích návěsů NVVS-7 a NTVS-4-L. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zem. strojů 1975.

Došlo dne 9. 8. 1977

ВРАНЫ, З. — ТРНКА, Л. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Энергетические режимы подборщиков. Земед. Techn., 23, 1977 (11): 639-651.

Работа посвящена анализу энергетических измерений чехословацких подборщиков-полуприцепов и направлена, главным образом, на решение вопроса жестких и подвижных ножей разной формы при уборке разных видов материала с разной влажностью.

подборщики; потребляемая мощность подборщиков; удельная потребляемая мощность

VRANÝ, Z. — TRNKA, L. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): Power Conditions of Self-Loading Semi-trailers. Zeméd. Techn., 23, 1977 (11): 639-651.

The paper deals with the analysis of power measurements in Czechoslovak self-collecting semi-trailers, the greatest attention being paid to the problem of fixed and

movable knives of different shape used for the collection of several kinds of material with different moisture contents.

collecting semi-trailers; inputs to collecting semi-trailers; specific inputs

VRANÝ, Z. — TRNKA, L. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energieverhältnisse der Ladewagen*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11) : 639-651.

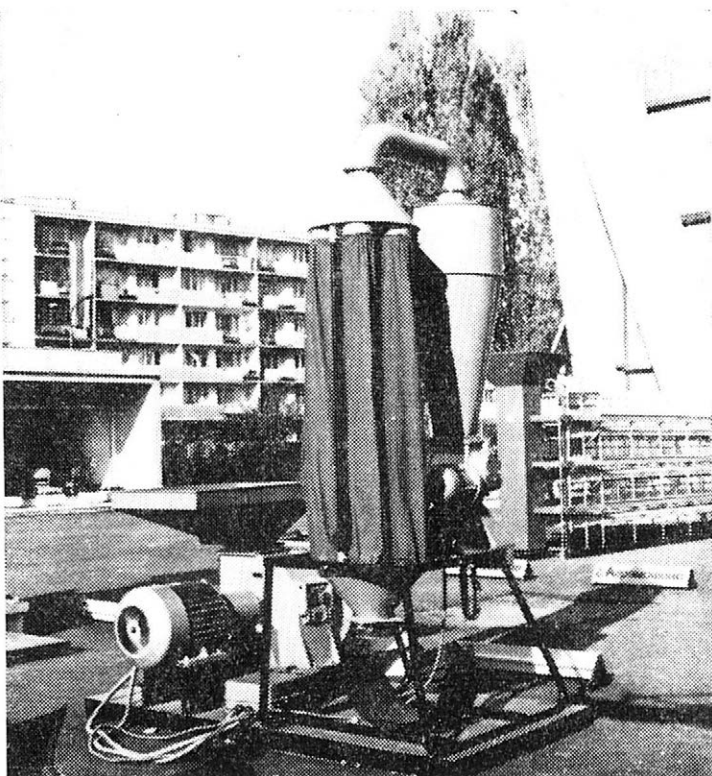
Der Aufsatz behandelt die Analyse der Energiemessungen von tschechoslowakischen einachsigen Ladewagen und wird hauptsächlich auf die Frage der festen und beweglichen Messer verschiedener Form bei der Aufnahme mehrerer Materialarten von unterschiedlicher Feuchtigkeit gerichtet:

Ladewagen; Leistungsaufnahmen der Ladewagen; spezifische Leistungsaufnahmen

Adresa autorů:

Ing. Zdeněk Vraný, ing. Lubomír Trnka, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

Drtička krmiva FČ-I-2500



drtí při naprosté technické bezpečnosti bezprašně všechny druhy krmiv. Používá se s úspěchem v přípravách krmiv a v jednotlivých provozech.

Výkon stroje:

u koncentrovaného krmiva (kukuřice, ječmen. apod.)

1500—2500 kg h⁻¹

u hrubých krmiv (sláma, stvoly apod.)

4000 kg h⁻¹

Obsluhující personál:

1 pracovník

Pohon:

elektromotor 22 kW

Agromachinaimpex



Vývozce: GTP Agromachinaimpex, Bulharsko — Sofia, ul. Aksakova 5, telefon 885 325, telex 022 563

Podrobnější informace Vám poskytne Bulharská obchodní mise v ČSSR, Praha 1, Krakovská 6, telefon 264 306

O. Knaifl

KNAIFL, O. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Torzní vibrace pohonů zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11): 653—667.

Práce je příspěvkem k teoretické analýze dynamické odolnosti pohonů ještě ve stadiu návrhu na základě výkresové dokumentace. Je navrženo sestavení matematického modelu, charakterizující dynamické chování stroje i budících silových účinků při ustáleném stavu. Vyšetřování vnitřní dynamiky agregátu umožňuje optimalizovat konstrukční parametry z hlediska pevnosti a životnosti. Užitá metoda je obecně aplikovatelná na různých variantách pohonů zemědělských strojů.

vibrace pohonů; matematický model stroje a buzení; vnitřní dynamika agregátu; optimalizace konstrukčních parametrů z hlediska pevnosti, životnosti a hlučnosti

Při vyhodnocování většiny provozních měření na zemědělských strojích je konstatována přítomnost vibrací pohonů. Vibrace působí jako doplňkové dynamické zatížení součástí i celé konstrukce stroje, vedou k únavovým poruchám a k nadměrnému opotřebení jednotlivých částí, snižují spolehlivost soustrojí, zvyšují hlučnost, v rezonančních režimech zhoršují i pracovní parametry soustrojí, popřípadě vylučují jeho normální provoz v požadovaném otáčkovém režimu. V rezonancích dosahují dynamická zatížení hodnot nebezpečných nejen z hlediska životnosti, ale i z hlediska pevnosti.

Na základě výkresové dokumentace lze vypočítat potřebné tuhostní, hmotnostní a tlumící parametry, a tak analyzovat dynamickou odolnost pohonů ještě ve stadiu návrhu, pokud jsou úpravy dimenzování relativně snadno proveditelné (Kožešník, 1958).

Na matematickém modelu charakterizujícím dynamické chování pohonu i budících účinků při ustáleném stavu jsou zkoumány torzní vibrace soustavy. Z odezvy na konkrétní budící zatížení lze stanovit nedostatečně dimenzované prvky a optimalizovat konstrukční parametry pohonu.

METODIKA

V článku jsou probrány nejobvyklejší skupiny základních elementů vyskytujících se v pohonech zemědělských strojů z hlediska hmotnostních, pružnostních i tlumících vlastností. Dále je sestaven dynamický model soustavy pohonu metodou redukce.

Za účelem stanovení vlastních frekvencí a tvarů kmitání jsou řešeny homogenní diferenciální rovnice simulující dynamické chování stroje bez ohledu na vektor buzení.

Numerický postup probíhá Jakobiho metodou rozšířenou na obecný problém vlastních hodnot — program GEIGE (Knafl, 1972).

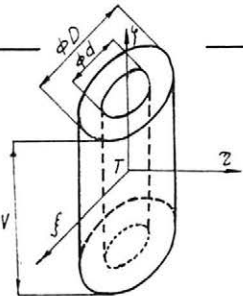
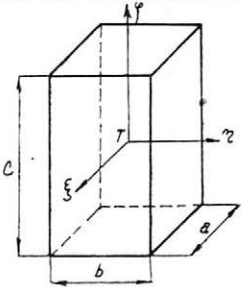
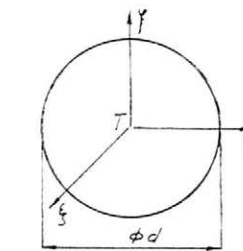
PARAMETRY TORZNÍ SOUSTAVY

Protože některé části pohonu jsou relativně tak tuhé, že je lze pokládat za dokonale tuhá tělesa a naopak druhé části relativně tak poddajné se zanedbatelnými hmotnostmi, že je lze pokládat za nehmotné pružiny, můžeme kmitající pohon nahradit diskretním systémem s konečným počtem stupňů volnosti.

HMOTNOSTNÍ VLASTNOSTI TUHÉHO TĚLESA

Skutečné geometrické tvary tuhých těles nahradíme ekvivalentními hmotnými koučemi s osou rotace totožnou s osou rotace systému. Nejprve stanovíme momenty setrvačnosti

1. Hmotnosti a hlavní centrální momenty setrvačnosti vybraných těles (kg m^{-3} — měrná hmotnost) — The weights and the main central moments of inertia of selected bodies (kg m^{-3} — specific weight)

	HMOTNOST	HLAVNÍ CENTRÁLNÍ MOMENT SETRVAČNOSTI
	$m = \rho \frac{\pi \cdot v}{4} (D^2 - d^2)$	$J_x = \frac{m}{16} (d^2 + \frac{4}{3} v^2 + D^2)$ $J_y = J_x$ $J_z = \frac{m}{8} (D^2 + d^2)$
	$m = \rho a b c$	$J_x = \frac{m}{12} (b^2 + c^2)$ $J_y = \frac{m}{12} (a^2 + c^2)$ $J_z = \frac{m}{12} (a^2 + b^2)$
	$m = \frac{1}{6} \pi \cdot d^3 \cdot \rho$	$J_x = \frac{m}{10} d^2$ $J_y = J_x = J_z$

vačnosti $\mathcal{J}_\xi, \mathcal{J}_\eta, \mathcal{J}_\zeta$ tělesa obecného tvaru k jeho centrálním hlavním osám setrvačnosti ξ, η, ζ . Hlavní centrální momenty setrvačnosti vybraných geometrických těles ukazuje tab. I. Sestavíme je do matice

$$\mathcal{J}_1 = \begin{bmatrix} \mathcal{J}_\xi & \emptyset & \emptyset \\ \emptyset & \mathcal{J}_\eta & \emptyset \\ \emptyset & \emptyset & \mathcal{J}_\zeta \end{bmatrix} \quad (1)$$

kde: $\mathcal{J}_1$ — matice hlavních centrálních momentů setrvačnosti nahrazovaného tělesa

Abychom stanovili moment setrvačnosti náhradního kotouče k ose rotace, je třeba matici transformovat do souřadné soustavy $2(x, y, z)$, kde z je osa rotace systému pohonu. Pro tuto transformaci platí zobecněná Steinerova věta

$$\mathcal{J}_2 = R^T R m + T_{21} \mathcal{J}_1^T T_{21} \quad (2)$$

kde: $\mathcal{J}_2 = \begin{bmatrix} \mathcal{J}_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ -D_{xy} & \mathcal{J}_y & -D_{yz} \\ -D_{xz} & -D_{yz} & \mathcal{J}_z \end{bmatrix}$...matice momentů setrvačnosti obecného tělesa po transformaci do souřadné soustavy 2

$R = \begin{bmatrix} \emptyset & -r_y & r_y \\ r_z & \emptyset & -r_x \\ -r_y & r_x & \emptyset \end{bmatrix}$...matice posunutí souřadné soustavy o r_x, r_y, r_z

$T_{21} = T_x(\vartheta) \quad T_y(\psi) \quad T_z(\varphi)$...matice pootočení souřadných os ξ, η, ζ do x, y, z o úhly pootočení ψ, φ

Obecné natočení lze vytvořit postupným pootočením

$T_x(\vartheta) = \begin{bmatrix} 1 & \emptyset & \emptyset \\ \emptyset & \cos \vartheta & -\sin \vartheta \\ \emptyset & \sin \vartheta & \cos \vartheta \end{bmatrix}$...kolem osy $x = \xi$

$T_y(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & \emptyset & \sin \psi \\ \emptyset & 1 & \emptyset \\ -\sin \psi & \emptyset & \cos \psi \end{bmatrix}$...kolem osy $y = \eta$

$T_z(\varphi) = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & \emptyset \\ \sin \varphi & \cos \varphi & \emptyset \\ \emptyset & \emptyset & 1 \end{bmatrix}$...kolem osy $z = \zeta$

kde sled matic v součinu je určen sledem otáčení.

TUHOSTI PRUŽNÝCH ČLENŮ

Předpokládejme u pružných elementů používaných v pohonech existenci středu pružnosti. Vložíme do něj začátek pravotočivé kartézské souřadnicové soustavy. Její osy ξ, η, ζ ztotožníme s hlavními osami pružnosti. Za těchto předpokladů vymizí v matici tuhosti nediagonální členy. Potom

$$C_1 = \begin{bmatrix} C_{p1} & \emptyset \\ \emptyset & C_{k1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\xi} & \emptyset & \emptyset \\ \emptyset & C_{\eta} & \emptyset \\ \emptyset & \emptyset & C_{\zeta} \\ \hline \emptyset & C_{k\xi} & \emptyset & \emptyset \\ \emptyset & \emptyset & C_{k\eta} & \emptyset \\ \emptyset & \emptyset & \emptyset & C_{k\zeta} \end{bmatrix} \quad (3)$$

kde: C_{p1}, C_{k1} — matice posuvných a torzních tuhostí
 $c_{\xi}, c_{\eta}, c_{\zeta}$ — koeficienty posuvné tuhosti elementu při působení sil ve směru os ξ, η, ζ
 $c_{k\xi}, c_{k\eta}, c_{k\zeta}$ — koeficienty torzní tuhosti elementu při působení momentů okolo os ξ, η, ζ

Velikost koeficientů posuvné tuhosti (torzní tuhosti) se rovná velikosti síly (momentu), která způsobí jednotkovou výchylku (natočení). Souvislost silových účinků a deformací elementu soustavy stanovíme podle zásad nauky o pružnosti a pevnosti podle konkrétních geometrických a hmotnostních podmínek. Pro stanovení koeficientů tuhosti je třeba vyčíslit momenty setrvačnosti průřezů v ohybu a momenty tuhosti v kroucení běžných průřezů (tab. II).

Pro určení torzní tuhosti náhradního modelu pružného elementu torzně kmitajícího kolem rotační osy systému je třeba matici tuhostí C_1 transformovat podobně jako matici $\tilde{Y}_1$ do souřadné soustavy $2(x, y, z)$, kde z je opět osa rotace systému pohonu. Transformační vztah

$$C_{k2} = R T_{21} C_{p1}^T T_{21} T_R + T_{21} C_{k1}^T R_{21} \quad (4)$$

kde: C_{k2} — matice torzní tuhosti pružného členu po transformaci

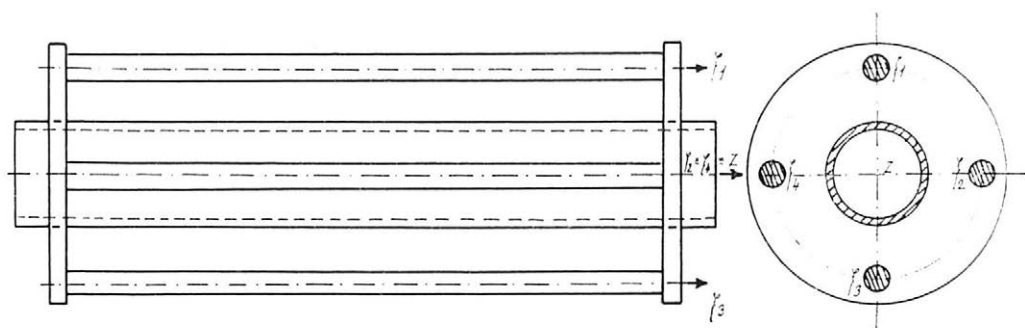
Tato transformace se využije zvláště u složených rotorů (obr. 1). Je-li náhradní element tvořen z několika prvků, pak pro celkovou tuhost prvků řazených sériově platí

$$C_{k2} = \left[\sum_i (C_{k2}^i)^{-1} \right]^{-1} \quad (5)$$

pro paralelně řazené prvky

$$C_{k2} = \sum_i C_{k2}^i \quad (6)$$

kde: C_{k2}^i — matice torzní tuhosti dílčího pružného členu po transformaci



1. Složený rotor — A compound rotor

TLUMÍCÍ ODPORY A KONSTRUKČNÍ TLUMENÍ

Tlumicí odpory mají rozhodující vliv na velikost kmitavé výchylky v rezonanci. Vzhledem k různým způsobům zjišťování velikosti tlumení v soustavách s jedním stupněm volnosti existují četné parametry, z kterých se koeficient viskózního tlumení stanoví:

II. Momenty tuhosti v kroucení a momenty setrvačnosti v ohybu pro běžné průřezy
 – Moments of torsional rigidity and moments of inertia in bend for current cross-sections

PRŮŘEZ	J_k	J_o
	$\frac{\pi D^4}{32}$	$\frac{\pi D^4}{64}$
	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$
	$\pi \frac{A^3 B^3}{A^2 + B^2}$	$\frac{\pi}{4} AB^3$
	$\pi \frac{a^3 b^3}{a^2 + b^2} \left[\left(1 + \frac{A-a}{a} \right)^4 - 1 \right]$	$\frac{\pi}{4} [AB^3 - ab^3]$
	$0,1406 A^4$	$\frac{1}{12} A^4$
	$AB^3 \left[\frac{16}{3} - 3,36 \frac{B}{A} \left(1 - \frac{B^4}{12A^4} \right) \right]$	$\frac{4}{3} AB^3$
	$\frac{2tt_1(2A-t_1)^2(2B-t_1)^2}{2At_1 + 2Bt_1 - t_1^2 - t_1^2}$	$\frac{4}{3} [AB^3 - (A-t_1)(B-t_1)^3]$

1. K určování tlumení soustavy v obecném vztahu k dynamické odezvě slouží poměrné tlumení

$$\delta = \frac{k}{k_{krit}} \quad (7)$$

kde: k — koeficient viskozního tlumení
 k_{krit} — koeficient kritického tlumení

Pro koeficient tlumení pak

$$k = \frac{2c\delta}{\Omega} \quad (8)$$

kde: Ω — vlastní frekvence kmitání

2. K určování tlumení soustavy při dokmitávání se zjišťuje logaritmický dekrement

$$\Delta = 2\pi\delta \quad \text{když } k \ll k_{krit} \quad (9)$$

3. Při měření ustálené odezvy vynuceného kmitání v okolí rezonance $\omega \doteq \Omega$ se užívá měrné tlumící kapacity ψ , což je poměr mezi dissipovanou energií během cyklu L_T a akumulovanou elastickou energií soustavy L_E

$$\psi = \frac{L_T}{L_E} = \frac{2\pi k\omega}{c} = 4\pi\delta \quad \text{když } k \ll k_{krit} \quad (10)$$

Konstrukční tlumení h je na rozdíl od viskozního tlumení, kde součinitel k je konstantní a tlumící síla ($-k\dot{q}$) roste úměrně rychlosti kmitání, nezávislé na rychlosti kmitání. Za předpokladu harmonického pohybu a stejné dissipací energie L_T (jako v předchozím případě) plyne ze vztahu (10)

$$h = \frac{\psi c}{2\pi\omega} \Rightarrow \psi = \text{konst.} \quad (11)$$

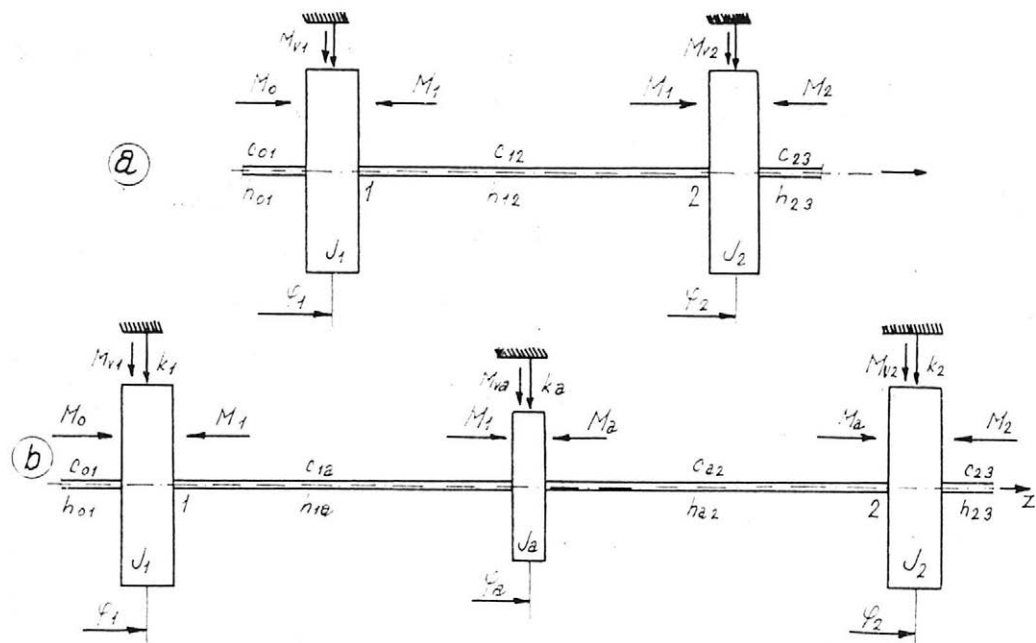
NÁHRADNÍ DYNAMICKÉ MODELÝ ZÁKLADNÍCH PRVKŮ POHONŮ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Podle vlastností pružných elementů, které obsahují, se modely dělí na:

- a) modely se spojovacím elementem (Holtzerova typu),
- b) modely s konstantním převodem,
- c) modely s proměnným převodem (Hookeova typu).

MODELÝ SE SPOJOVACÍM ELEMENTEM

Náhradní schéma je na obr. 2. Koeficienty tuhosti nejčastěji se vyskytujících pružných elementů ukazuje tab. III. V případě klikového mechanismu je uveden i moment setrvačnosti náhradního kotouče. Pohybové rovnice získáme rozdělením soustavy v místech pružných elementů a zavedením příslušných vnitřních silových účinků v místech rozdělení. Předpokládejme, že se propočítávaný kotouč zpožďuje vzhledem k oběma sousedním, takže elastické momenty z obou stran působí ve směru pohybu kotouče. Z rovnováhy silových účinků na i -tém kotouči plyne



2. Náhradní dynamické modely základních prvků pohonů: a) dvouhmotový, b) tříhmotový – Substitute dynamic models of the main elements of drive: a) two-masses, b) three-masses

$$J_i \ddot{\varphi}_i = M_{ei} - M_{i-1} + M_i \quad (12)$$

kde: $M_{ei} = M_{vi} - k_i \varphi_i$ – externí krouticí moment působící na kotouč

$M_{i-1} = c_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + h_{i-1,i} (\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i)$ – vnitřní krouticí moment působící z předchozího členu

$M_i = c_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) + h_{i,i+1} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1})$ – vnitřní krouticí moment působící na i -tý kotouč z následujícího členu

Pro modul pružnosti oleje udává Zoul (1971) velikost $k_o = 1,66 \cdot 10^9 \text{ N m}^{-2}$.

MODEL S KONSTANTNÍM PŘEVODEM

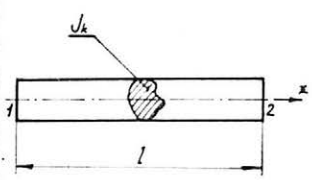
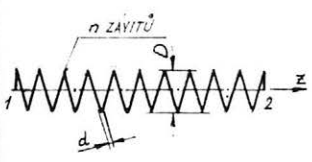
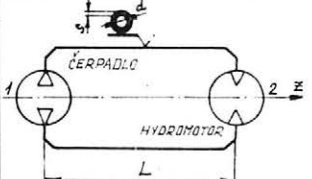
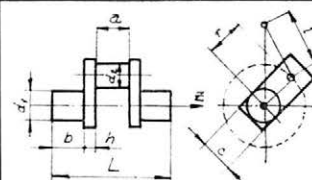
Opět jsou nahrazovány schémata podle obr. 2. Úhly nakroucení redukováného systému pro převody s tuhým ozubením jsou

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_I \\ \varphi_a &= \varphi_\alpha \\ \varphi_2 &= \varphi_{II} \frac{\tau_\beta}{\tau_\alpha} \end{aligned} \quad (13)$$

Pro oba modely platí, že při převodu do rychla rostou kvadraticky s převodem redukové momenty setrvačnosti a redukové tuhosti (popřípadě tlumení). Silové veličiny (momenty) rostou úměrně k převodu, úhlové výchylky se naopak redukcí zmenšují. Pohybové rovnice jednotlivých kotoučů jsou shodné s (12), dosazují se redukové veličiny. Velikost poměrného tlumení δ u klínových řemenů se pohybuje okolo 0,2

III. Koeficienty tuhosti nejběžnějších pružných elementů — Rigidity coefficients of the current elastic elements

- E, G (N m^{-2}) — moduly pružnosti v tahu a ve smyku trubky
 m (1) — Poissonova konstanta materiálu trubky
 k_o (N m^{-2}) — modul pružnosti oleje
 V (m^3) — objem dutin čerpadla a motoru, ve kterých je stlačený olej
 q zČ ($\text{m}^3 \text{ ot}^{-1}$) — množství oleje dodané hydromotorem za jednu otáčku
 jz (m^4) — moment setrvačnosti zalomení
 m_1, m_2 (kg) — hmoty rotujícího a posouvajícího se podílu ojnice
 $\lambda = r/l$ (1) — poměr poloměru kliky a délky ojnice
 m_p (kg) — hmoty posouvajících se částí klikového mechanismu

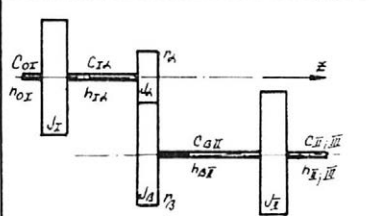
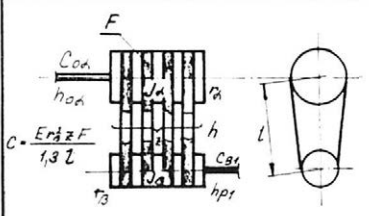
TYP ELEMENTU	KOEFICIENT TORSNÍ TUHOSTI	NÁHRADNÍ MODEL PODLE OBRAZKU
HŘÍDEL LIBOVOLNEHO PRŮŘEZU 	$C_{12} = \frac{G J_k}{l}$	2a
TORSNÍ SPIRÁLA 	$C_{12} = \frac{E d^4}{64 n D}$	2a
HYDROSTATICKÁ VAZBA 	$C_{12} = \frac{\left(\frac{q \pi^2}{2 \eta}\right)^2}{\frac{v}{k_o} + \frac{q \pi^2}{4} L \left\{ \frac{1}{k_o} + \frac{d}{4 \pi E} \left(5 - \frac{4}{m} \right) \right\}}$	2a
KLIKOVÝ MECHANISMUS 	$C_{12} = \frac{\frac{l}{2}}{\left[\frac{2b r 0.9 \eta}{32 d^4 G} + \frac{a + 0.9 \eta}{32 d^4 G} + \frac{2r}{12 h^2 E} \right]}$ $C_{12} = C_{21}$	$J_{\bar{a}} = \left[\frac{J_k}{r^2} + m_1 + \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) (m_p + m_2) \right] r^2$

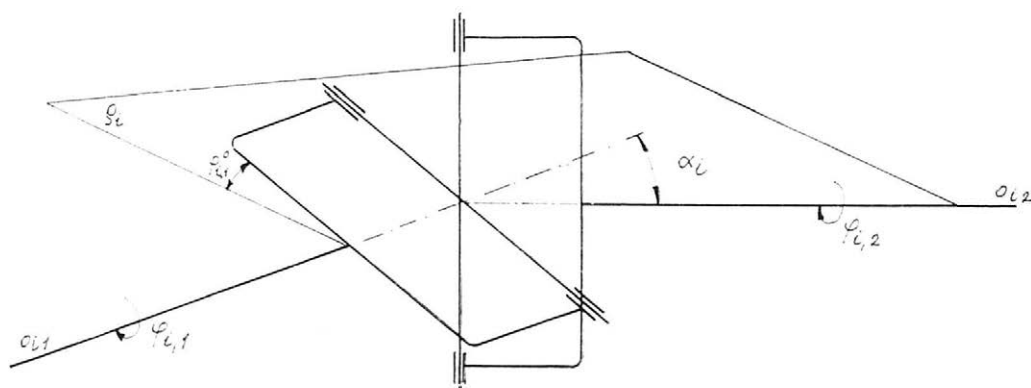
(Souček, 1968). Pro modul pružnosti klínových řemenů udává Thiel (1959) velikost $E \approx 3,5 \cdot 10^8 \text{ N m}^{-2}$ (tab. IV).

MODEL S PROMĚNNÝM PŘEVODEM BĚHEM OTÁČKY

Přenos kroutícího momentu mezi hřídeli s pevnými či navzájem se pohybujícími osami bývá zprostředkován kloubovými mechanismy, které jsou tvořeny jedním nebo více Hookeovými klouby. Dynamické vlastnosti těchto pohonů závisejí vedle hmotnostních, tlumících a tuhostních parametrů především na kinematických závislostech — dife-

IV. Koeficienty tuhosti a momenty setrvačnosti při konstantních převodech — Rigidity coefficients and inertia moments at constant gears
 c, h — torzní tuhost a koeficient tlumení klínových řemenů

TYP ELEMENTU	KOEFICIENTY TORZNÍ TUHOSTI A TLUMENÍ	MOMENTY SETRVAČNOSTI	MODEL PODLE OBR.
OTŮBENÉ PŘEVODY 	$C_{01} = C_{02}$ $C_{12} = C_{13}$ $C_{23} = C_{2,II}$ $h_{01} = h_{02}$ $h_{12} = h_{13}$ $h_{23} = h_{2,II}$	$J_1 = J_2$ $J_2 = J_1 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$ $J_2 = J_1 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$	2b
ŘEMENOVÉ PŘEVODY 	$C_{01} = C_{02}$ $C_{12} = C_{13}$ $C_{23} = C_{2,II}$ $h_{01} = h_{02}$ $h_{12} = h_{13}$ $h_{23} = h_{2,II}$	$J_1 = J_2$ $J_2 = J_1 \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$	2a



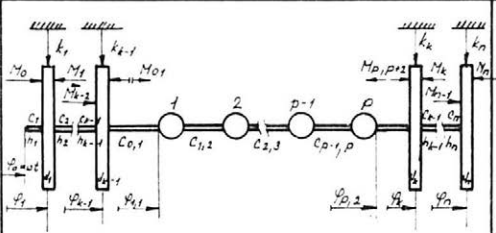
3. Schéma i-tého Hookeova kloubu — Scheme of the i-th Hooke's joint

renčních úhlech φ^* a převodových funkcích $\frac{\partial \varphi_{i,2}}{\partial \varphi_{i,1}}$ jednotlivých Hookeových kloubů (obr. 3). Hookeův kloub způsobuje svým sférickým uspořádáním proměnlivost úhlové rychlosti mezi vstupním a výstupním hřídelem. Proto jej můžeme chápat jako převodový člen soustavy, který způsobuje periodickou změnu charakteristických veličin soustavy. Proměnlivost převodu vyvolává nelinearitu.

V tab. V je znázorněn řadový systém s obecně nehomokinetickým kloubovým mechanismem složeným z $p + 1$ hřídelů vázaných Hookeovými klouby o počtu p . Osové

V. Řadový systém s Hookeovými klouby o počtu p — Serial system with Hooke's joints (their number = p)

$\frac{\partial \varphi_{i,2}}{\partial \varphi_{i,1}}$ — převodová funkce i -tého kloubu

TYP ELEMENTU - HOOKEOVY KLOUBY	KOEFICIENTY TUHOSTI	MOMENTY SETRVAČNOSTI	NAHRADNÍ MODEL OBR.
	$C_{01} = C_{1-2, k-1}$ $C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_{p,p+1}} + \frac{1}{C_{p-1,p}} \frac{\partial \varphi_{p,2}}{\partial \varphi_{p,1}} + \dots + \frac{1}{C_{01}} \frac{\partial \varphi_{1,2}}{\partial \varphi_{0,1}}}$ $C_{23} = C_{k, k+1}$	$J_1 = J_{k-1}$ $J_2 = J_k$	2a

momenty setrvačnosti rotujících částí kloubového mechanismu jsou ve srovnání s ostatními částmi pohonu vně kloubového mechanismu zanedbatelné. Ze vztahů mezi úhly sousedních kotoučů a z podmínek rovnováhy kloubů vyplývá moment přenášený „výstupním“ hřídelem kloubového mechanismu (Zeman, Hlaváč, 1976)

$$M_{p,p+1} = c_{12} \left(\varphi_1 - \varphi_2 + \sum_{i=1}^p \psi^* i \right) \quad (14)$$

Vlastní pohybové rovnice pro kotouč 1 a kotouč 2 mají tvar

$$\begin{aligned} \mathcal{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 - h_{01} (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + h_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_0 + M_{p,p+1} \frac{\partial \varphi_{1,2}}{\partial \varphi_{1,1}} &= 0 \\ \mathcal{J}_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2 \dot{\varphi}_2 - h_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + h_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M_{p,p+1} + M_k &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Nelineárnost funkcí ψ^* a $\frac{\partial \varphi_{i,2}}{\partial \varphi_{i,1}}$ úhlů otočení „vstupních“ vidlic Hookeových kloubů lze za předpokladu, že úhly zlomu $\alpha_i < 20^\circ$ odstranit. Linearizace spočívá v náhradě přibližnými explicitními funkcemi času

$$\psi^* i = \varphi_{i,2} - \varphi_{i,1} \doteq \frac{\alpha_i^2}{4} [\sin 2(\omega t + \varphi_{i,1}^0) - \sin 2\varphi_{i,1}^0] \quad (16)$$

$$\frac{\partial \varphi_{i,2}}{\partial \varphi_{i,1}} = 1 + \frac{\alpha_i^2}{2} \cos 2(\omega t + \varphi_{i,1}^0) \quad (17)$$

kde: ω — jmenovitá úhlová rychlost „vstupního“ hřídele kloubového mechanismu

t — čas

$\varphi_{i,1}^0$ — počáteční úhel natočení vidlic i -tého Hookeova kloubu od referenční roviny φ_i obsahující obě osy o_{i1} , o_{i2} vstupního a výstupního hřídele i -tého kloubu

Pohybové rovnice tvoří systém lineárních diferenciálních rovnic typu Mathieu.

Bude-li pohon obsahovat Hookeovy klouby, u kterých vstupní a výstupní hřídele svírají malé úhly, není třeba řešit rovnice Mathieu. Pohon je potom popsán soustavou lineárních diferenciálních rovnic, které mají v maticovém vyjádření tvar

$$\mathcal{J}\ddot{\varphi} + K\dot{\varphi} + C\varphi = M(t) \quad (18)$$

kde: $\mathcal{J}$ — čtvercová matice momentů setrvačnosti kotoučů
 C — čtvercová matice tuhosti
 K — matice tlumení
 φ — vektor natočení kmitajících hmot
 $M(t)$ — vektor budících účinků

Levá strana rovnice simuluje mechanickou soustavu — pohon, pravá strana definuje její provozní režim — její buzení. Jsou to např. periodicky proměnné tangenciální síly od tlaků na píst v motoru, periodické odpory pracovního stroje, stochastické vzruchy od povrchu pole nebo vozovky.

VLASTNÍ KMITÁNÍ POHONU

Vlastní kmitání mechanické soustavy popisují vlastní frekvence a vektory. Vlastní frekvence umožňují vymezit nebezpečné rezonanční oblasti vzhledem k periodickým zdrojům buzení. Jejich znalost je nutná pro zjednodušování fyzikálního výpočtového modelu. Vlastní tvary umožňují vytypovat ty prvky pohonu, které při kmitání soustavy s frekvencí odpovídající příslušnému tvaru kmitu budou nejvíce zatíženy. Tyto tzv. spektrální veličiny charakterizují základní dynamické vlastnosti samotného stroje bez ohledu na jeho buzení. Budeme tedy řešit soustavu pohybových rovnic (18) bez pravé strany — homogenní soustavu. Při malých hodnotách tlumení se příliš neliší vlastní frekvence a tvary kmitání od soustavy popsané rovnicí.

$$\mathcal{J}\ddot{\varphi} + C\varphi = 0 \quad (19)$$

Protože při vlastním kmitání konají všechny body harmonický pohyb se stejnou fází a kruhovou frekvencí, můžeme vyjádřit

$$\ddot{\varphi} = \Omega^2 \varphi \quad (20)$$

a rovnici (19) přepsat

$$(\Omega^2 \mathcal{J} + C)\varphi = 0$$

Existuje posloupnost ortogonálních matic rovinné rotace S_i , kde $i = 1, \dots, \infty$ takových, že platí

$$T_{Si} T_{Si-1} \dots T_{S1} [\Omega^2 \mathcal{J} + C] S_1 S_2 \dots S_{i-1} S_i = D \quad (21)$$

kde: D — diagonální matice

Vynásobením rovnice (21) maticí $Q = S_1 \dots S_i$ zleva, obdržíme

$$(\Omega^2 \mathcal{J} + C)Q = QD \quad (22)$$

Tímto postupným natáčením matice $(\Omega^2 \mathcal{J} + C)$ popisující model pohonu dostaneme soustavu nezávislých rovnic vyjadřujících chování každého kotouče samostatně jako soustavu s jedním stupněm volnosti v hlavních souřadnicích. Vlastní čísla (odpovídající vlastním frekvenčním) jsou diagonálními prvky matice D a vzhledem k ortogonalitě matice Q a platnosti rovnice (22) jsou sloupce matice Q vlastními vektory.

BUDÍČÍ ÚČINKY

V rovnicích (18) vyjadřují pravé strany provozní režim provozu. Budící síly (momenty) tvoří několik skupin:

PERIODICKY PROMĚNNÝ KROUTÍCÍ MOMENT SPALOVACÍHO MOTORU

Průběh budících momentů v časovém rozvinutí není sinusový, budící frekvence má vedle výrazné základní složky ještě i vyšší harmonické složky o různé vydatnosti navzájem fázově posunuté. Nejnižší harmonická je řádu $k = 0,5$ (tj. půl vlny za jednu otáčku). U víceválcového motoru se jednotlivé harmonické vektorově sčítají, nejvydatnější jsou hlavní harmonické řádu

$$k = x \frac{z}{2} \quad x = 1, 2 \dots \text{u čtyřdobého} \quad (23)$$

$$k = xz \quad x = 1, 2 \dots \text{u dvoudobého} \quad (24)$$

kde: z — počet válců

PARAMETRICKÉ BUZENÍ OD HOOKEOVÝCH KLOUBŮ

Vzhledem k periodicky proměnné pružnosti hřídelů spojených Hookeovými klouby vzniká za předpokladu dostatečně velkého tlumení stabilní periodický pohyb s amplitudami největšími při úhlové rychlosti otáčení

$$\omega = \frac{\Omega_k}{2} \quad k = 1, 2 \dots n \quad (25)$$

kde: Ω_k — vlastní frekvence soustavy o n stupních volnosti

BUZENÍ TECHNOLOGICKOU ZÁTĚŽÍ POHONU

Torzní kmitání způsobují příčné setrvačné momenty vznikající nerovnoměrným otáčením hřídelů, přičemž je otáčející se hmota během otáčky zrychlována nebo zpokoďována. Další příčina je změna poloměru rotace během otáčky u ohybově kmitajícího pružného hřídele, kývavý pohyb ojníc v motoru, cepů u cepového sklízeče, atd. U klikového mechanismu vyvolává setrvačná síla posuvných hmot rovněž příčný točivý moment, změna hmotnosti (záběr korečků dopravníků, břitů, frézy) způsobuje také příčný moment. Bude-li z počet břitů a n (1 min^{-1}) počet otáček hřídele, na němž je kotouč s břity nasazen, bude kruhová frekvence buzení

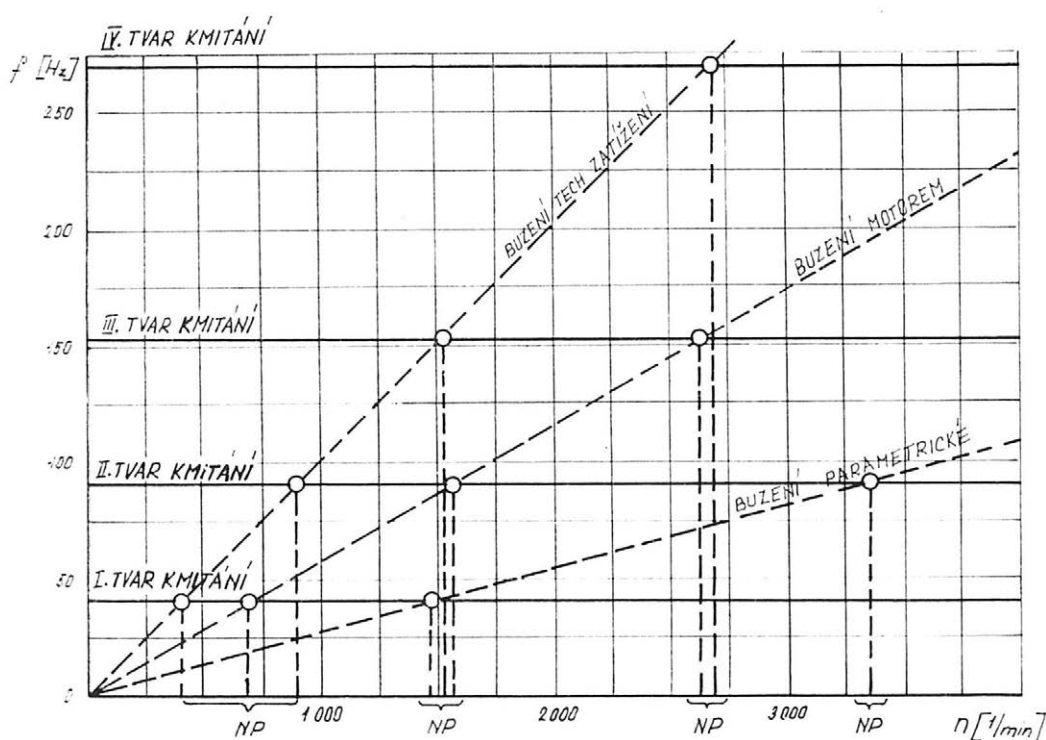
$$\omega = \frac{\pi n}{30} z \quad (26)$$

VYNUCENÉ KMITÁNÍ POHONU

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním kmitání. Výchytky jednotlivých kotoučů určuje podmínka rovnosti mezi prací harmonických složek buzení a prací tlumících odporů.

V mimorezonanční oblasti jsou tlumící odpory zanedbatelně malé. Velikost torzní výchylky plyne z rovnováhy mezi zrychlujícími momenty jednotlivých kotoučů a budícími momenty. Tvar vynuceného kmitání se liší od tvaru vlastního kmitání.

Spektrum vlastních frekvencí určuje kritické otáčky pohonu. Protože každá z harmonických složek kroutícího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání své frekvence, má soustava řadu kritických otáček příslušných kmitání jedno-uzlovému, dvouuzlovému atd. Na základě vypočtených vlastních kmitočtů a ze zjištěných frekvencí buzení sestrojíme Campbellův diagram (obr. 4). Kritické otáčky jsou v průsečících obou soustav čar. Vodorovné jsou vlastní frekvence, vějířovitě uspořádané jsou harmonické složky buzení. Vyznačíme nebezpečná pásma otáček. V případě, že provozní otáčky jsou uvnitř těchto pásem, je potřeba vhodnou změnou konstrukčních parametrů naladit soustavu pohonu na jiné vlastní frekvence — mimo nebezpečná kmitočtová pásma. V některých případech je změna parametrů obtížně proveditelná, pak při podrobné znalosti hodnot činitelů ovlivňujících vydatnost rezonancí (sled zapalování ve válcích motoru, velikosti koeficientů tlumení atd.) lze stanovit rezonance, při kterých velikost rezonančních amplitud nedosahuje nebezpečných hodnot, a umožnit provoz i při těchto režimech.



4. Campbellův diagram (NP — nebezpečné pásmo otáček) — Campbell's diagram (NP — dangerous zone of speed)

DISKUSE

Předložená práce je zaměřena na vnitřní dynamiku pohonů. Zabývá se otázkami dynamického zesílení přenášených momentů a potlačováním vibrací při ustálených periodických silách, konstatních otáčkách motoru a při rovnoměrném pohybu celého stroje. Stanovení rezonancí — vlastních frekvencí je základním krokem pro další celkové vy-

hodnocení dynamických namáhání vyvolaných rozběhem stroje, nerovnoměrností chodu, stochastickým buzením od pojezdu a od technologické zátěže. Sestavený matematický model (18) při dalším analytickém řešení bývá zjednodušován, počet stupňů volnosti redukován. Bez tohoto zjednodušování lze matematický model (18) řešit integrací numerickými metodami, např. Runge-Kutta (IBM, 1968), za cenu, že možnost analýzy soustavy se částečně omezí. Současné se však vytvářejí předpoklady pro rychlé operativní vyřešení úlohy celého kompletního dynamického modelu pohonu i jeho zatížení, což je obzvláště důležité při určování odezvy jednotlivých elementů v širokém otáčkovém rozmezí. Stanovení rezonancí umožní změnou konstrukčních parametrů přeladit vlastní frekvence mimo nebezpečná kmitočtová pásma výskytu periodických budících sil.

ZÁVĚR

Předložená metodika hodnocení konstrukčních parametrů pohonu zemědělského stroje z hlediska odolnosti proti vibracím je základní — umožňuje orientačně posoudit pohon. Třídí elementy nejčastěji se vyskytující a umožňuje sestavit náhradní dynamický model. Aby nedocházelo k podstatnému zhoršení, popř. vyloučení normálního provozu stroje, je nutné vymezit rezonanční pásma řešením homogenních diferenciálních rovnic matematického modelu a optimalizovat konstrukci. Tento základní přístup je schematizován; současně jsou uvedeny tabulky pro snadnou orientaci při výpočtech tuhostních a hmotnostních parametrů na základě výkresové dokumentace. Užitý postup je obecně aplikovatelný na různých variantách pohonů zemědělských strojů.

Literatura

- KNAIFL, O.: Vztah mezi ohybovým dynamickým namáháním a rychlostí volného konce kmitajícího nosníku. [Disertační práce.] Běchovice 1972. — SVÜSS.
KOŽEŠNÍK, J.: Dynamika strojů. Praha, SNTL 1958.
SOUČEK, Z.: Model žací lišty sklízecí řezačky. [Zpráva VÚZS.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zem. strojů 1968.
THIEL, R.: Untersuchungen über den Elastizitätsmodul von Keilriemen im Betrieb. VDI - Zeitung, 101, 1959, č. 6.
ZEMAN, V. — HLAVÁČ, Z.: Příspěvek k dynamice torzních soustav s Hookeovými klouby. In: Sborník II. konference IFToMM, 1976.
ZOUL, V.: Dynamika hydrostatických náhonů pomocných strojů motorových lokomotiv. Technické zprávy ČKD - Praha, 16, 1971, č. 2.
—: IBM Application Program (1130-CM-02X), 1968.

Došlo dne 9. 8. 1977

КНАЙФЛ, О. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов). Торсионная вибрация сельскохозяйственных машин. Земед. Techn., 23, 1977 (11) : 653-667.

Работа посвящена теоретическому анализу динамической устойчивости приводов еще в стадии проекта на основе чертежной документации. Предложено составление математической модели, характеризующей динамическое поведение машин и вызывающей действие сил при неизменном состоянии. Исследование внутренней динамики агрегата позволяет оптимизировать конструкционные параметры с точки зрения прочности и срока службы. Примененный метод в общем применим у приводов сельскохозяйственных машин разных вариантов.

вибрация приводов; математическая модель машины и моделирование; внутренняя динамика агрегата; оптимизация конструкционных параметров с точки зрения прочности; срока службы и шума

KNAIFL, O. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Torsional Vibration of Driving Gears of Farm Machines*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11) : 653-667.

The paper is a contribution to the theoretical analysis of the dynamic resistance of driving gears which is still at draft stage and is based on drawings and charts. The author proposes the construction of a mathematical model characterizing the dynamic behaviour of the machine and the exciting force effects in steady state. The examination of the internal dynamics of the aggregate enables the optimization of structural parameters from the viewpoint of strength and service life. The method is generally applicable to different variants of the drive of agricultural machines.

vibration of driving gears; mathematical model of machine and excitation; internal dynamics of aggregate; strength, life and noise optimization of structural parameters

KNAIFL, O. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Torsionsschwingung der Landmaschinentriebwerke*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11) : 653-667.

Der Aufsatz stellt einen Beitrag zur theoretischen Analyse der dynamischen Beständigkeit der Triebwerke noch im Entwurfsstadium aufgrund der Zeichnungsdokumentation dar. Es wird die Zusammenstellung eines mathematischen Modells entworfen, das das dynamische Maschinenverhalten sowie die erregenden Kraftwirkungen im stabilisierten Zustand kennzeichnet. Die Untersuchung der Innendynamik des Maschinensatzes gestattet, die Konstruktionsparameter aus der Sicht der Festigkeit und Lebensdauer zu optimieren. Die angewandte Methode ist allgemein für verschiedene Varianten der Landmaschinentriebwerke verwendbar.

Schwingung der Triebwerke; mathematisches Maschinenmodell und Erregung; Innendynamik des Maschinensatzes; Optimierung der Konstruktionsparameter aus der Sicht der Festigkeit, Lebensdauer und des Laufgeräusches

Adresa autora:

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

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

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

C 18.637/15

Fertilizer distribution and handling.

London, Her Majesty's stationery office 1975. 6 s. obr. Mechanization leaflet 15. (Strojená hnojiva — hnojení — mechanizace)

JÄNICKE, G. — HEYMANN, W. — SIEGMEYER, K. D 37.699/14/4

Mechanisierung, Organisation und Ökonomik der Mineraldüngung.

Berlin, Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR 1976. 55 s. 17 tab. Fortschrittsberichte 14/4. (Hnojení — mechanizace)

D 37.699/13/7

Ackerbauliche Aspekte, technische Lösungen und Verfahren zur Strohdüngung.

Berlin, Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR 1975. 57 s. 33 obr. 12 tab. (Hnojení — sláma — mechanizace — studijní zpráva — NDR)

D 65.186

Wazniejsze właściwości roślin wiażące się z pracą maszyn rolniczych.

Warszawa, PWN 1975. 147 s. tab. (Mechanizace zemědělství — obilniny — vlastnosti — vztahy — výzkum — Polsko)

DOROŠENKO, V. P.

E 38.090

Kompleksna mechanizacija vyrobnyctva zerna.

Kyjiv, Urožaj 1976. 86 s. obr. tab. (Obilniny — pěstování — mechanizace komplexní — příručka)

KONONENKO, A. F.

E 32.262 926

Sostajaniye i perspektivy mechanizacii uborki zernovykh kultur.

Moskva, VNIITEISCH 1976. 93 s. 13 obr. 20 tab. Obzornaja informacija 926. (Obilniny — sklizeň — mechanizace — studijní zpráva — SSSR)

STIEGER, W.

E 37.898/16

Einzelkornerfassung pneumatischer Maiseinzelkornsäugeräte.

Inaug.-Diss. d. Hohen Landw. Fakultät der Rhein. Friedrich-Wilhelms-Univ. zu Bonn. Bonn, Hohe Landw. Fak. d. Rhein. Friedrich-Wilhelms-Univ. 1974. 181 s. obr. tab. (Secí stroje — pneumatické — kukuřice — setí přesné — výzkum — NSR / Kukuřice — setí přesné — osivo — rozdělování pneumatické — výzkum — NSR — disertační práce)

N. Govoruchin, J. Kupr

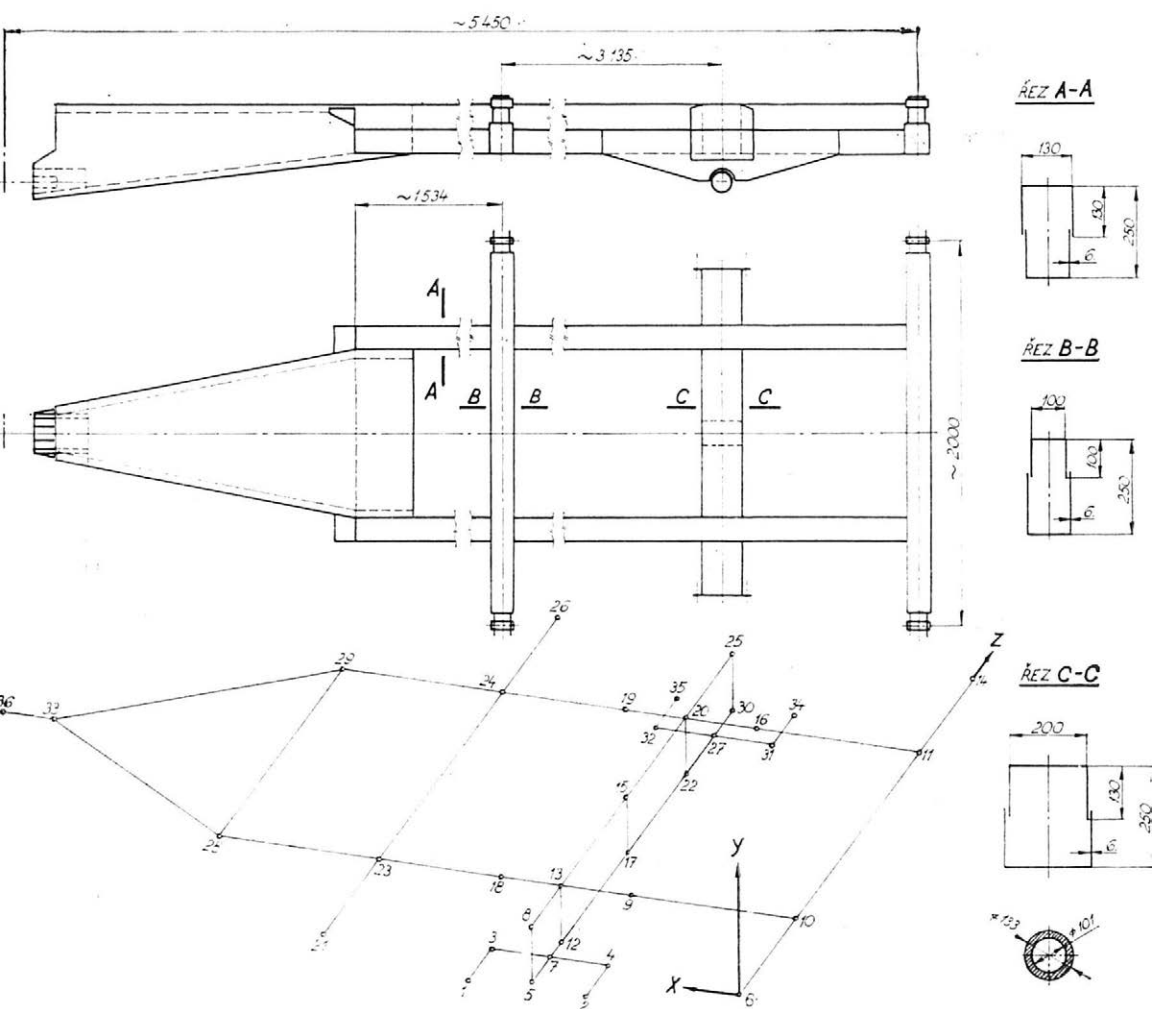
GOVORUCHIN, N. — KUPR, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Pevnostní řešení rámu návěsu*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11) : 669-682.

Práce se zabývá řešením rovinného rámu návěsu na principu deformační metody idealizované prutové konstrukce s porovnáním s výsledky experimentálního výzkumu na navrženém rámu návěsu.

rovinný rám; deformační metoda; pevnostní výzkum

Při návrhu nového zemědělského stroje je úsilí konstruktéra zaměřeno především na úspěšné zvládnutí zadání z hlediska funkce stroje. Rám stroje je zpravidla koncipován s přihlédnutím k nejúčelnějšímu rozmístění pracovních orgánů, takže základ svých pevnostních vlastností dostává teprve s konstrukčním dořešením v rámci zbylých prostorových možností. To a některé další omezení objektivního i subjektivního charakteru (např. neznalost skutečné velikosti zatížení, úzký výběr polotovarů) mají často negativní vliv na hospodárné využití materiálu. Dnešní doba však klade náležitý požadavek zajistit u nových výkonných a rozměrných zemědělských strojů vysokou provozní spolehlivost při minimální spotřebě materiálu.

Správné dimenzování rozměrných a konstrukčně složitých rámu je při dosavadních postupech jen obtížně zvládnutelné a úplné vyřešení časově zdoluhavé, i s ohledem na výrazně proměnlivý charakter namáhání zemědělských strojů. Zatížení zemědělských strojů je totiž časově proměnlivé. Mění se velikost pracovních odporů, jejich směr či místo působení a mění se také velikost dynamických účinků hmot stroje (velmi často rozhoduje o dimenzování nosných prvků transport stroje). Z hlediska namáhání nosných částí jsou důležité nejen největší špičky zatížení, které se mohou ojediněle vyskytnout za zvláště nepříznivých podmínek v průběhu životnosti, ale i špičky podstatně menší, které se při kmitavém namáhání opakují dostatečně často. K pevnostnímu poškození může tedy dojít při namáháních, která převyšují buď statickou únosnost konstrukce (poškození se v exponovaném místě vyznačuje nadměrnou plastickou deformací, ztrá-



1. Schéma návrhu rámu rozmetadla RM-10 a jeho idealizace prutovou konstrukcí. Řezy profilů jsou ve dvojnásobném měřítku než rám — Design chart of the frame of the RM-10 distributor and its framed-structure idealization. Profile sections are shown on a two-fold scale, as distinct from the frame

tou stability, řídčeji křehkým lomen) — kritickými místy jsou obvykle poddimenzované průřezy nebo svary, nebo její únavovou odolnost, která se projeví vznikem únavových trhlin. Kritická místa jsou v těchto případech v úsecích náhlých změn průřezů nebo v blízkosti svarů, tedy v oblasti tepelně ovlivněného základního materiálu. K takovým poruchám dochází i v případech, kdy dimenze průřezů a svarů odpovídají dobře požadavkům statické pevnosti. Oba druhy poškození jsou nežádoucí, ať již proto, že ohrožují bezpečnost práce a provoz na veřejných komunikacích, nebo proto, že ztěžují dokončení zemědělských prací v agrotechnických lhůtách. Přitom náklady na demontáž i opravu a ztráta provozního času mohou několikanásobně převýšit výdaje konstrukce dokonalejšího řešení.

Moderní metody výpočtové techniky umožňují již v počátku konstrukč-

ních prací, tj. ve stadiu návrhu, kdy jsou zadány základní rozměrové parametry (užitečné zatížení, hmotnost, pojezdová rychlost, provozní podmínky atd.), posoudit namáhání jednotlivých dílů konstrukce (rámu) navrženého stroje a na základě stejného způsobu „zatěžování“ vybrat z hlediska namáhání nejpříznivější navrženou variantu a učinit včas příslušné konstrukční úpravy nadměrně či nedostatečně dimenzovaných prvků rámu.

Ve spolupráci s vývojovým oddělením Agrostroje Pelhřimov, které vypracovalo koncepční návrh rámu návěsného rozmetadla RM-10 (obr. 1), bylo provedeno jeho pevnostní řešení, zaměřené především na jeho statickou pevnost. Podkladem pro řešení byl návrh rámu podle obr. 1, údaje o hmotnosti stroje a nákladu. Z hlediska řešení byly velmi užitečné poznatky o velikosti sil působících v různých místech stroje, které byly získány při tenzometrických měřeních na podobných návěsech.

IDEALIZACE RÁMU PRO VÝPOČET

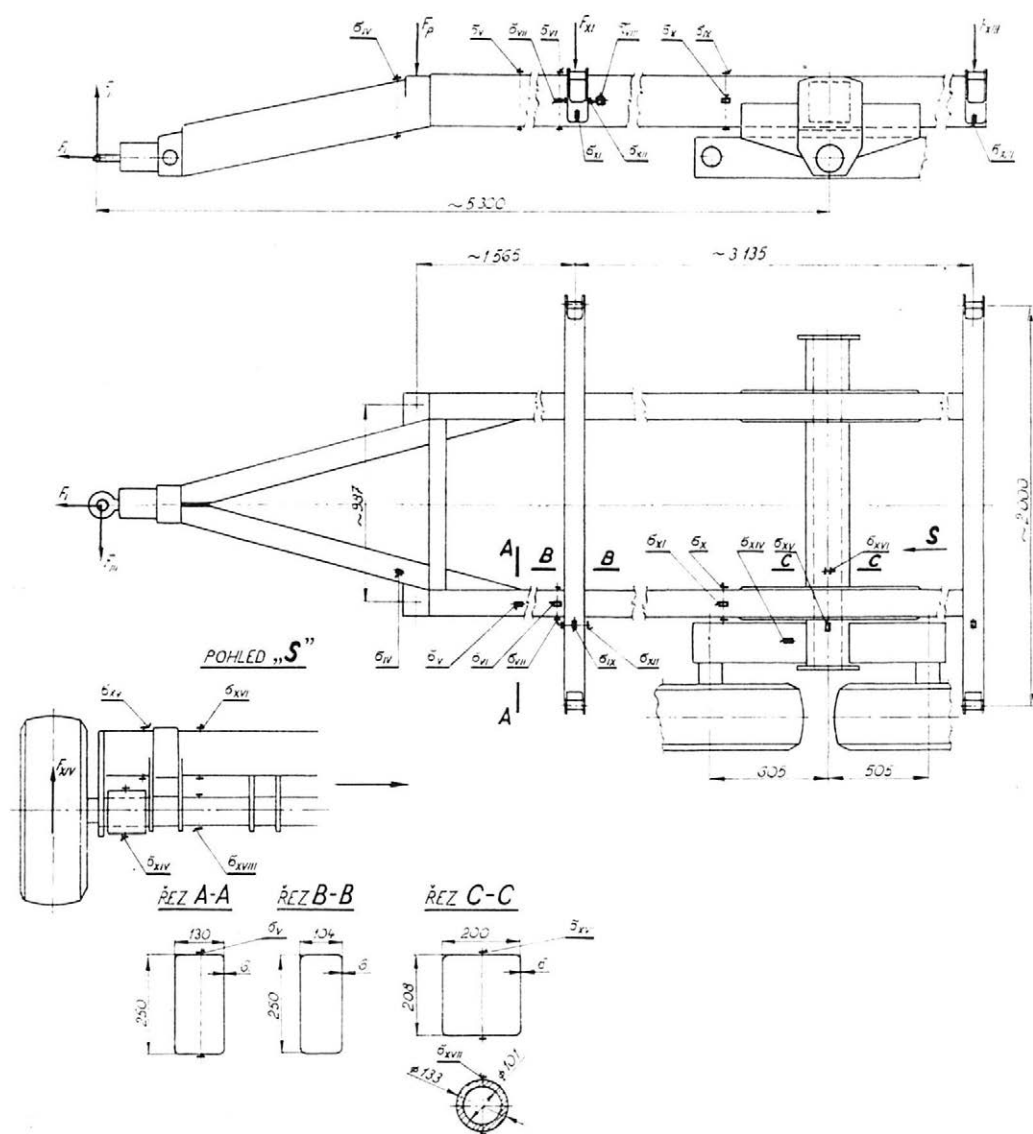
Vycházíme z předpokladu, že rám návěsu je prutová soustava s tuhými spoji, přičemž poloha prutů odpovídá osám nosníků rámu a jejich průřezy spojm (styčnicům). Schéma takto idealizované konstrukce (vyznačené v ortogonálních souřadnicích pravotočivého systému XYZ) je rovněž na obr. 1. Spoje nosníků (prutů) rámu jsou vyznačeny arabskými čísly.

Při idealizaci rámu pro výpočet bylo třeba některé skutečné průřezové charakteristiky nahradit fiktivními tak, aby se pokud možno zachovaly skutečné tuhostní poměry konstrukce (např. skříňovou konstrukci závěsu na obr. 1 bylo nutné nahradit dvěma nosníky průřezu $250 \times 105 \times 5$, které se sbíhají v ložisku závěsného oka (obr. 2), nebo poddajnosti spojů (otočných čepů). Při hodnocení výsledků výpočtu se pak k těmto změnám přihlíželo. Podrobně je o postupu řešení a hodnocení rámu zemědělských strojů pojednáno v práci *G o v o r u c h i n a* (1973).

VOLBA ZATÍŽENÍ PRO VÝPOČET

Pevnostní poměry konstrukce jsou významnou měrou ovlivňovány nejen samotným konstrukčním řešením, ale i dobrým odhadem velikosti silových účinků. V našem případě, jak již bylo uvedeno, bylo možné vyjít ze silových účinků známých z předchozích prací. Respektovaly se i časté případy přetěžování dopravních prostředků v provozu. Proto bylo počítáno užitečné zatížení vyšší o 20 % než nominální nosnost. Vlastní tíha konstrukce nad nápravou včetně korby se pro účely výpočtu odhadla na 3000 kg. Výpočet se dělal pro zatížení, které napodobuje jízdu po polní cestě s příčnými výmoly:

kombinované zatížení dané vlastní tíhou konstrukce 3000 kg a nákladu 12 000 kg mrvy (jejíž dynamický účinek na levou stranu rámu činí dvojnásobek, tj. byl brán v úvahu maximální dynamický součinitel $k_d = 2$), působící na oko závěsu maximální podélnou silou 33 kN a příčnými dynamickými účinky hmot odpovídající zrychlení 0,3 g, uvažovanými vždy v těžišti jednotlivých hmot, a nákladu cca 50 cm nad horní hranou rámu.



2. Schéma rámu prvního prototypu rozmetadla RM-10 s vyznačenými místy měření sil a napětí. Rezy profilů jsou ve dvojnásobném měřítku než rám — Design chart of the first prototype of the RM-10 distributor with marked places of the measurement of strength and stress. Profile sections are shown on a two-fold scale, as distinct from the frame

VÝSLEDKY VÝPOČTU A HODNOCENÍ PEVNOSTNÍCH POMĚRŮ RÁMU

Hlavní výsledky z výpočtu na počítači ICL-1905 představují napětí rozdělená podle teorie pružnosti ideálně po celém průřezu, tj. bez vlivu koncentrace napětí, která ostatně ovlivňuje odolnost konstrukce hlavně vůči únavovým poruchám. Napětí jsou uvedena na obr. 3, kde jsou zobrazeny jednotlivé díly (pruty) idealizovaného rámu s uvedenými napětími

PODÉLNÍK

	28	23			18		13		9		10
σ_s [MPa]	193	295	322	-131	-75	-177	-148	-58	-102		1
σ_v [MPa]	9	41	25	-25	-25	-45	-30	-1	-1		18
τ [MPa]		11		49		49		17			17

ZADNÍ PŘÍČNÍK

	6	10			11		14
σ_s [MPa]	0	-125	99		-19	-45	0
σ_v [MPa]	0	0	-28		-30	0	0
τ [MPa]		0		15			0

STŘEDNÍ PŘÍČNÍK

	21	23			24		26
σ_s [MPa]	0	-203	-147		-91	-83	0
σ_v [MPa]		-91	-66		-20	-12	0
τ [MPa]		0		31			0

PŘEDNÍ PŘÍČNÍK

	28	23		
σ_s [MPa]	-47			-76
σ_v [MPa]	-3			-6
τ [MPa]		5		

NÁPRAVA (trubka ϕ 133x16)

	5	7			12		17		22		27		30
σ_s [MPa]	-6	-172	154	101	97		40	36	40	38	54	-50	2,5
σ_v [MPa]	0,1	0,2	24	1	1		5	5	5	5	6	-5	0
τ [MPa]		0,2		0,1	7			7			0		0

	8	13			15		20		25
σ_s [MPa]	-2		153	97	90	89	58	50	1
σ_v [MPa]	0		0,1	9	5	5	20	5	0
τ [MPa]		-0,1		17		17		2	

3. Průběh namáhání na jednotlivých dílech (prutech) idealizovaného rámu rozměta RM-10 od kombinovaného zatížení — The course of stress on individual parts (bars) of the idealized frame of the RM-10 distributor exposed to combined load

v blízkosti styčníků. U každého styčnicku jsou uvedena namáhání od svislého σ_s a vodorovného σ_v , ohybu a krut τ v daném úseku prutu (mezi dvěma styčnickými).

Z výsledků výpočtu (obr. 3) vyplynuly tyto závěry pro konstrukci: S ohledem na značné posouvající síly a také z hlediska únavy je výhodnější vytvořit nosník ze dvou U-profilů, nikoli v přesazeném provedení, jak bylo původně navrženo (obr. 1), nýbrž z U-profilů čelně svařených podélným tupým svarem. Rozměry (průřezové moduly) podélníků i příčníků byly vhodně navrženy; výsledná bezpečnost vůči mezikluzu (materiál 11 523, ze kterého byly jednotlivé prvky navrženy) vycházela v exponovaných místech vyšší než jedna. Pro konstrukci závěsu bylo doporučeno použít místo navrhované skříňové konstrukce (obr. 1), která zároveň měla sloužit jako bezpečnostní kryt kloubového hřídele pohonu rozmetadla dvou uzavřených profilů (průřezu $250 \times 105 \times 5$) a kryt kloubového hřídele zhotovit jako nenosný prvek ze slabšího plechu (např. 1,5 mm). Tato úprava byla navržena a v dalším vývoji akceptována na zhotoveném rámu RM-10 (obr. 2), především proto, že u rozměrného skříňového nosníku by bylo nutné zvýšit stabilitu horní a dolní desky vůči borcení připojením výztuh (rozpěrek). Namáhání nápravy (trubky) a příčniku nad nápravou ukazuje na předimenzování; protože náprava (trubka 133×16) je typizovaným prvkem, je výhodnější nahradit navrhovaný průřez $250 \times 200 \times 6$ (obr. 1, ŘEZ C-C) průřezem menším, např. $208 \times 200 \times 6$, který byl pak použit.

Na základě doporučení získaných z uvedených výsledků byl rám rozmetadla RM-10 upraven, jak je vyznačeno na obr. 2. Tato konstrukce rámu pak byla tenzometricky proměřována, což umožnilo konfrontovat závěry matematického řešení se závěry experimentů.

MĚŘICÍ MÍSTA A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Na základě zhodnocení uvedeného teoretického řešení bylo na rámu zvoleno celkem 17 měřicích míst, ve kterých byly zjišťovány síly a namáhání. Přehled měřicích míst je uveden na obr. 2, na němž je vyznačen druh měřené veličiny.

kde: F — síla, jejíž kladná orientace je vyznačena na obr. 2

σ — namáhání ohybem

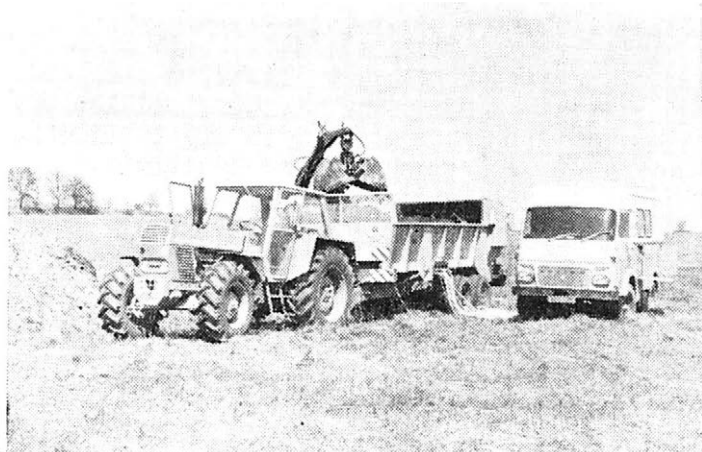
τ — namáhání krutem

Pro jednoznačnou identifikaci je každá měřená veličina doplněna ještě indexem (římskou číslicí), která určuje její polohu na rámu.

Pro měření namáhání sil bylo použito odporových tenzometrů n. p. Mikrotechna. Pro měření sil byl cejchováním určen vztah mezi působící silou a jí vyvolaným namáháním (např. mezi silou F_{XI} působící na levý kotevní čep středního příčniku a ohybovým namáháním příčniku v místě σ_{XI}). Síly v závěsném oku byly měřeny třísložkovým dynamometrem, který byl popsán v práci Kupra (1976).

Snímače v jednotlivých místech byly spojeny kabely s tenzometrickými zesilovači EMS 004, výrobce n. p. Tesla, Bratislava, které byly spolu s další měřicí aparaturou (měřicí magnetofon Bell and Howell) umístěny v měřicím voze (obr. 4), který jel při měření podél rozmetadla.

Všechny veličiny se zjišťovaly převážně při jízdě po polní cestě s výmoly hlubokými 20 až 30 cm a s osamělými kameny vysokými až 30 cm, na které byly vyznačeny tratě dlouhé 30 až 50 m. Úseky polní cesty byly projížďeny rychlostí 6 až 8 km h⁻¹ s nákladem odpovídajícím jmenovitě



4. Pohled na soupravu rozmetadla RM-10 s traktorem Z 120 45 a měřicího vozu VÚZS při nakládání rozmetadla. Při tomto měření byly zjišťovány statické síly a napětí v konstrukci rozmetadla od tíhy nákladu — A view of the RM-10 distributor set with the Z 120 45 tractor and measuring truck of the Research Institute of Agricultural Machinery during the loading of the distributor. This measurement included the determination of static forces and stresses in the structure of the distributor exposed to the weight of the load

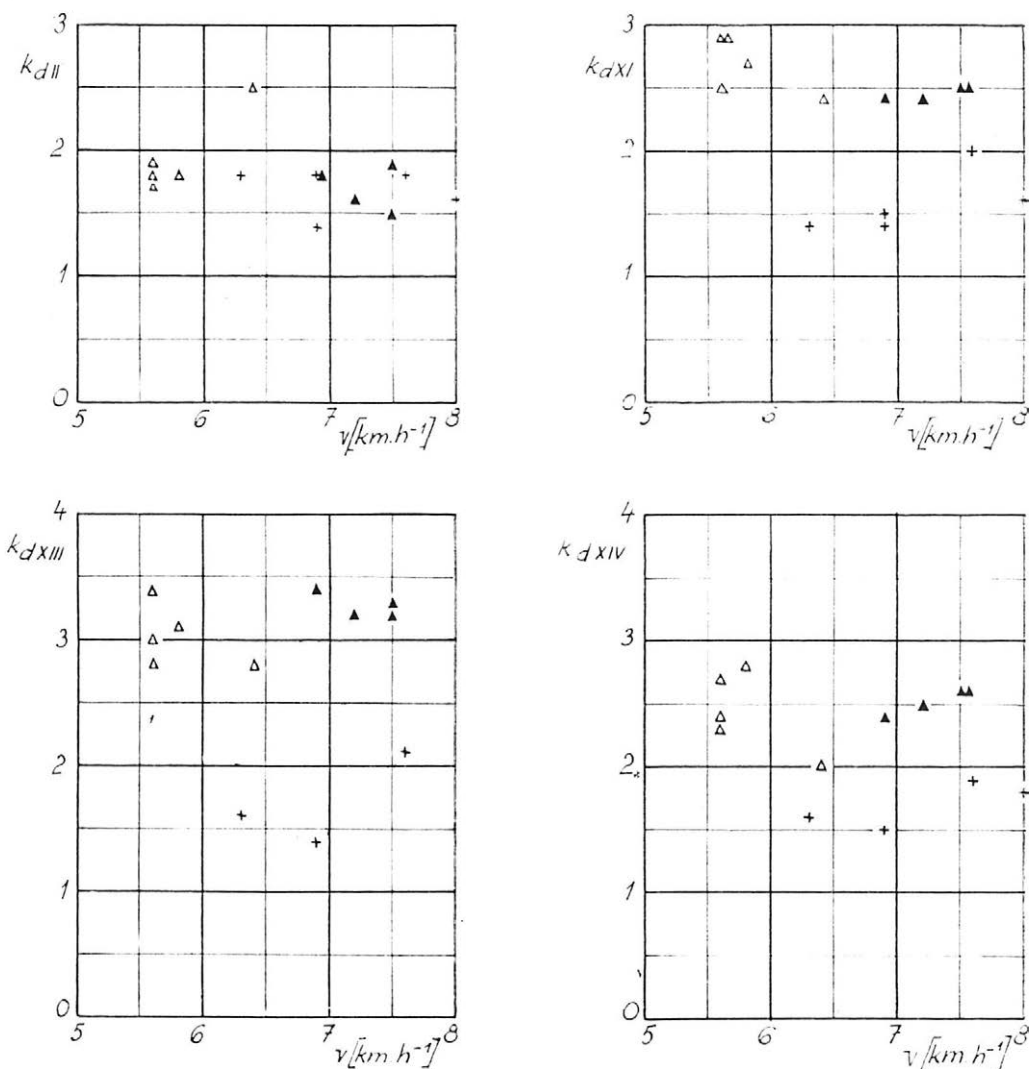
nosnosti 10 000 kg. Aby se dosáhlo skutečně tvrdých podmínek zatěžování, které se občas v provozu vyskytují, byla vykonána měření i při přejezdu příkopu hlubokého cca 40 cm s tvrdými břehy (obr. 5) s nákladem o jmenovité nosnosti i s nákladem zvýšeným o 20 % (11 790 kg), neboť rozměry korby umožňují poměrně snadné přetížení, zvláště při nakládce vlhkých kompostů. S ohledem na dodržení předepsaného zatížení závěsného oka byla korba naložena klínovitě tak, že se náklad směrem k přednímu čelu snižoval.



5. Pohled na tandemovou nápravu rozmetadla RM-10 při přejezdu příkopu hlubokého cca 40 cm — A view of the tandem axle of the RM-10 distributor crossing a ditch ca. 40 cm in depth

VÝSLEDKY MĚŘENÍ A JEJICH POROVNÁNÍ S VÝPOČTEM

Hlavní výsledky experimentálních prací jsou zpracovány do grafů na obr. 6 až 9. V nich jsou vyneseny sledované veličiny v závislosti na rychlosti jízdy, velikosti nákladu a druhu překážky. U napětí jsou vynesena výsledná maxima a minima, daná součtem dynamických napětí v obou směrech namáhání (tah, tlak) a statického předpětí. Pro snazší porovnání výsledků výpočtu a experimentů jsou v grafech uvedena také výsledná vypočtená napětí σ_v , τ_v , přibližně odpovídající danému místu rámu. Pro ucelení názoru na výsledky experimentů jsou v tab. I vypočtené a naměřené statické síly působící na rám stroje a v tab. II přehled statických napětí v sledovaných místech.



6. Přehled dynamických součinitelů k_d svislých sil F_{II} , F_{XI} , F_{XIII} , F_{XV} působících v hlavních místech rámu — A survey of dynamic coefficients k_d of vertical forces F_{II} , F_{XI} , F_{XIII} , F_{XIV} acting in the main places of the frame

+ , $\triangle$... náklad 9630 kg

+ ... při jízdě po polní cestě

$\triangle$... při přejezdu příkopu

$\blacktriangle$... při přejezdu příkopu s nákladem 11 790 kg

I. Přehled statických reakcí v jednotlivých místech rámu rozmetadla RM-10 (vlastní hmotnost celé konstrukce 4680 kg) — A survey of static reactions in individual places of the frame of the RM-10 distributor (weight of whole construction 4680 kg)

Veličina		Měřicí místo	Velikost nákladu (kg)		
			9630	11 790	
			naměřeno	hodnota	
				vypočtená	naměřená
Statické reakce (kN) na	oko závěsu	F_{II}	17,3	25	22,9
	nápravu	$F_{XV}^*)$	123,7	135	139
	přední kotevní bod	F_p	0	8	0
	prostřední kotevní bod	F_{XI}	34	42	42
	zadní kotevní bod	F_{XIII}	27	25	31
	levé přední kolo	F_{XIV}	28	31	32

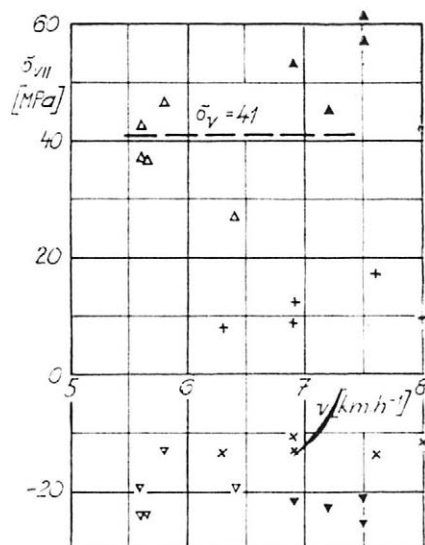
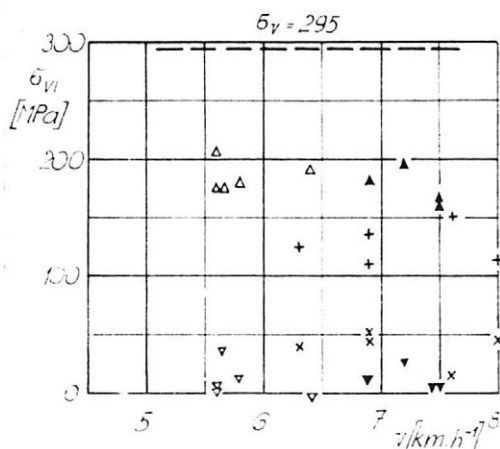
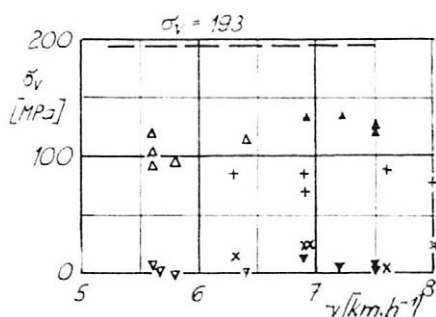
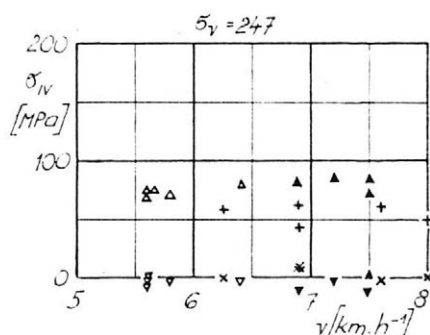
*) Rozumí se zatížení celé nápravy tj. $2F_{XV}$

II. Přehled statických napětí na rámu rozmetadla RM-10 — A survey of static stresses on the frame of the RM-10 distributor

Náklad (kg)	Statické předpětí (MPa) v místě*)								
	σ_{IV}	σ_V	σ_{VI}	σ_{VIII}	σ_{IX}	σ_{XI}	σ_{XIII}	σ_{XVI}	σ_{XVII}
9 630	29	46	80	12	58	58	47	35	123
11 790	34	57	87	15	73	73	54	45	145

*) V místech σ_{VII} , σ_X , σ_{XII} jsou statická předpětí nulová (vodorovný ohyb)

Z výsledků uvedených v tab. I vyplývají větší rozdíly mezi vypočtenými a naměřenými statickými silami především u zatížení kotevních bodů rámu, což je důsledek způsobu naložení. S tím souvisí i hodnoty dynamických součinitelů k_d , které jsou uvedeny na obr. 6. Z něj vyplývá dobrá shoda předpokládaného dynamického součinitele $k_d = 2$ pro jízdu po polní cestě (ve všech sledovaných místech). Pouze při přejetí příkopu dosáhl dynamický součinitel hodnot vyšších — u síly F_{XIII} (působící na zadní kotevní bod) byl dynamický součinitel $k_{dXIII} > 3$. Výsledky měření sil, které působily na závěsné oko, jsou podrobně zpracovány v práci Kupra (1976). Naměřená namáhání uvedená na obr. 7, 8, 9 v souhrnu potvrzují výsledky pevnostního výpočtu, takže po tenzometrickém měření bylo di-



7. Přehled vypočtených a naměřených ohybových namáhání rámu rozmetadla RM-10 v místech σ_{IV} , σ_V , σ_{VI} , σ_{VII} vyznačených na obr. 2 — A survey of the calculated and measured bending stresses on the frame of the RM-10 distributor in places σ_{IV} , σ_V , σ_{VI} , σ_{VII} shown in Fig. 2

+, ×, Δ, ▽ ... náklad 9630 kg

+ ... max }
× ... min } při jízdě po polní cestě

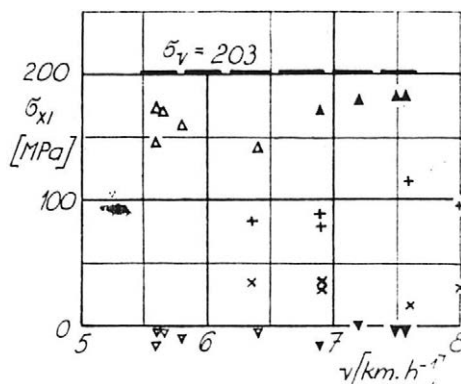
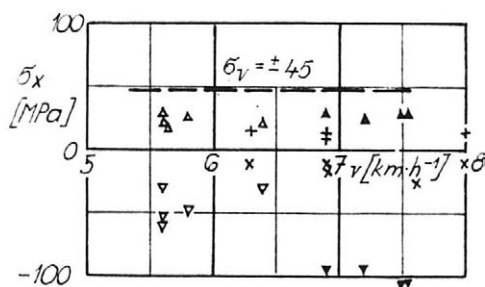
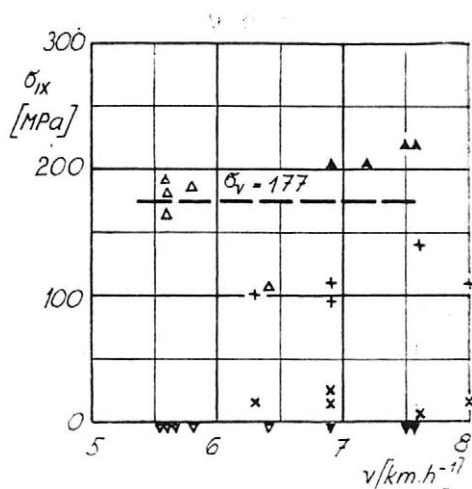
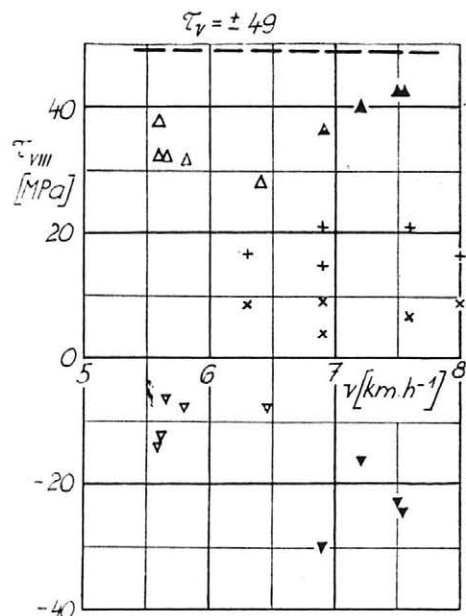
Δ ... max }
▽ ... min } při přejezdu příkopu

▲ ... max }
▼ ... min } při přejezdu příkopu s nákladem 11 790 kg

σ_v , τ_v ... vypočtená napětí

menzování rámu rozmetadla RM-10 hodnoceno po stránce statické únosnosti jako přiměřené, bez nutnosti zásadních konstrukčních změn.

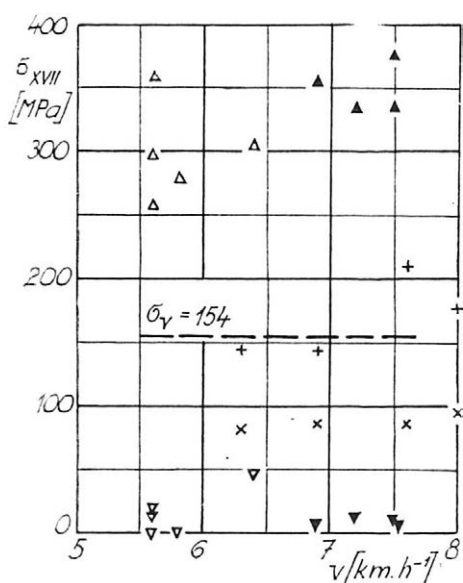
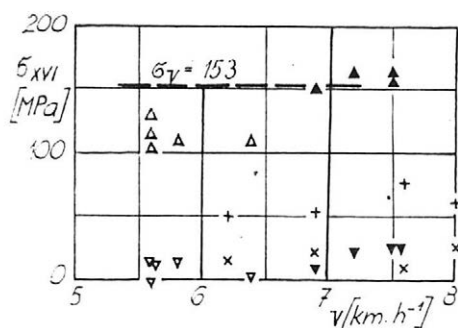
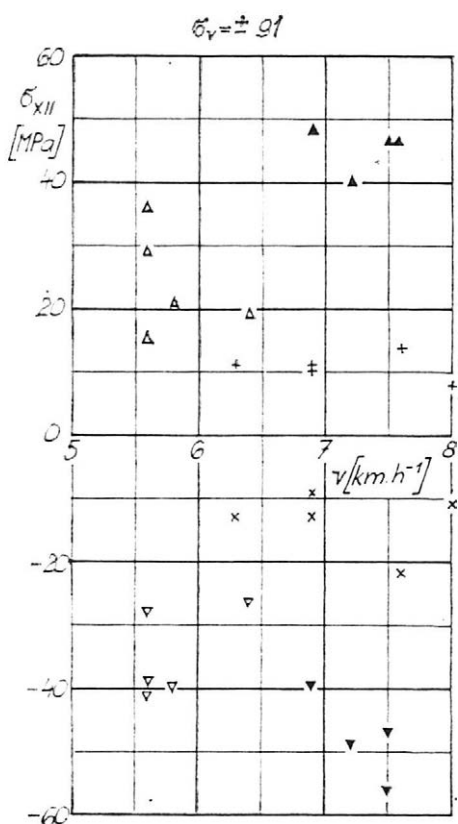
Výraznější rozdíly se vyskytly pouze u nápravy (trubka — σ_{XVII}). To je očividně důsledek šroubového spojení nápravy s příčnickem nad nápravou (obr. 10) a z toho plynoucí nejednoznačnost přenášených sil a momentů, stejně tak i důsledek předem nedefinovatelných montážních předpětí.



8. Přehled vypočtených a naměřených namáhání v ohybu a krutu v místě τ_{VIII} , σ_{IX} , σ_X , σ_{XI} rámu rozmetadla RM-10 — A survey of the calculated and measured bending and torsional stresses in places τ_{VIII} , σ_{IX} , σ_X , σ_{XI} of the frame of the RM-10 distributor

ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ

Soubor experimentálních výsledků, vystihující různé podmínky namáhání rámu návěsného rozmetadla RM-10 za provozu, dokládá užitečnost předběžného pevnostního řešení rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači. Přínos této metody je nutné vidět v tom, že umožňuje zkontrolovat vhodnost uspořádání nosných prvků ještě ve fázi návrhu, kdy změny jsou poměrně snadné a rychlé. Předností tohoto postupu je podstatně větší objem informací o velikosti a druhu namáhání všech prvků konstrukce, i když s menší věrohodností, podmíněnou zejména možnými chybami v odhadu intenzity zatěžování stroje. Umožňuje rovněž rychle a účinně porovnávat různé alternativy řešení rámu za stejných podmínek zatěžování, a tím

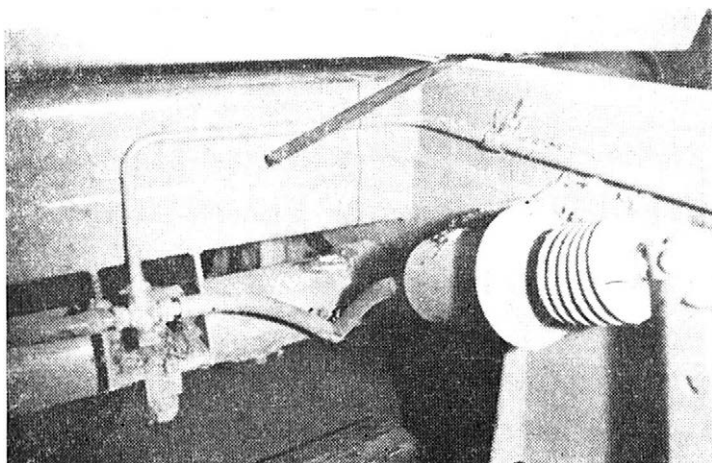


9. Přehled vypočtených a naměřených ohybových namáhání rámu rozmetadla RM-10 v místě σ_{xII} , σ_{xVI} , σ_{xVII} , vyznačených na obr. 2 — A survey of the calculated and measured bending stresses of the frame of the RM-10 distributor in places σ_{xII} , σ_{xVI} , σ_{xVII} , shown in Fig. 2

dosáhnout pevnostní vyváženosti všech prvků konstrukce, což je základní podmínkou ekonomického využití materiálu.

Tenzometrická měření, která poskytují informace sice na vyšší hladině věrohodnosti, ale týkají se pouze značně omezeného počtu míst konstrukce, jsou však nutnou podmínkou pro posouzení správnosti dat při návrhu konstrukce.

V době před uveřejněním článku byly známy předběžné výsledky výkonových zkoušek návěšného rozmetadla RM-10, které byly provedeny



10. Pohled (od země) na propojení nápravy a příčnicku nad nápravou rozmetadla RM-10 s vyznačenými místy snímačů (místo XVI — svislý ohyb příčnicku, místo XVII — svislý ohyb nápravy) — A view (from below) of the connection of the axle and cross arm over the axle of the RM-10 distributor with marks denoting the places of the sensing unit (place XVI — vertical bend of cross arm, place XVII — vertical bend of axle)

pracovníky Agrostroje Pelhřimov. Po zhodnocení zkoušek, při nichž bylo rozmetáno cca 11 000 t mrvy a kompostu, bylo konstatováno, že statická pevnost rámu i dalších konstrukčních dílů je vyhovující.

Úspora materiálu, dosažená pevnostním výpočtem a tenzometrickým měřením, činí proti původnímu návrhu rámu cca 110 kg.

Literatura

GOVORUCHIN, N.: Úplný výpočet složitých rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači. [Výzkumná zpráva č. 3330.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.

KUPR, J.: Silové účinky v závěsném oku návěsů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 675-686.

Došlo dne 9. 8. 1977

ГОВОРУХИН, Н. — КУПР, И. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов). Решение вопроса прочности рамы полуприцепа. Земед. Techn., 23, 1977 (11): 669-681.

Работа посвящена проектированию плоской рамы полуприцепа по принципу деформационного метода идеализированной стержневой конструкции, сравнивая с результатами экспериментального исследования на проектируемой раме полуприцепа.

плоская рама; деформационный метод; изучение прочности

GOVORUCHIN, N. — KUPR, J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *The Strength Design of Semi-Trailer Frame*. Zeměd. Zechn., 23, 1977 (11): 669-681.

The paper deals with the design of the horizontal frame of semi-trailer which is based on the deformation method of idealized framed structure, in comparison with the results of experimental research obtained on the newly designed semi-trailer frame.

horizontal frame; deformation method; strength research

GOVORUCHIN, N. — KUPR, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Festigkeitsgerechte Lösung des Rahmens eines Einachsanhängers*. Zeměd. Techn., 23, 1977 (11) : 669-681.

Der Aufsatz behandelt die Lösung des Planrahmens eines Einachsanhängers auf dem Prinzip der Verformungsmethode des idealisierten Stabwerkes und den Vergleich zu den Ergebnissen der Experimentalforschung am entworfenen Anhänger-rahmen.

Planrahmen; Verformungsmethode; festigkeitsgerechte Forschung

Adresa autorů:

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

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ

ROZVOJ KOMBINOVANÝCH STROJŮ PRO ZPRACOVÁNÍ PŮDY A SETÍ V SSSR

Rozvoj technických prostředků pro mechanizaci zemědělství je v současné etapě určován těmito základními faktory: stálé zvyšování výkonu traktorů; nutnost dalšího zvyšování výkonnosti strojních a traktorových agregátů; snížení materiální a finanční spotřeby na technologické operace; uvolnění pracovníků ze zemědělství; udržení a zvýšení úrodnosti půdy, získávání odolných kultur a zajištění výnosů zemědělských plodin. Těmto požadavkům do značné míry odpovídají kombinované stroje a agregáty umožňující spojení několika operací do jednoho pracovního procesu. Zkušenosti s využíváním kombinovaných strojů v SSSR a v dalších zemích ukazují, že jejich použití snižuje počet přejezdů strojních a traktorových agregátů po poli, šetří strukturu půdy, zvyšují její odolnost vůči vodní a větrné erozi, udržuje v půdě vláhu, zvyšuje výnosy zemědělských kultur a umožňuje racionálnější využívání výkonných traktorů. V posledních letech byly zkoušeny různé varianty spojení technologických operací.

SPOJENÍ ZÁKLADNÍHO A DOPLŇKOVÉHO ZPRACOVÁNÍ PŮDY

je obzvláště účinné při přípravě půdy pro setí ozimých kultur, neboť čerstvě zoraná půda se snadněji poddává drobení. V oblastech s nedostatkem vlhkosti se vyplatí i při orbě na zimní brázdou drtit velké hroudy a vyrovnávat povrch pole. Takto upravená (srovnaná) zimní brázda zajistí nahromadění a uchování vlhkosti v půdě.

Pro orbu do vyrovnaných zimních brázd se používá kombinovaný agregát PKA-2, který se skládá z přívěsného pětiradličného pluhu Truženik a smyku s dvořadovým croskillským válcem.

V systému strojů pro komplexní mechanizaci zemědělské výroby na léta 1976–1980 se uvažuje o čtyřech kombinovaných agregátech, spojujících základní a doplňkové zpracování půdy. Jsou to dva přídatné agregáty k utužování půdy, drobení hrud a vyrovnávání povrchu, určené jednak k pětiradličným a šestiradličným pluhům, jednak k sedmirad-

ličným a devíradličným pluhům, dále je to pluh PVN-3-35 se třemi kombinovanými pracovními orgány k orbě lehkých a středních půd, drčení hrud a vyrovnávání půdního povrchu a kombinovaný agregát AKP-2,5 k základnímu zpracování půdy pod ozimy bez obracení skývy. Posledně jmenovaný agregát v jednom přejezdu podřezává plevel a posklizňové zbytky, kypří půdu, srovnává ji a utužuje.

Zkoušky přídatného orgánu k pluhům, uskutečněné na těžkých půdách, ukázaly, že i třísekční kombinovaný croskillský a hvězdicový válec nezajistil úplné rozdrcení hrud a že při přípravě k setí bylo třeba doplňkové kultivace včetně vláčení.

Při orbě tvrdých půd tvořících velké hroudy se ukázalo jako efektivnější pro doplňkové zpracování použít aktivních pracovních orgánů, například frézových. Spojení pluhu s frézou umožňuje zvýšit kvalitu rozdrobení půdy, vyrovnat její povrch a snížit odpor v tahu.

Aby se v jižních oblastech SSSR uchovala v suchých letech vlhkost, používá se povrchového zpracování půdy. K tomu účelu lze použít kombinovaného stroje AKR-3,6, který se skládá z frézového rotoru a šípových radliček. Stroj AKR-3,6 kypří půdu, rozmělnuje sklizňové zbytky se sil-

nými stébly, mísí je s půdou a utužuje půdu.

Důležitým úkolem v podmínkách SSSR je vývoj doplňkových pracovních orgánů k podrývákům a k dlátovým pluhům, které zkvalitňují práci při drobení a vyrovnávání půdního povrchu a současně zachovávají strniště na povrchu pole.

SPOJENÍ ZÁKLADNÍHO A DOPLŇKOVÉHO ZPRACOVÁNÍ PŮDY A APLIKACE HNOJIV

Všechny předchozí snahy o spojení orby s aplikací suchých minerálních hnojiv se ukázaly jako neefektivní, protože snižují produktivitu orebního agregátu tím, že se musí často plnit zásobníky. Stále více se rozšiřuje spojení orby s aplikací tekutých hnojiv pod technické a zelinářské kultury. Vzhledem k tomu, že aplikační norma je při tomto hnojení značně nižší, mohou se nádobu s vodním roztokem amoniaku umístit přímo na rámu pluhu. Při použití bezvodého čpavku nalezne tento způsob ještě širší uplatnění.

Ke spojení orby bez obracení se zapravováním suchých hnojiv byl vyvinut a dán do výroby podpovrchový kypřič KPG-2,2 s přihnojovacím zařízením. Tento způsob je třeba považovat za perspektivní, neboť

jinak zapravovat minerální hnojiva na hloubku až 25 cm při zachování strniště by bylo velice obtížné. Aby se traktor K-700 vytížil, vytváří se agregát ze dvou těchto přihnojovacích podpovrchových kypřičů. Zkvalitnění konstrukce přihnojovacího podpovrchového kypřiče se musí ubírat směrem zvýšení jeho výkonnosti zvětšením obsahu zásobníku a snížením počtu plnění.

Málo perspektivní je spojování orby s aplikací minerálních hnojiv, neboť téhož argotechnického účinku lze dosáhnout při zapravení minerálních hnojiv vysoce výkonným rozmetadlem před orbou. Pochybnosti vzbuzuje rovněž odpodstatněnost zapravování hnojiv při předsetovém zpracování půdy a při meziřádkovém ošetření okopanin.

SPOJENÍ NĚKOLIKA OPERACÍ PŘEDSEŤOVÉHO ZPRACOVÁNÍ PŮDY

Velký význam pro získávání vysokých výnosů má vysoce kvalitní předsetová příprava půdy. Proto se půda před setím připravuje několika po sobě následujícími přejezdy kultivátorů, zubových a diskových bran, válců, smyků aj. Aby se snížil počet přejezdů strojních i traktorových agregátů po poli, spojují se různé operace předsetového zpracování půdy, což má za následek značný ekonomický efekt.

V současné době jsou nashromážděny již rozsáhlé zkušenosti s vývojem a využitím kombinovaných strojů, které spojují operace předsetového zpracování půdy. Podle druhu pracovních orgánů lze tyto stroje rozdělit na dva typy: s pasivními pracovními orgány (kultivátorové radličky, disky, zubové pracovní orgány, válce, smyky apod.) a s aktivními pracovními orgány (frézy kombinované s kulti-

vátorovými radličkami nebo válci, rotační nebo kývavé brány s kultivátorovými radličkami, válci, nebo smyky).

Stroje prvního typu zajišťují přípravu půdy k setí při jednom přejezdu jenom na půdách lehkého a středního mechanického složení. Na těžkých půdách se používají stroje druhého typu.

Na lehkých a středních půdách nečernozemního pásma SSSR daly při přípravě půdy k jarním obilovinám dobré výsledky kombinace kultivátoru pro plošné zpracování se zubovými branami. Na těžkých půdách v této oblasti je účinný kombinovaný stroj RVK-3, který kypří půdu dvěma řadami odpružených hrotů, drtí hroudy croskillskými válci a urovnává povrch pole.

Zkoušky stroje RVK-3 ukázaly, že zajišťuje vyšší kvalitu předsetového zpracování půdy ve srovnání s dělenými přejezdy kultivátoru KPS-4 se zubovými branami a válci ZKK-6A. Použití stroje RVK-3 namísto uvedeného komplexu strojů snižuje spotřebu práce 1,5 až 1,8 krát.

SPOJOVÁNÍ PŘEDSEŤOVÉ PŘÍPRAVY PŮDY SE SETÍM

Z agronomického hlediska jsou přednosti této kombinace v tom, že se seje do vlhké půdy, neboť nevzniká časový odstup mezi přípravou a setím, a v tom, že se snižuje stupeň utužení zkypřené půdy koly traktorů a strojů. Tyto okolnosti vytvářejí podmínky pro zvýšení výnosů zemědělských kultur.

Nejperspektivnějšími oblastmi pro použití kombinovaných agregátů spojujících předsetovou přípravu a setí zrnin jsou ty oblasti, ve kterých převládají jařiny a oblasti s pozemky o malých plochách. V oblastech pěstování jarních obilnin trvá stav, ve kterém je půda vhodná k setí, jenom dva až

Na těžkých půdách lze úspěšně využít frézového kultivátorového hloubkového kypřiče KFG-3,6, který má kypřicí radličky a frézovací buben.

V zelinářských oblastech nalézají uplatnění kombinované agregáty, které vykonávají celý komplex přípravy půdy před sázením. Pro podmínky Dálného Východu byl vyvinut řádkovač UGN-4K, vytvářející tři řádky, které kypří a povrchově urovnává frézovými pracovními orgány tak, aby se do nich dalo sít nebo sázet. Řádkovač UGN-4K má dostatečně vysokou produktivitu a zajišťuje vysokou kvalitu přípravy půdy.

Pro nečernozemní oblasti byl vyvinut a doporučen do výroby frézový kultivátorový hrobkovač KGF-2,8, kterým se v předsetovém období vytvářejí tři hrůbky, zapravují minerální hnojiva a frézují povrchy hrůbků. Při ošetřování osetých ploch strojem KGF-2,8 se půda mezi řádky zpracovává frézováním, kypří se do hloubky a zároveň se do ní zapravují hnojiva a oborávají se kopaniny.

tři dny, a proto nelze připustit časový odstup mezi předsetovou přípravou a setím. Jařiny se nejvíce pěstují v Povolží, proto v Saratovské, Volgogradské a Kujbyševské oblasti, jakož i v jiných oblastech této části země, nacházejí použití kombinované agregáty pro traktory K-700, které jsou tvořeny z přívěsných kultivátorů KPG-4, zubových bran a ze sečích strojů SPZ-3,6. Podle údajů NIISCH pro Jihovýchod zvyšuje použití takových strojů výnos o 5 až 10 %.

Rozsáhlé možnosti skýtá využívání kombinovaných strojů spojujících předsetové zpracování půdy a setí nebo sázení, a to zejména sázení zelinářských kultur.

V systému strojů pro komplexní mechanizaci zemědělské výroby v letech 1976–1980 je uvedeno 13 kombinovaných strojů spojujících zpracování půdy a setí, z nichž pouze tři se vyrábějí sériově: secí kultivátor k setí a současněmu zapravování hnojiv do strniště SZS-2,1, jeho modifikace SZS-2,1M pro lehké půdy a secí podmiatač LDS-6. K výrobě byly doporučeny secí kultivátory SG-4 pro setí sóji a pro její kultivaci během vegetace a agregát pro práci na lučních porostech na slancových půdách, který nese označení ALS-2,5. Ostatní stroje jsou ve stadiu vývoje nebo výzkumu.

Pro Povolžskou oblast byl vypracován vzorový model kombinovaného agregátu k předsetové přípravě půdy a setí zrnin s měnitelným záběrem 10,8 nebo 14,4 m pro traktor K-700 a K-701. Pro práci na lehkých a středních půdách nečernozemní oblasti byl vyvinut a zkouší se kombinovaný stroj s výsevnými botkami na pružné konzole. Nejúčinnější je použití pružinových pracovních orgánů na kamenitých půdách. Takové pracovní orgány se méně zalepují půdou a méně se zanášejí rostlinnými zbytky.

Ke státním zkouškám byl předán frézovací secí agregát KA-3,6, určený pro práci na těžkých půdách, na kterých jsou pro přípravu k setí potřeba dva až tři přejezdy s tradičními kultivátory.

Ve stadiu vývoje je kombinovaný agregát k předsetovému zpracování půdy a k setí kukuřice po seči travin nebo po sklizni obilovin a agregát pro přípravu půdy, setí a kultivaci zeleniny. V současné době pracovníci mnoha zemědělských a průmyslových ústavů prověřují technologii pěstování zeleniny v hrůbcích při využití vodící brázdy. K realizaci této technologie je vhodný – a z tohoto hlediska perspektivní – agregát, který zajišťuje tvorbu brázd,

hrobkování, zpracování hrůbků, setí a zapravení hnojiv a herbicidů.

V Sovětském svazu se intenzivně vědecká, výzkumná, konstruktérská a zkušební práce zaměřuje na vytvoření kombinovaných strojů pro zpracování půdy a setí zrnin a okopanin. Zkušenosti ukazují, že kombinované agregáty, které také sejí, nemají spojovat příliš mnoho operací najednou a zejména nemají zpracovávat půdu. V souvislosti s omezenými lhůtami setí je vysoká výkonnost agregátů pro zpracování půdy a setí hlavní podmínkou jejich účinného použití. Proto takový agregát nemá zpracovávat půdu na hloubku převyšující hloubku, na kterou se seje.

Již vyráběné kombinované stroje bude nutné dále modernizovat a zároveň vytvářet stroje a agregáty nové, účinnější.

Ve světové praxi se používají tyto typy kombinovaných strojů: specializované stroje, v jejichž konstrukcích není pamatováno na možnost odděleného použití nářadí, která stroj tvoří; univerzální kombinované stroje, na jejichž rám lze montovat různá výměnná nářadí, a konečně agregáty sestavené z několika strojů nebo nářadí, které se mohou používat také jednotlivě.

Ke strojům prvního typu náleží kombinovaný stroj RKV-3, ke strojům druhého typu náleží frézový kultivátorový hrobkovač KGF-2,8 a secí kultivátor SG-4 k setí a kultivaci sóji. Doplnkovou změnou vybavení se rozsah použití obou strojů značně rozšiřuje. Jako kombinované agregáty lze uvést frézový secí agregát KS-3,6, který se skládá z frézy KGF-3,6 a ze sázecího stroje uzpůsobeného pro aplikaci minerálních hnojiv současně se setím, který má označení SZ-3,6.

Předností kombinovaných agregátů, sestavených z dříve existujících strojů, je možnost jejich děle-

ného využití při jednoúčelových pracích s traktory nižší tahové třídy. Kromě toho dělené využití složek umožňuje zvětšit jejich roční vytížení. Velmi důležité je i to, že k sestavení kombinovaných agregátů nejsou nutné nové stroje, ale že stačí jenom vytvořit prostředky k jejich spojení (samospřáhla, přivěsná ústrojí). Spojení jednotlivých strojů za sebou do kombinovaného agregátu však zvětšuje délku agregátu a vyžaduje značnou šířku souvratě. Velmi kompaktní může být kombinovaný agregát při umístění secího stroje přímo na rám nářadí na zpracování půdy. Je třeba zaměřit úsilí

na vytváření kompaktních agregátů při dodržení podmínky, že jednotlivé stroje vytvářející agregát se musí dát snadno oddělovat.

Zkušenosti z mnoha zemí ukazují, že existující konstrukce traktorů zemědělského určení omezují možnosti využití kombinovaných strojů, které se s nimi agregují. Je ztíženo umístění doplňkových nádrží, resp. zásobníků pro osivo, hnojivo a herbicidy, chybí zpětné chody převodových stupňů, přední vývodový hřídel a přední závěsný systém. Aby uvedené nedostatky byly odstraněny, je nutné revidovat tradiční schéma konstrukce traktoru.

Ing. Dušan Hu t l a

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

L i t e r a t u r a

PANOV, I. M.: Traktory i selchozmašiny.

NURČENKO, P. N.: Mechanizacija i elektrifikacija soc. selsk. chozjajstva.

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

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

PLETINKS, A.

C 13.011/62 rus.

Zagotovka i chranenije sena.

Nju-Jork, Org. objedinen. nacij 1975. 57 s. obr. tab. AGRI/MECH 62. (Seno — sušení a skladování — mechanizace — zprávy EHK / Sušárny sena — zařízení — zprávy EHK)

D 66.124

Mašiny dlja sveklovodstva.

Moskva, Mašinostrojenije 1976. 366 s. obr. tab. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — příručka)

E 36.610/4/4

VASILENKO, V. V. — JEGOROV, O. S. — KAZAROV, K. P.

Materialy v pomošč sel'skochozjajstvennomu proizvodstvu. Vyp. 4. Čast IV. Mechanizacija. Sveklouboročnyj kompleks mašin BM-6 i KS-6 (opyt ekspluatácii, ustrojstvo, regulirovki).

Voroněž, Vor. s.-ch. inst. im. K. D. Glinki 1974. (Vyorávače řepy — KS-6 — použití / Seřezávače chrástu — BM-6 — seřizování a použití)

MÜNSTER, J. — CORNU, P. — REUST, W.

D 15.960/1015

Utilisation de plants de pomme de terre prégermés dans les planteuses automatiques.

Lausanne, Station fédérale de recherches agronomiques 1973). 4 s. 4 obr. tab. Publication No 1015. (Brambory — sázení — mechanizace — sadba předkličovaná — výzkum — Švýcarsko)

ZDUN, K.

D 57.411/81

Badania nad mechanizacją uprawy ziemniaków w aspekcie biologicznym.

Warszawa, Akademia rolnicza 1976. 58 s. 30 obr. 18 tab. Zs. naukowe 81. (Brambory — pěstování — mechanizace — výzkum / Brambory — příprava půdy — mechanizace — výzkum — Polsko)

JOHNSON, L. F.

C 17.554/309

Hepl in handling potato vines.

Moscow (Idaho), Coll. of agric. 1975. 2 s. obr. Current inf. series No 309. (Bramborová nať — ničení — mechanizace — leták)

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově	625
Souček Z.: Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu	627
Vraný Z., Trnka L.: Energetické poměry samosběracích vozů	639
Knaifl O.: Torzní vibrace pohonů zemědělských strojů	653
Govoruchin N., Kupr J.: Pevnostní řešení rámu návěsu	669

Zemědělská technika v zahraničí

Hutla D.: Rozvoj kombinovaných strojů pro zpracování půdy a setí v SSSR	683
---	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Параметры самоходных сельскохозяйственных машин, определяющие динамические и кинематические режимы при движении	637
Враны З., Трнка Л.: Энергетические режимы подборщиков	650
Кнайфл О.: Торсионная вибрация сельскохозяйственных машин	666
Говорухин Н., Купр Й.: Решение вопроса прочности рамы полуприцепа	681

CONTENTS

Souček Z.: Parameters of Self-Propelled Farm Machines Determining the Dynamic and Kinematic Conditions of Travel	637
Vraný Z., Trnka L.: Power Conditions of Self-Loading Semi-trailers	650
Knaifl O.: Torsional Vibration of Driving Gears of Farm Machines	667
Govoruchin N., Kupr J.: The Strength Design of Semi-Trailer Frame	681

INHALT

Souček Z.: Parameter der selbstfahrenden Landmaschinen, die dynamische und kinematische Verhältnisse während der Fahrt bestimmen	637
Vraný Z., Trnka L.: Energieverhältnisse der Ladewagen	651
Knaifl O.: Torsionsschwingung der Landmaschinentriebwerke	667
Govoruchin N., Kupr J.: Festigkeitsgerechte Lösung des Rahmens eines Einachsanhängers	682

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, Legerova ulice 22, 120 00 Praha 2.