

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 35 (LXII)
PRAHA
LISTOPAD 1989
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

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

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

Redaktorka ing. Jovanka Václavíková

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce Agrozetu, koncernového výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	641
Vraný Z.: Energetická náročnost strojů na rotační zpracování půdy	643
Trnka L.: Energetická analýza dlátového kypřiče s pasivními pracovními orgány a rotačního kypřiče	653
Bláha J.: Vícesložková laboratorní simulace provozního zatížení zemědělských strojů	671
Kupr J.: Energetická náročnost adaptérů sklízecích řezaček	683
Veselý M., Burda M., Valouch L.: Komplexní metoda pevnostního řešení rámů zemědělských strojů a její aplikace na přesný secí stroj SE4-042	691
Šimána J.: Měření krouticích momentů s využitím bezkontaktního přenosu měřené veličiny	701

СОДЕРЖАНИЕ

Враны З.: Энергоёмкость машин по ротационной обработке почвы	650
Трнка Л.: Энергетический анализ чизель-культиватора с пассивными рабочими органами и ротационного культиватора	669
Блата Й.: Многоэлементное лабораторное моделирование эксплуатационной загрузки сельскохозяйственных машин	681
Купр Я.: Энергоёмкость адаптеров уборочных соломосилосорезок	690
Веселы М., Бурда М., Валoux Л.: Комплексный метод прочностного решения рам сельскохозяйственных машин и его применение в точной сеялке SE4-042	700
Шимана Я.: Измерение крутящего момента при использовании безконтактного переноса измеряемой величины	704

CONTENTS

Vraný Z.: Energy Requirements of the Machines for Rotary Tillage	650
Trnka L.: The Energy Analysis of the Chisel Loosener with Passive Working Parts and Rotary Loosener	669
Bláha J.: The Multicomponent Laboratory Simulation of the Working Load of Farm Machines	682
Kupr J.: The Energy Requirement of Chopper Harvester Adapters	690
Veselý M., Burda M., Valouch L.: The Complex Method for Solving the Holding Capacity of the Frames of Agricultural Machines and its Application to the Precision Drill SE4-042	700
Šimána J.: The Measuring of Torsional Moments with the Use of Contactless Transfer of the Measured Quantity	704

Vědecké práce Agrozetu, koncernového výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

V Agrozetu, koncernovém výzkumném ústavu zemědělských strojů, který je součástí státního podniku Agrozet, jsou řešeny úkoly a rozvíjeny specializované činnosti, které by nebylo ekonomicky ani kádrově únosné rozvíjet přímo v rámci vývojových základů jednotlivých závodů koncernu.

Pracovníci ústavu řeší zejména tyto úkoly:

1. Výzkum strojních systémů, strojů a zařízení pro mechanizaci technologických operací v zemědělské výrobě dále řešených a realizovaných v podnicích státního podniku koncernu Agrozet i ostatních výrobců. Vychází se přitom nejen z požadavků československé soustavy zemědělských strojů, ale i z vývojových tendencí v zahraničí.

2. Uplatňování progresivních konstrukčních metod s využíváním výpočetní a měřicí techniky.

3. Rozvoj oborových činností (prognózy a koncepce, VTEI, patentoprávní ochrana, normalizace a další), které jsou důležitým předpokladem racionálního průběhu výzkumných a vývojových prací a dosažení požadované efektivnosti při realizaci výsledků výzkumu a vývoje.

4. Racionalizace a intenzifikace technologií v podnicích zemědělského strojírenství.

5. Uplatňování progresivních metod ve zkušebnictví s použitím moderní měřicí a výpočetní techniky se zaměřením na funkčnost, spolehlivost a kvalitu zemědělských strojů a zařízení.

Zaměření činnosti ústavu může charakterizovat stručný přehled témat a námětů nejdůležitějších úkolů RVT, se kterými se počítá v nadcházejícím období:

- Výzkum progresivních prvků a uzlů zemědělských strojů.
- Nové systémy mobilních energetických zdrojů včetně nových agregátů a příslušných typů zemědělských strojů.
- Palubní monitorovací a řídicí systémy mobilních zemědělských strojů.
- Výzkum a vývoj automatické identifikace jedinců zvířat.
- Výzkum a ověřování provozní spolehlivosti elektroniky a její další aplikace v zemědělství.
- Modernizace dojíčích zařízení.
- Výzkum pojezdových a technologických pohonů a jejich optimální skladby.
- Výzkum diagnostiky technologického procesu strojů, koncentrace a přenosu dat z průběhu technologického procesu.
- Základní výzkum stěžejních funkčních prvků a uzlů pro nové technologické postupy sklizně a zpracování krmných plodin a pro základní obnovu půdního fondu.
- Výzkum nových strojních systémů pro přípravu půdy.
- Modernizace přesného secího stroje a sazečů brambor.
- Modernizace mechanismů pro obnovu luk a pastvin a pro úpravu pokosu.
- Rozšíření využití základní jednotky sklizecí řezačky.
- Řešení sklizně průmyslové a krmné cukrovky, krmné řepy, sazečky a semenáčky.
- Výzkum prvků a principů samojízdných česačů chmele.
- Počítačová podpora konstrukčního procesu.
- Interaktivní grafický systém pro automatizaci inženýrských prací.
- Nové směry v měřicí technice pro výzkum zemědělských strojů.
- Zrychlené zkoušky únavové životnosti zemědělských strojů s využitím laboratorní simulace provozního zatížení.
- Ochrana obsluhy zemědělských strojů proti vibracím.
- Výzkum a vývoj zařízení pro vodorovnou zkušebnu spolehlivosti zemědělských strojů.
- Energetická optimalizace parametrů mechanizačních systémů.
- Obnova a zdokonalení prostředků rychlostní kinematografie jako metody řešení a urychlení technického rozvoje zemědělských strojů.

- Výzkum a unifikace progresivních prvků zemědělských strojů.
- Rozvoj prostředků malé mechanizace.
- Výzkum nových metod zkoušení zemědělských strojů a traktorů.
- Výzkum spolehlivosti vybrané zemědělské techniky.
- Komunikace informací v systému řízení RVT.
- Komunikace informací o zemědělských strojích v oborových i mimooborových vazbách.

Stalo se již tradicí, že každoročně je jedno číslo časopisu *Zemědělská technika* věnováno výběru článků z prací základního a aplikovaného výzkumu koncernového výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově. Letošní číslo obsahuje tyto práce:

Ing. Zdeněk Vraný ve svém článku *Energetická náročnost na rotační zpracování půdy analyzuje energetické poměry strojů na zpracování půdy s aktivními rotačními pracovními orgány, jejichž rotace je vodorovná a kolmá na směr pojezdu. Jde o rotační pluky, půdní frézy a rotační kypřiče, popřípadě bezorební secí stroje s aktivními drážkovacími kotouči.*

Práce ing. Lubomíra Trnky, CSc., *Energetická analýza dlátového kypřiče s pasivními pracovními orgány a rotačního kypřiče obsahuje výsledky experimentálních prací a energetických výpočtů agregace dlátového kypřiče a rotačního kypřiče s navrhovaným československým systémovým traktorem Golem ST-300.*

Ing. Josef Bláha v článku *Vícesložková laboratorní simulace provozního zatížení zemědělských strojů* poukazuje na důležité etapy v procesu vývoje nových zemědělských strojů, jimiž jsou laboratorní zkoušky únavové životnosti. Spolehlivost predikce únavového chování konstrukce v provozu závisí na míře přiblížení podmínek zkoušky ke skutečným provozním podmínkám. Kvalitativně nový přístup nabízí metoda založená na aplikaci závislosti mezi náhodnými stacionárními procesy buzení a odezvy v případě mechanické lineární soustavy.

Ing. Jaroslav Kupr se v článku *Energetická náročnost adaptérů sklízecích řezaček* zabývá komplexním hodnocením energetické náročnosti adaptérů samojízdných sklízecích řezaček.

Autoři ing. Milan Veselý, ing. Miroslav Burda a ing. Luboš Valouch se v práci *Komplexní metoda pevnostního řešení rámu zemědělských strojů* a její aplikace na přesný secí stroj SE4-042 věnují komplexnímu přístupu při pevnostním řešení rámu přesného secího stroje SE4-042 v Agrozetu, koncernovém výzkumném ústavu zemědělských strojů.

Ing. Jan Šimánek v práci *Měření krouticích momentů s využitím bezkontaktního přenosu měřené veličiny* stručně popisuje princip měření krouticích momentů na zemědělských strojích s použitím bezkontaktního přenosu měřené veličiny.

Ing. Dušan Hutla

Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

ENERGETICKÁ NÁROČNOST STROJŮ NA ROTAČNÍ ZPRACOVÁNÍ PŮDY

Z. Vraný

VRANÝ, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetická náročnost strojů na rotační zpracování půdy*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 643-651.

V příspěvku je popsána obecná analýza energetických poměrů strojů na zpracování půdy s aktivními rotačními pracovními orgány, jejichž osa rotace je vodorovná a kolmá na směr pojezdu. Jde o rotační pluhy, půdní frézy a rotační kypřiče, popřípadě o bezorební secí stroje s aktivními drážkovacími koutouči. Při měření jejich energetické náročnosti nestačí vyšetřovat jen příkon k pohonu na zpravidla jediném přístupném místě — vývodovém hřídeli energetického zdroje, ale i suvnou sílu, která obvykle napomáhá dopřednému pohybu celé soupravy. Za určitých podmínek se účinek dopředné suvné síly převádí přes hnací kola zpět do hnacího prostředku a doplňuje krouticí moment, resp. výkon na vývodovém hřídeli, nikoliv však na hřídeli motoru. To bývá častou příčinou mnoha nejasností a chyb při energetických měřeních a hodnoceních těchto strojů, zvláště v porovnání se stroji pro stejný účel, řešenými na jiných funkčních principech. V příspěvku jsou analyzovány podmínky vzniku vratného, ziskového a ztrátového výkonu a korekcí pro opravu naměřených suvných sil mezi nářadím a traktorem (na svahu) a momentů na vývodovém hřídeli. Jsou uvedeny náhradní možnosti a problematika energetických měření při použití pomocného traktoru nebo měřením spotřeby pohonných hmot.

rotační stroje na zpracování půdy; energetická měření; energetika rotačních kypřičů a fréz; vratný výkon

Specifickou vlastností strojů na zpracování půdy s rotujícími pracovními orgány bývá energeticky hospodárnější přenos energie z hnacího zdroje na pracovní orgány. Použití aktivních pracovních orgánů umožňuje dosáhnout i vyššího stupně zpracování půdy (vyššího drobičího, popřípadě i rovnacího účinku), zvláště při kombinovaném uspořádání většího počtu nářadí na téže hnací jednotce, tedy obvykle na nosiči nářadí (systémovém traktoru). V porovnání se stroji s pasívními orgány často odpadají značné ztráty prokluzem hnacích kol, spojeným se zvětšeným opotřebením pneumatik dřívějších traktorů — tahačů. Přitom nové hnací jednotky jsou při stejných či vyšších výkonech motorů lehčí, což vede k nižšímu stupni utužování, a tedy k lepšímu fyzikálnímu stavu půd. Další příznivou vlastností uvedeného rotačního nářadí je, že se s ním dosahuje vyšší svahové dostupnosti, neboť odpadá velký tažný odpor. Navíc smysl vodorovných složek reakcí půdy na pracovní orgány většího nářadí napomáhá dopřednému pohybu a odlehčuje hnacím kolům. Velikost těchto složek reakcí závisí na pracovních odporech a ty dále hlavně na šířce a hloubce zpracování, měrném odporu, vlhkosti

a kamenitosti půdy, geometrii a otupení břitů pracovních ústrojí atd. Menší velikost dopředných reakcí půdy mají např. bezorební secí stroje s poháněnými frézovacími kotouči na vytváření půdních drážek. Větší reakce jsou u půdních fréz a největší u rotačních kypřičů pro hluboké kypření, které zasahují do uhlého podbrázdí. Jak uvádějí Vraný [1965] a Trnka [1989], vodorovné složky půdních reakcí na pracovní orgány značně převyšují valivé odpory soupravy. To vede ke vzniku vratného výkonu, který nelze při energetických měřeních a analýzách opomíjet a který musí být zahrnut do údajů o energetické náročnosti.

ANALÝZA ČINNOSTI ROTAČNÍHO NÁŘADÍ

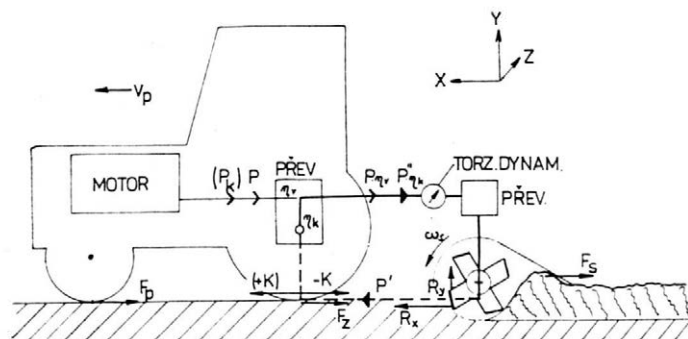
Obecně platí, že výkon P_m na hřídeli motoru k pohonu rotačního nářadí má dvě části: první odpovídá výkonu přenášenému vývodovým hřídelem (alternativně i vnějším hydraulickým okruhem), druhá výkonu pro pohyb pracujícího nářadí vpřed vedeným přes pojezdová kola

$$P_m = P + P_k = \frac{M_v \cdot n_v}{9550 \cdot \eta_v} + K \cdot v_t / 10^3 \cdot \eta_k \quad (1)$$

Příkon P_k může mít podle smyslu výslednice podélných sil půdy na nářadí různé znaménko. V důsledku dvou cest v přenosu energie mezi jedním jejím zdrojem a spotřebičem může docházet k oběhu výkonu v uzavřeném obvodu, takže o spotřebované energii nedávají správnou informaci údaje z jedné její části — obvykle krouticího momentu a otáček na vývodovém hřídeli. Proto je nezbytné analyzovat energetické poměry hlouběji.

Při pracovním pohybu působí na zahlučené poháněné nářadí půda v místech dotyku souborem reakcí, které lze rozložit do tří os pravoúhlého souřadného systému (obr. 1). Složky reakcí ve směru osy Y se zachycují tíhou stroje (mohou mít vliv jen na prokluz hnacích kol), složky ve směru osy Z se zachycují příčnými silami z adheze pod pojezdovými koly; jediné složky sil ve směru osy X , v němž se uskutečňuje pohyb stroje, mají přímý vliv na energetiku pojezdu soupravy.

Výrazné síly v ose X vznikají u nářadí s vodorovnou osou rotace napříč ke směru jízdy. Působení výslednice R_x podélných složek sil na soupravu ve směru jejího pohybu představuje energii, která podle smyslu této síly buď napomáhá překonávat valivé a jiné pasívní odpory F_s ná-



1. Energetické poměry mezi traktorem a rotačním nářadím s dopřednou půdní reakcí tvořící uzavřený vratný okruh — Energy relations between the tractor and rotary implements with the forward soil reaction, forming a closed reversible circuit

radí, nebo ho naopak brzdí. To znamená, že snižuje, nebo naopak zvyšuje příkon vedený od motoru přes převodovku a rozvodovku na pojezd.

Z důvodů účelného přemísťování skývy nazad i z důvodů energetických se u naprosté většiny strojů volí smysl otáčení pracovních rotorů podle obr. 1, přičemž další podmínkou pro vznik dopředné síly R_x je, aby obvodová rychlost nástrojů dostatečně převyšovala pojezdovou rychlost v_p . Vyplývá to z podrobnější analýzy absolutního pohybu pracovních nástrojů vůči půdě.

Na obr. 1 jsou schematicky vyznačeny veličiny energeticky významné pro jednoduchou soupravu traktoru s půdním kypřičem a se smykovou deskou k urovnání nakypřené půdy na v o d o r o v n ě m p o z e m k u.

Pro síly ve směru jízdy (osy X) platí:

$$K + R_x - F_p - F_z - F_s = 0 \quad (2)$$

Kromě síly K jsou ostatní síly jednoznačně určeny hmotnostmi, konstrukčním uspořádáním a provozními podmínkami, síla K se jen přizpůsobí za spolupůsobení prokluzu hnacích kol tomu, aby byl splněn vztah (2), tedy

$$K = F_p + F_z + F_s - R_x$$

Jestliže $F_p + F_z + F_s < R_x$ a síla K nabývá záporných hodnot, ustává přenos výkonu P_k pro jízdu soupravy od motoru a celý výkon pro pojezd uhrazuje půdní reakce R_x . Přebytek výkonu

$$P'' = (R_x - F_s - F_z - F_p) \cdot v_t \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

se vrací do převodového ústrojí traktoru a po snížení o ztráty v převodech doplňuje výkon na vývodovém hřídeli $P \cdot \eta_p$ od motoru o hodnotu $P'' \cdot \eta_k$.

Samotné nářadí vrací teoretický výkon

$$P' = (R_x - F_s) \cdot v_p \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

který se sníží po přestupu do kol traktoru a vlivem odporů na

$$\bar{P}'' \cdot v_t / v_p = (R_x - F_s - F_p - F_z) \cdot v_t \cdot 10^{-3} \quad (5)$$

a na vývodový hřídel se přes převodovku dostává v r a t n ě y v ý k o n

$$\bar{P}'' \cdot \eta_k \cdot v_t / v_p = P'' \cdot \eta_k \quad (6)$$

Na obr. 1 je obvod vratného výkonu nářadí vyznačen silnou čarou, v oblasti rámu čárkovanou a posunutou k povrchu půdy, v oblasti převodů v traktoru čarou plnou. V principu jde o obdobu systému s předpjatým uzavřeným obvodem používaným např. pro zkoušky převodovek, kdy se v uzavřeném obvodu přenáší značný výkon, ale hnací motor kryje jen malé převodové ztráty.

Údaje torzního dynamometru na vývodovém hřídeli tedy ne vždy odpovídají odebíranému momentu, popřípadě příkonu rotačního nářadí, a podle podmínek může dynamometr ukázat hodnoty, které výrazně přesahují parametry motoru, i když ten přetížen není. To bývá často zdrojem nejasností, pochyb o správnosti naměřených údajů a omylů v interpretaci výsledků.

Účinek záporné síly K na hnaná kola traktoru způsobuje, že se souprava pohybuje rychleji, než odpovídá teoretické pojezdové rychlosti. To vede ke vzniku záporného prokluzu poháněných kol traktoru. Jeho zjištění signalizuje vznik analyzovaného případu s vratným výkonem, který vyžaduje korekce měřeného výkonu na vývodovém hřídeli.

Na podélném svahu přistupuje do vztahu (2) složka tíhy soupravy ve směru svahu, takže pro hnací reakci K poháněných kol platí

$$K = F_p + F_z + F_s - R_x + (m_t + m_s) \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

Vzestupný podélný svah snižuje velikost záporné síly K , a tedy i vratný výkon na

$$P'' = [R_x - F_x - F_p - F_z - (m_t + m_s) \cdot g \cdot \sin \alpha] \cdot v_t \cdot 10^{-3} \quad (8)$$

Přesto se efektem vratného výkonu zvyšuje svahová dostupnost při snížené velikosti prokluzu na rozdíl od případu, kdy dopředná reakce R_x nevzniká. Na klesajícím svahu se vratný výkon a záporný prokluz naopak zvyšují. Pro upřesnění je třeba dodat, že člen odpovídající svahu je do systému zanesen v důsledku změny potenciální energie celé soupravy. V případech, kdy svahová složka síly

$$(m_t + m_s) \cdot g \cdot \sin \alpha > F_s + F_p + F_z$$

převládá nad pasívními odpory, vzniká zpětnovazebný obvod, i když $R_x = 0$. Pak však nevzniká vratný, ale ziskový výkon, který nelze do obvyklých dat o energetice zavádět, neboť nevyplyvá přímo z pracovního procesu nářadí, ale z momentální velikosti svahu, a proto musí být od konečných energetických dat oddělen.

Vratný a ztrátový výkon P' samotného nářadí má na vzestupném svahu velikost sníženou na hodnotu

$$P' = (R_x - F_s - m_s \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot v_p \cdot 10^{-3} \quad (9)$$

Na sestupném svahu je tomu naopak, třetí člen v závorce změní své znaménko, takže vztah (9) platí i pro tento případ a ztrátový výkon se změní na ziskový.

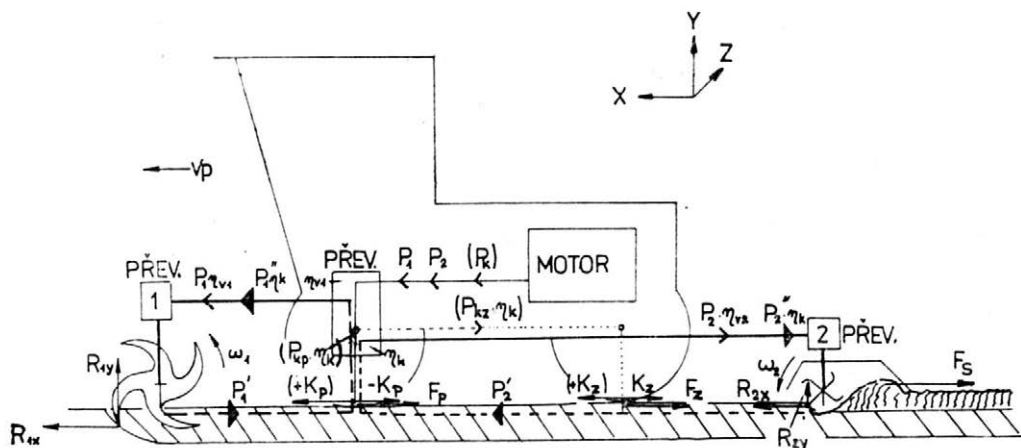
Vratný a ziskový (popř. ztrátový) výkon na vývodovém hřídeli je obdobně

$$P'' \cdot \eta_k = [R_x - F_s - F_p - F_z - (m_t + m_s) \cdot g \cdot \sin \alpha] \cdot v_t \cdot 10^{-3} \quad (10)$$

Ke zhodnocení energetické náročnosti sledovaného případu nářadí s traktorem na svahu musí být tedy vždy provedena korekce naměřeného výkonu na vývodovém hřídeli traktoru odečtením vratného a ziskového výkonu.

Při měřeních musí být zjišťovány střední hodnoty těchto veličin:

- krouticí moment a otáčky na vývodovém hřídeli M_v ; n_v
- podélná síla mezi nářadím a traktorem $R_x - F_s$
- skutečná rychlost soupravy v_p
- účinnost převodů pro pojezd traktoru η_k
- valivý odpor traktoru $F_p + F_z$
- prokluz poháněných kol nebo vztah pro určení v_t jako funkce otáček vývodového hřídele n_v .



2. Energetické poměry mezi nosičem a kombinovaným rotačním nářadím neseným vpředu (1) a vzadu (2) s dopřednými půdními reakcemi a vznikající vratné obvody výkonů — Energy relations between the carrier and combined rotary implements, frontally mounted (1) and mounted behind (2) with forward soil reactions and formed return output circuits

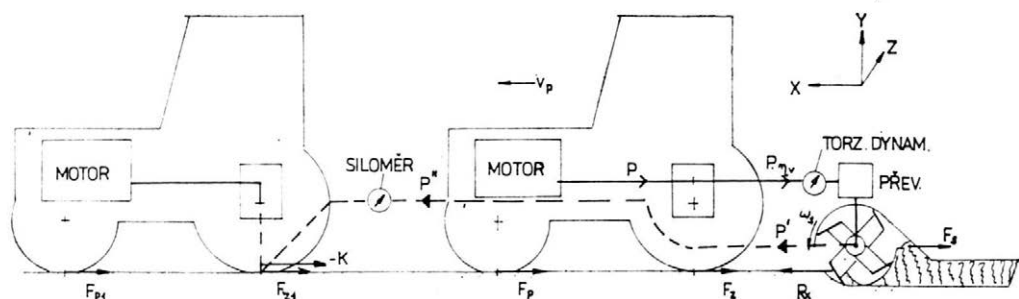
Na svahu k tomu přistupuje úhel α a hmotnost traktoru a nářadí m_t ; m_s , při porovnávání měření pak obvykle i šířka záběru a hloubka zpracovávání půdy.

Úkol stanovit energetickou náročnost nářadí nebo celé soupravy v těchto případech naráží na různé obtíže a pro nepřesnosti v určení mnoha veličin tedy nebudou ani požadované příkony stanoveny s přesností srovnatelnou s případy strojů bez zpětnovazebního obvodu. Proto se doporučuje uskutečňovat energetická měření na vodorovném pozemku. Lze měřit i na pozemku mírně svažitém, ale pak jízdu po vrstevnici, což je lepší, než dělat průměrné výsledky z měření při jízdách po svahu a proti němu. Důvodem je variabilita měrného odporu půdy na ploše pozemku a zdvojnásobení všech měření.

U traktorů-nosičů s rotačními nářadími umístěnými vpředu i vzadu a poháněnými předním a zadním vývodovým hřídelem vznikají podle obr. 2 dva (popř. tři) vratné obvody. Vratné výkony se rámem přenášejí do hnacího ústrojí, nazpět přes kola poháněné nápravy (přední, zadní či obě) až do společné převodovky. Příkony předního nářadí 1 a zadního nářadí 2 lze stanovit stejným postupem uvedeným pro jedno nářadí podle obr. 1. Korekce výkonů $P'_i \cdot \eta_k$ na každém vývodovém hřídeli se dělá výpočtem z podélné síly $R_{xi} - F_{si}$ mezi nosičem a každým nářadím, naměřené samostatně. Je důležité znaménko této síly; při kladné hodnotě (směřuje ve směru jízdy) se musí vratný výkon od celého výkonu na vývodovém hřídeli odečítat a naopak.

NÁHRADNÍ ZPŮSOBY MĚŘENÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Podélnou sílu mezi traktorem a nářadím lze měřit jen speciálními dynamometry připojeními např. na tříbodový závěs k traktoru. Někdy je možné využít vhodného členu systému, např. příčnicku, který jednoznačně reaguje jen na uvedenou sílu a tu pak snímat po ocejchování tenzometricky. Často tyto možnosti nejsou a pak je nutné použít náhradních



3. Energetické poměry mezi dvěma spřaženými traktory a rotačním nářadím s dopřednou půdní reakcí při odděleném měření výkonů — Energy relations between two coupled tractors and rotary implements with the forward soil reaction at the separate measuring of outputs

způsobů. Nejsnáze, a zvláště v atypických případech, lze měřit obě části výkonu ve vztahu (1) samostatně tak, že se použije dvou traktorů v sérii podle obr. 3. Přední traktor má zapojen jen pohon kol, a určuje tedy pojezdovou rychlost soupravy, zadní traktor má pohon kol vypnutý a pohání nářadí vývodovým hřídelem. Oba traktory jsou spřaženy spojovací tyčí s vestavěným elektrickým siloměrem schopným měřit tah i tlak. Tímto uspořádáním se okruh pro vratný výkon rozpojí a vratná energie se zavede na motor předního traktoru, který ve funkci brzdy stabilizuje pojezd soupravy. Podle potřeby lze přední traktor i libovolně přibrzďovat, aniž by to mělo vliv na měřené veličiny. Odpadá potřeba měřit jeho valivé odpory. Na siloměru ve spojovací tyči se měří podélná síla od nářadí, snižená o odpory valení zadního traktoru, tj.

$$R_x - F_s - F_p - F_z$$

která podle vztahu (11) určuje vratný příkon celé soupravy:

$$P'' = (R_x - F_s - F_p - F_z) \cdot v_p \cdot 10^{-3} \quad (11)$$

Valivé odpory zadního traktoru lze stanovit samostatným měřením při vyhloubeném či odpojeném nářadí (pozor na změnu svislých reakcí na nápravu). Údaje torzního dynamometru zde odpovídají jen skutečně odebíranému momentu pro pohon nářadí, takže korekce odpadají. V případě kombinace dvou nářadí (1 a 2) podle obr. 2 s potřebou stanovit příkony obou nářadí zvlášť se tímto způsobem měří každé nářadí samostatně.

Ke stanovení souhrnné energetické náročnosti, zvláště složitějších kombinovaných souprav, se používá měření spotřeby paliva u hnacího prostředku. Tento způsob je při použití moderních spotřeboměrů vcelku snadný a rychlý, ale musí se dělat na rovině. Průměry spotřeby při jízdách oběma směry podélného svahu dávají méně přesné hodnoty, neboť závislosti příkonu na hodinové spotřebě nejsou ve větším rozsahu lineární.

Další nevýhodou je, že takto nelze stanovit energetickou náročnost samotného nářadí, ale vždy jen celé soustavy, do níž se promítají různorodé vlastnosti traktoru (hmotnost, valivé odpory, účinnost energetické přeměny paliva na mechanickou energii, stav opotřebení motoru, převodů, pneumatik atd.). Spotřeba tedy není dostatečně spolehlivým úda-

jem pro hodnocení energetické náročnosti v širším pojetí. Přesto může tato metoda vyhovovat při pracích zaměřených na porovnání energetické náročnosti několika druhů nářadí připojovaného postupně k témuž traktoru, na tomtéž pozemku a ve stejné době, kdy lze předpokládat neměnné vlastnosti traktoru a půdy. Při porovnávání energetické náročnosti nářadí určeného pro stejný účel, ale na odlišných principech, musí být dodržena i hloubka zpracování, neboť tvrdost a měrný odpor půdy se s hloubkou výrazně mění.

Přepočet hodinové spotřeby paliva na odebíraný výkon motoru a naopak bývá ovšem problémový, neboť výrobci motorů zatím většinou neposkytují jejich úplné charakteristiky. Občas dosažitelná vnější otáčková charakteristika nedává spolehlivé údaje pro oblast běhu s výkonnostním regulátorem, nebo v nich tato oblast zcela chybí, i když jde při pohonu zemědělských strojů a nářadí o nejdůležitější případ provozu. Je třeba důrazně apelovat na výrobce motorů pro zemědělské účely, aby si uvědomili, že poskytování těchto podkladů má pro všechny větší provozovatele zemědělské techniky v současné situaci v zásobování kapalnými palivy zásadní význam. Bez nich nelze úspěšně řešit úkoly zaměřené na optimalizaci pracovního režimu, na účelné sestavy kombinovaného nářadí a na agregaci strojů s hnacími prostředky, kterými lze dosáhnout podle dosud řešených případů významných úspor pohonných hmot.

ZÁVĚR

U rotačních nářadí na zpracování půdy vzniká za určitých podmínek dopředná reakce půdy. Pokud její velikost přesáhne pasivní odpory nářadí proti jízdě, přenáší se jako vratný výkon zpět na traktor. Jestliže přesáhne celý pasivní odpor soupravy, dostává se vratný výkon až na vývodový hřídel a přičítá se k výkonu odebíranému z motoru. Dvě cesty přenosu energie mezi traktorem a nářadím pak vytvářejí zpětnovazební předpjatý obvod, který ztěžuje možnosti přímého měření příkonu nářadí. Příspěvek objasňuje podmínky vzniku a velikosti korekcí nutných pro posouzení skutečné energetické náročnosti nářadí a nářadí s traktorem na vodorovném i svažitém pozemku. Aby bylo možné snadněji měřit energetickou náročnost, jsou analyzovány poměry při použití pomocného traktoru a je uvedena problematika nepřímého měření energetické náročnosti na základě spotřeby pohonných hmot. Tato metoda obchází často pracnou adaptaci při instalaci siloměru a torzního dynamometru. Údaje o hodinové spotřebě paliva však nevedou k dostatečně přesným hodnotám odebíraného příkonu, proto jsou obvykle vhodné jen pro energetická porovnání více nářadí postupně připojovaných na tentýž traktor.

Použitá označení

F_D	— valivý odpor předních kol traktoru	[N]
F_c	— pasivní odpory půdy na nářadí proti směru jízdy	[N]
F_z	— valivý odpor zadních kol traktoru	[N]
M_D	— střední krouticí moment na vývodovém hřídeli	[Nm]
$K; K_y; K_z$	— podélné reakce půdy na poháněná kola traktoru	[N]
P_z	— výkon odebíraný z motoru pro pojezd soupravy	[kW]

$P; P_m$	— výkony odebírané z motoru [kW]
P'	— vratný výkon z půdy na rám traktoru [kW]
$\overline{P'}; P''$	— vratný výkon přivedený přes kola na vývodový hřídel [kW]
R_x	— součet podélných půdních reakcí na nářadí [N]
R_y	— součet svislých půdních reakcí na nářadí [N]
g	— zemské zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
m_s	— hmotnost nářadí (stroje) [kg]
m_t	— hmotnost traktoru [kg]
n_v	— otáčky vývodového hřídele [min^{-1}]
v_p	— skutečná pojezdová rychlost soupravy [$m \cdot s^{-1}$]
v_t	— teoretická pojezdová rychlost soupravy [$m \cdot s^{-1}$]
α	— úhel podélného (vzestupného) svahu pozemku [°]
η_k	— účinnost převodu hnacích kol traktoru [—]
η_v	— účinnost převodu vývodového hřídele [—]
ω_k	— úhlová rychlost hnacích kol traktoru [s^{-1}]
ω_s	— úhlová rychlost rotoru nářadí [s^{-1}]

Literatura

TRNKA, L.: Energetická měření a porovnání dlátového kypříče s pasívními pracovními orgány s rotačním kypříčem. [Výzkumná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1989.

VRANÝ, Z.: Výsledky energetického měření rotačního kypříče KRN 180. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1965.

VRANÝ, Z.: Energetické poměry bezorebního secího stroje. [Výzkumná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1988.

Došlo dne 29. 6. 1989

ВРАНЫ, З. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Энергоёмкость машин по ротационной обработке почвы. Земед. Техн., 35, 1989 (11) : 643-651.

В статье описывают общий анализ энергоусловий машин по обработке почвы с активными ротационными рабочими органами, ось поворота которых горизонтальна и перпендикулярна по отношению хода машины. Дело касается ротационных плугов, почвенных фрез и ротационных взрыхлителей-культиваторов, по случаю сеялки с посевом без вспашки с активными дисками с бороздками. При измерении их энергоёмкости не хватает обследовать только мощность к приводе как правило на одном доступном месте — ВОМ энергоисточника, но нужно обследовать и силу передвижения, которая обычно содействует передвижению всей системы вперед. При определенных условиях эффекты силы передвижения вперед переводятся через приводные колеса обратно в приводное средство и дополняют крутящий момент, т. е. мощность на ВОМ, однако, не на вале двигателя. Это частой причиной многих неясностей и ошибок при энергоизмерениях и оценках этих машин, особенно при сравнении с машинами для одинакового назначения, но решаемых на других функциональных принципах. В статье анализируются условия возникновения обратной, прибыльной и теряющей мощностей и корректировок для исправления замеренных сил передвижения между орудиями и трактором (на склоне) и моментов на ВОМ, приводятся запасные возможности и проблематика энергоизмерений при использовании вспомогательного трактора или измерением расхода горючего.

ротационные машины для обработки почвы; энергоизмерения; энергетика ротационных культиваторов и фрез; обратная мощность

VRANÝ, Z. (Agrozet — Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): Energy Requirements of the Machines for Rotary Tillage. Земед. Техн., 35, 1989 (11) : 643-651.

A general analysis is described of the energy requirements of machines for tillage with driven rotary parts with the rotary axis horizontal and perpendicular

to the direction of travel. These are rotary ploughs, soil cutters with revolving looseners, or grain drills without ploughing, with driven groove disks. During measuring the energy requirements, it is not sufficient to test only drive input at one accessible place i.e. the energy source of the output shaft; also the motion force that usually carries out the forward motion of the entire set must be tested. At certain conditions, the effect of the forward motion force is transferred via drive wheels back to the drive centre; it supplements the rotary movement or the output shaft performance, but not that of the motor shaft. This is often the cause of confusion and errors in the energy measuring and evaluating these machines, particularly in comparison with the machines that are used for the same purpose but based on other working principles. The basic conditions of the return, profit and loss output are analysed as well as the adjustments correcting the measured motion forces active between the implements and tractor (on a slope), and the movements of output shaft. Other possibilities (as the measuring of fuel consumption) are indicated as well as the problems of energy measuring when using the auxiliary tractor. rotary machines for tillage; energy measuring; energy of rotary soil looseners and cutters; return output

VRANÝ, Z. (Agrozet — Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energieaufwand der Rotationsmaschinen zur Bodenbearbeitung*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 643-651.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Analyse der energetischen Verhältnisse der Bodenbearbeitungsmaschinen mit aktiven Rotationsorganen, deren Rotationsachse waag- und senkrecht zur Fahrtrichtung ist. Es geht um Rotationspflüge, Rotationsbodenfräsen und Rotationslockerer, bzw. um Rotationssämaschinen zur Direktaussaat mit aktiven Schlitzscheiben. Bei der Messung deren Energieaufwandes genügt es nicht nur an einer zugänglichen Stelle — an der Zapfwelle der Energiequelle — den entsprechenden Leistungsbedarf zu messen. Wir müssen gleichzeitig die Schubkraft, die die Vorwärtsbewegung der ganzen Garnitur fördert, messen. Unter bestimmten Bedingungen wird die Wirkung der Vorwärtsschubkraft über Treibräder zurück zum Treibmittel geführt und ergänzt den Drehmoment bzw. die Leistung an der Zapfwelle, keinesfalls aber an der Motorwelle. Das pflegt eine häufige Ursache mancher Unklarheiten und Fehler bei energetischen Messungen und bei der Bewertung dieser Maschinen, insbesondere im Vergleich zu denjenigen, die für den gleichen Zweck vorgesehen sind, die aber auf anderen Konstruktionsgrundsätzen gelöst sind, zu sein. Die vorliegende Arbeit analysiert die Bedingungen der Entstehung der Gewinn- und Verlustleistung als auch der sog. reversiblen Leistung und der Korrekturen für die Korrektur der gemessenen Schubkräfte zwischen Gerät und Schlepper (im Hangterrain) und der Momente an der Zapfwelle. Es sind Ersatzmöglichkeiten angeführt und gleichzeitig wird auch die Problematik der energetischen Messungen beim Einsatz eines Hilfstraktors oder bei Messen des Kraftstoffverbrauchs besprochen.

Rotationsmaschinen zur Bodenbearbeitung; energetische Messungen; Energetik der Rotationslockerer und -fräsen; reversible Leistung

Adresa autora:

Ing. Zdeněk Vraný, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha-Chodov

Nové ceny vědeckých časopisů ČSAZ

Vzhledem k tomu, že se zvýšily polygrafické náklady a ceny papíru, budou od 1. 1. 1990 upraveny ceny vědeckých časopisů ČSAZ takto:

Rostlinná výroba	22,— Kčs
Živočišná výroba	17,— Kčs
Veterinární medicína	15,— Kčs
Zemědělská technika	15,— Kčs
Zemědělská ekonomika	17,— Kčs
Lesnictví	17,— Kčs
Sborník ÚVTIZ	
Ochrana rostlin	15,— Kčs
Genetika a šlechtění	17,— Kčs
Meliorace	15,— Kčs
Sociologie zemědělství	15,— Kčs
Zahradnictví	15,— Kčs
Potravinářské vědy	15,— Kčs
Scientia agriculturae bohemoslovaca	17,— Kčs
Věstník ČSAZ	14,— Kčs

Vážení čtenáři, věříme, že toto nezbytné opatření přijmete s pochopením.

ENERGETICKÁ ANALÝZA DLÁTOVÉHO KYPŘIČE S PASÍVNÍMI PRACOVNÍMI ORGÁNY A ROTAČNÍHO KYPŘIČE

L. Trnka

TRNKA, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetická analýza dlátového kypřiče s pasivními pracovními orgány a rotačního kypřiče*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 653-670.

Práce obsahuje výsledky experimentálních měření a výpočty energetické náročnosti agregace dlátového kypřiče a rotačního kypřiče s navrhovaným československým systémovým traktorem Golem ST-300. Hodnocení vychází z porovnání měrné spotřeby energie a měrné spotřeby paliva na zpracování 1 m³ půdy u obou jmenovaných strojů. Při měření se použilo moderních měřicích metod v návaznosti na výpočetní techniku. K energetickým výpočtům byl použit program ENERG 1.

měření energetické náročnosti rotačního a dlátového kypřiče; měrná spotřeba energie a paliva na zpracování 1 m³ půdy; výpočetní technika

V rámci výzkumu nových způsobů zpracování půdy se porovnával dlátový kypřič s pasivními pracovními orgány a rotační kypřič s vodorovnou osou otáčení pracovních orgánů, kolmou ke směru jízdy stroje. Rotační pracovní orgány, které jsou poháněny od vývodového hřídele traktoru, představují nový způsob zpracování půdy a využití traktoru. U pasivních orgánů je jejich účinek na půdu dán hlavně tahem traktoru — tahová síla se přenáší od hnacích kol traktoru a závisí nejen na výkonu jeho motoru, ale i na jeho hmotnosti. Přenos energie od hnacích kol traktoru je spojen se ztrátami prokluzem, které činí 20 % i více. U rotačních pracovních orgánů, u nichž se energie přenáší od vývodového hřídele traktoru, je při vhodném směru jejich otáčení podstatně lepší prokluzová účinnost a nízká potřeba tahové síly. Další rozdíl v použití aktivních a pasivních orgánů je dán tím, že pasivní orgány jsou ve stálém styku s půdou a vytvářejí nepřetržitou dlouhou skývu půdy. Rotační orgány naproti tomu do půdy neustále vstupují a vystupují z ní, takže vytvářejí malé skývy, půdu lépe drobí, a proto půda takto zpracovaná nevyžaduje dodatečné kypření.

METODA

Dlátový kypřič PBI-040 a rotační kypřič jsme měřili v JZD Hustopeče u Brna na pozemku s maximálním sklonem v některých úsecích 2° (pozemek po hořčici) v říjnu roku 1988. Průměrná vlhkost půdy činila 13,1 %; tvrdost půdy, měřená penetrometrem s kuzelem 30° podle Bushe (výrobce Findlay a Irwine, Skotsko), činila v hloubce do 28 cm asi 2,9 MPa, v hloubce 20 až 50 cm zhruba 5,1 MPa. Ve zpra-



1. Dlátový kypřič PB1-040 s pasívními pracovními orgány v agregaci s traktorem Škoda ŠT-180 — The PB1-040 chisel loosener with passive working parts in aggregation with the Škoda ŠT-180 tractor

covávané půdě nebyly kameny. Pro měření byly vityčeny za sebou tři trati 50 m dlouhé, takže se každá kombinace rychlosti a hloubky zpracování měřila třikrát. Jezdilo se vždy ve směru sklonu pozemku dolů.

Při měření rotačního kypřiče se zkoušela i varianta s bránami LELY o záběru 3 m a hmotnosti 725 kg, které mají svislé pracovní orgány (na předním závěsu traktoru byly umístěny brány LELY, na zadním závěsu rotační kypřič). Nosič nářadí STEYR 8320 Turbo pojížděl při práci vždy vzad. Při měření rotačního kypřiče se poměr mezi obvodovou rychlostí rotoru v_o a pojezdovou rychlostí stroje v_p pohyboval v rozsahu $\lambda = \frac{v_o}{v_p} = 1,75$ až 4,0 (konec nože se pohybuje po prodloužené cykloidě). Při měření obou strojů se současně zjišťoval prokluz hnacích kol traktoru. Spotřeba paliva na jeden hektar QHA [$l \cdot ha^{-1}$] se vypočítá jako podíl hodinové spotřeby paliva QH [$l \cdot h^{-1}$] zjištěné zařízením Flowtronic a plošného výkonu agregátu W' [$ha \cdot h^{-1}$]

$$W' = 0,1 B \cdot v_p$$

kde: B — šířka záběru stroje [m]
 v_p — rychlost soupravy [$km \cdot h^{-1}$]

HLAVNÍ TECHNICKÁ DATA ZKOUMANÝCH STROJŮ

Dlátový kypřič PB1-040 s pasívními pracovními orgány (obr. 1)

— výrobce JZD Slušovice — v agregaci s traktorem Škoda ŠT 180 s mechanickými převody

— hmotnost	1300 kg
— záběr	2,65 m
— celková hmotnost soupravy (bez obsluhy)	10 120 kg
— hmotnost na přední nápravu ŠT 180	4080 kg
— hmotnost na zadní nápravu ŠT 180	6040 kg
— huštění pneumatik Škoda ŠT 180	200 kPa
— jmenovitý výkon motoru ŠT 180	138 kW při otáčkách 1800 min^{-1}

Rotační kypřič s mechanickým pohonem (obr. 2)

— výrobce STS Hustopeče — v agregaci s traktorem (nosičem nářadí) Steyr 8320 TURBO s hydrostatickým pojezdovým ústrojím

2. Agregace traktoru Steyr 8320 Turbo s rotačním kypřičem s rotačními bránami LELY — Aggregation of the Steyr 8320 Turbo tractor with rotary loosener with the LELY rotary harrows



— hmotnost	6000 kg
— záběr	3 m
— počet sekcí	8 (každá sekce má čtyři nože a sousední sekce jsou pootočený o 45°)
— šířka zubů	35 mm
— délka zubů	700 (850) mm
— celkový převod mezi vývodovým hřídelem a rotorem	$i_c = 1 : 22,33$
— převod klínovými řemeny	$i_o = 1 : 1$ (každá strana rotoru rotačního kypřiče je poháněna od vývodového hřídele deseti klínovými řemeny s třístupňovou mechanickou převodovkou)
— přední pneumatiky rotačního kypřiče	2 kusy, rozměr 10-15
— celková hmotnost nosiče nářadí Steyr 8320 Turbo včetně závaží (bez obsluhy)	5150 kg
— jmenovitý výkon motoru	210 kW při otáčkách 2100 min ⁻¹
— pohon pojezdu	hydrostatický
— huštění zadních velkých pneumatik	110 kPa
— huštění předních malých pneumatik	200 kPa

Československý systémový traktor Golem ST-300

(základní informativní technické údaje) — výrobce STS Otrokovice a JZD Moravský Krumlov

— hmotnost celková (bez obsluhy)	6200 kg
— hmotnost na přední nápravě	3600 kg
— hmotnost na zadní nápravě	2600 kg
— jmenovitý výkon motoru	220 kW při otáčkách 2000 min ⁻¹

— pohon pojezdu

hydrostatický — hydro-
motor SMF 22 + hydro-
generátor SPV 22

— huštění předních pneumatik

200 kPa

— huštění zadních pneumatik

110 kPa

VÝSLEDKY

ENERGETICKÁ NÁROČNOST DLÁTOVÉHO KYPŘIČE S PASÍVNÍMI PRACOVNÍMI ORGÁNY PBI-040 V AGREGACI S TRAKTOREM ŠT 180

Výsledky měření při zpracování půdy dlátovým kypřičem PBI-040 s pasívními pracovními orgány v agregaci s traktorem ŠT 180 jsou uvedeny v tab. I, ve které je kromě hloubky zpracování, rychlosti, prokluzu, tahové síly, hodinové a hektarové spotřeby paliva uveden i tahový výkon, který činí maximálně 75,3 kW při hloubce zpracování půdy

I. Přehled výsledků měření při zpracování půdy dlátovým kypřičem PBI-040 s pasívními pracovními orgány v agregaci s traktorem Škoda ŠT-180 — The survey of the results of measuring during the processing of soil by chisel loosener PBI-040 with passive working parts in aggregation with the Škoda ŠT-180 tractor

Číslo měření	Hloubka zpracování h [cm]	Rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Prokluz δ [%]	Tahová síla F [kN]	Tahový výkon P [kW]	Spotřeba paliva QH [l.h ⁻¹]	Spotřeba paliva QHA [l.ha ⁻¹]
1	31,4	5,14	17,5	20,0	28,5	20,6	15,1
		5,14	17,5	21,4	30,5	21,1	15,5
		4,86	17,5	23,7	32,0	21,5	16,7
2	32,0	6,92	9,6	15,2	29,2	20,9	11,4
		6,92	9,6	17,1	32,8	21,7	11,8
		6,67	9,6	15,3	28,3	20,9	11,8
3	33,5	8,18	17,6	28,2	64,0	31,3	14,4
		8,18	17,6	31,0	70,4	34,0	15,7
		8,18	17,6	28,0	63,6	32,1	14,8
4	41,2	4,86	17,2	30,3	40,9	22,9	17,8
		4,86	17,2	32,0	43,2	23,5	18,2
		4,62	17,2	32,7	41,8	23,9	19,5
5	40,7	5,45	21,7	37,7	56,9	31,1	21,5
		5,81	21,7	34,9	56,2	29,4	19,1
		5,45	21,7	38,2	57,7	30,7	21,3
6	43,8	8,18	21,7	30,6	69,5	32,3	14,9
		7,83	21,7	34,6	75,3	36,8	17,7
		6,67	21,7	38,3	70,9	38,9	22,0

43,8 cm a jezdové rychlosti $v_p = 7,83 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (tahový výkon P [kW] je vypočten jako součin střední tahové síly F [kN] a pracovní rychlosti v_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]). Z tab. I vyplývá, že se zvyšováním hloubky zpracování půdy a jezdové rychlosti vzrůstá tahový výkon a hodinová spotřeba paliva QH . Rovněž je uvedena hektarová spotřeba paliva QHA [$\text{l} \cdot \text{ha}^{-1}$]. Průměrný valivý odpor agregátu na měřeném pozemku činil $P_f = 5,54 \text{ kN}$ a součinitel valení $f = 0,054$ až $0,06$.

ENERGETICKÁ NÁROČNOST ROTAČNÍHO KYPŘIČE V AGREGACI S TRAKTOREM STEYR 8320 TURBO

Přehled výsledků měření při zpracování půdy rotačním kypřičem v agregaci s traktorem Steyr 8320 je v tab. II, v níž je kromě příkonu uvedena i hodinová QH a hektarová QHA spotřeba paliva. Nejvyšší zjištěný příkon činil $171,5 \text{ kW}$ při hloubce zpracování půdy $h = 33,6 \text{ cm}$ a pracovní rychlosti $v_p = 6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (prokluz je „záporný“ v důsledku toho, že vodorovná reakce na pracovní orgány působí ve směru jízdy a je větší než valivý a suvný odpor soupravy; příkon P [kW] je vypočten jako součin středního krouticího momentu M_{kstr} [Nm] a úhlové rychlosti ω [s^{-1}]).

Příkony uvedené v tab. II jsou zvýšeny o vratný příkon od vodorovné reakce na rotor, která působí ve směru jízdy. Z tabulky vyplývá, že s rostoucí hloubkou zpracování se příkon rotačního kypřiče ve většině případů zvětšuje. Měření č. 21 až 24 (tab. II) mají význam jen z hlediska spotřeby paliva (rotační kypřič + brány LELY — vyšší spotřeba paliva).

POROVNÁNÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI DLÁTOVÉHO PASÍVNÍHO KYPŘIČE S ROTAČNÍM KYPŘIČEM V AGREGACI S NAVRHOVANÝM ČESKOSLOVENSKÝM SYSTÉMOVÝM TRAKTOREM GOLEM ST-300

Při výpočtu energetické náročnosti rotačního kypřiče v agregaci s traktorem ST-300 je třeba brát v úvahu tu skutečnost, že podélná složka reakce na nože rotačního kypřiče má záporné znaménko (působí ve směru jízdy) a že se tedy odečítá od valivého a suvného odporu soupravy. Svislá složka reakce na nože působí nahoru a způsobuje vyhlubování nožů. Při měření převládá vliv vodorovné reakce půdy na nože nad pasívními odpory soupravy (záporný prokluz), a tedy výkon přenášený vývodovým hřídelem u rotačního kypřiče je o zpětnovazební složku větší, než odpovídá výkonu motoru. Protože neznáme velikost podélné složky R_v reakce půdy na nože rotačního kypřiče, která je úměrná krouticímu momentu na vývodovém hřídeli při různých hloubkách zpracování a rychlostech (nebyl k dispozici tříbodový rámový dynamometr k měření celkového tahového odporu), vychází se pro její určení ze středního příkonu při nejnižší hloubce zpracování, kdy $R_v = -16\,000 \text{ N}$. Podrobnější rozbor problému uvádějí V r a n ý (1988) a T r n k a (1989).

Experimentální údaje z měření (příkon adaptérů) a parametry systémového traktoru Golem ST-300 poskytly možnost udělat energetickou bilanci a vypočítat energetickou náročnost souprav pomocí programu ENER 1 (K u p r, 1987), který je součástí souboru programů OZV

II. Přehled výsledků měření při zpracování půdy rotačním kypřičem v agregaci s traktorem Steyr 8320 TURBO — The survey of measuring results during the processing of soil by rotary loosener in aggregation with the Steyr 8320 TURBO tractor

Číslo měření	Hloubka zpracování h [cm]	Pracovní rychlost v_p [km · h ⁻¹]	Prokluz δ [%]	M_{kstr} [Nm]	n_{str} [min ⁻¹]	Příkon P [kW]	Spotřeba paliva Q [l · h ⁻¹]	Poznámka
12	26,5	6,67 6,92	— 4,8 — 4,8	875 849	1108 1109	101,4 98,5	34,5 33,8	rotační kypřič
13	27,1	6,92 6,67 6,92	— 4,8 — 4,8 — 4,8	878 866 940	1104 1105 1104	101,4 100,1 108,5	35,5 35,7 36,2	
14	29,9	4,28 3,91 4,73	— 15,3 — 15,3 — 15,3	843 796 972	1106 1108 1104	97,5 92,2 112,2	32,8 31,7 35,1	
15	27,5	8,18 8,18 8,18	0 0 0	655 669 702	1109 1110 1110	76,0 77,7 81,5	32,2 32,1 31,8	
16	33,6	6,92	— 4,8	1095	1087	124,5	42,7	
17	33,6	6,92 7,20 6,92	— 7,2 — 7,2 — 7,2	1099 1073 1083	1098 1101 1101	126,2 123,6 124,7	42,0 41,5 40,9	
18	32,5	7,20 7,20 7,20	— 12,5 — 12,5 — 12,5	1046 1039 1020	1103 1106 1107	120,7 120,2 118,1	40,6 39,2 38,5	
19	33,6	6,00 6,00 6,00	— 15,3 — 15,3 — 15,3	1466 1517 1495	1086 1081 1091	166,5 171,5 170,6	47,9 49,3 46,3	
20	24,7	8,18 8,57 8,18	0 0 0	817 831 820	1108 1111 1112	94,7 96,6 95,4	34,0 34,3 33,1	
21	30,8	6,43 6,67 6,43	— 9,8 — 9,8 — 9,8	1095 1198 1144	1072 1054 1061	122,8 132,1 127,0	52,0 53,7 53,9	rotační kypřič + LELY brány
22	36,2	5,29 5,29 5,63	— 15,3 — 15,3 — 15,3	1388 1541 1421	1014 977 1018	147,2 157,5 151,3	53,2 53,3 54,2	
23	22,1	8,57 8,57 9,00	0 0 0	591 655 666	1089 1094 1101	67,3 75,0 76,7	44,9 42,9 39,6	
24	28,7	6,67 7,20 7,20	0 0 0	870 934 953	1091 1086 1088	99,3 106,1 108,5	41,3 43,4 42,1	

Agrozet, k. VÚZS. Experimentální údaje, rozměrové a hmotnostní parametry traktoru a obou kypřičů jsou údaji vstupními. Jako další vstupní údaje bylo zadáno:

- $h_s \doteq 1,4$ m — výška těžiště traktoru nad zemí
- $\varepsilon = 0,06$ — součinitel valení traktoru
- $f_i = 0,1$ — součinitel valení rotačního kypřiče
- $r_d = 0,7$ m — dynamický poloměr zadních hnacích kol traktoru
- $a \doteq 0,5$ — poměrná část hmotnosti kypřičů přenášená zemí

- výkonové parametry hydropohonů včetně účinností
- výkon motoru a hodinová spotřeba paliva v oblasti regulátorové větve vnější charakteristiky motoru LIAZ M2-650
- rychlosti jízdy a příkony adaptérů
- účinnost převodů adaptérů (maximální výkon hydromotoru SMF-22 činí cca 70 kW při tlaku 21 MPa a 3000 ot. min⁻¹)
- rotační kypřič je zavěšen před zadní hnací nápravou traktoru, který při práci pojíždí vzad
- pasivní kypřič je zavěšen za zadní hnací nápravou traktoru, který při práci pojíždí vpřed

Výpočet vychází z předpokladu, že stroj se pohybuje konstantní rychlostí bez akcelerace v oblasti regulátorové větve vnější charakteristiky motoru.

Výsledkem řešení je charakteristika, která obsahuje tyto výsledky:

- PA — příkon adaptéru vztažený na klikový hřídel [kW]
- PJ — příkon na pojezd samojízdného stroje vztažený na klikový hřídel motoru [kW]
- $PM = PA + PJ$ — celkový výkon motoru na klikovém hřídeli při zvolených technologických podmínkách [kW]
- QH — hodinová spotřeba paliva při výkonu motoru PM [l. h⁻¹]
- QHA — hektarová spotřeba paliva při zvolených technologických podmínkách [l. ha⁻¹]
- ETD — prokluzová účinnost ($\eta_\delta = 1 - \delta$)
- svahová dostupnost — mezní úhel svahu pozemku, na kterém může stroj za daných převodových poměrů a výkonu pracovat

Grafické zobrazení vypočtených veličin je uváděno převážně jako funkce rychlosti s parametrem α (úhel svahu). V rychlostní charakteristice je kromě veličin PA a PJ zobrazen také jmenovitý výkon motoru PMJ (přerušovanou čarou); v případě, že hodnota jmenovitého výkonu je totožná s hodnotou rastru, odpovídá rozsah stupnice jmenovitému výkonu.

V rychlostní charakteristice je výkon PJ vynášen od počátku souřadného systému, tj. $PM = 0$ pro $V = 0$, ale výkon PA je vynášen od hodnoty jmenovitého výkonu dolů. Průsečík obou závislostí $PA + PJ = PMJ$ tak udává stavy plného vytížení motoru (pro danou rychlost a stoupání).

Graf hodinové spotřeby je kreslen v závislosti na rychlosti jízdy a úhlu stoupání v lineárních souřadnicích. Graf hektarové spotřeby je kreslen v logaritmických souřadnicích, neboť hektarová spotřeba QHA

je nepřímo úměrná rychlosti jízdy. [Funkce $QHA = f(v)$ je hyperbolic-
ká a s ohledem na čitelnost grafu je výhodnější logaritmické zobrazení
než zobrazení v lineárním souřadnicovém systému.] Graf prokluzové
účinnosti $ETD (\eta_\delta)$ je nakreslen v závislosti na úhlu stoupání.

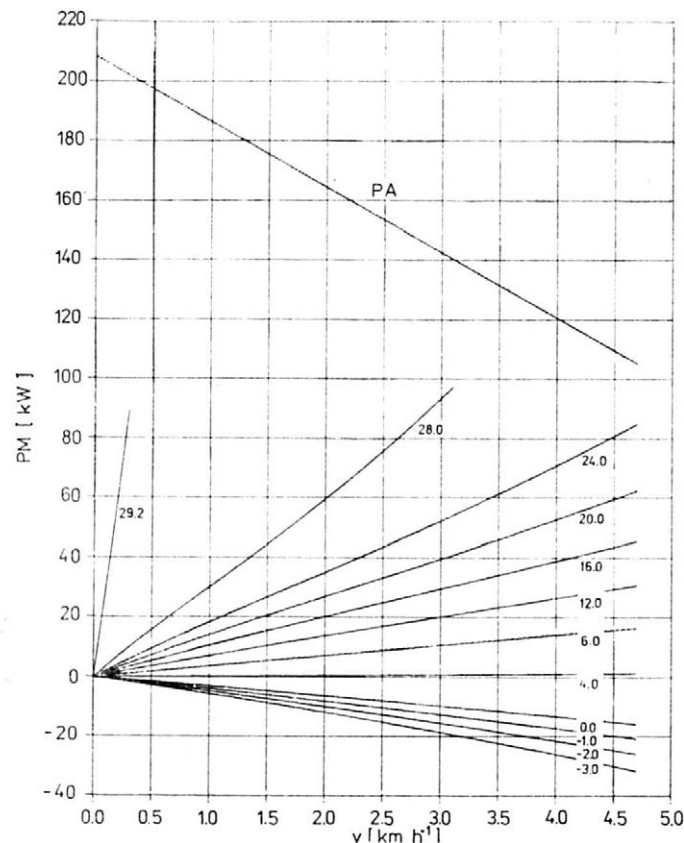
Příklad jmenovaných charakteristik při zpracování půdy rotačním
kypřičem v agregaci s traktorem ST-300 pro hloubku $h = 29,9$ cm a růz-
né úhly podélného svahu jsou na obr. 3 až 6, při zpracování půdy dlá-
tovým kypřičem v agregaci s traktorem ST-300 pro hloubku $h = 32$ cm
pro různé úhly podélného svahu na obr. 7 až 10. Grafické zobrazení
výsledků výpočtů je pro uvedené hloubky na obr. 3 až 10 i pro záporné
úhly svahu $= -1^\circ; -2^\circ; -3^\circ$ — jízda ze svahu. Z porovnání obr. 6 a 10
vyplývá, že při agregaci rotačního kypřiče s traktorem ST-300 je pro-
kluzová účinnost $\eta_\delta \approx 1$ (ve skutečnosti bude poněkud větší než 1 —
stupnice na jmenovaných obrázcích je kreslena jen do hodnoty $\eta_\delta = 1$;
výkon přenášený vývodovým hřídelem je o zpětnovazební složku větší
než výkon motoru a projevuje se záporný prokluz); při agregaci pasív-
ního kypřiče se stejným traktorem je prokluzová účinnost $\eta_\delta < 1$ a při-
bližně odpovídá hodnotám prokluzu experimentálně zjištěným při agre-
gaci dlátového kypřiče s traktorem Škoda ŠT-180.

Výsledky energetických výpočtů agregace rotačního kypřiče s trak-
torem ST-300 jsou v tab. III, výsledky výpočtů agregace dlátového kypřiče
s traktorem Škoda ŠT-180 v tab. IV a s traktorem ST-300 v tab. V.

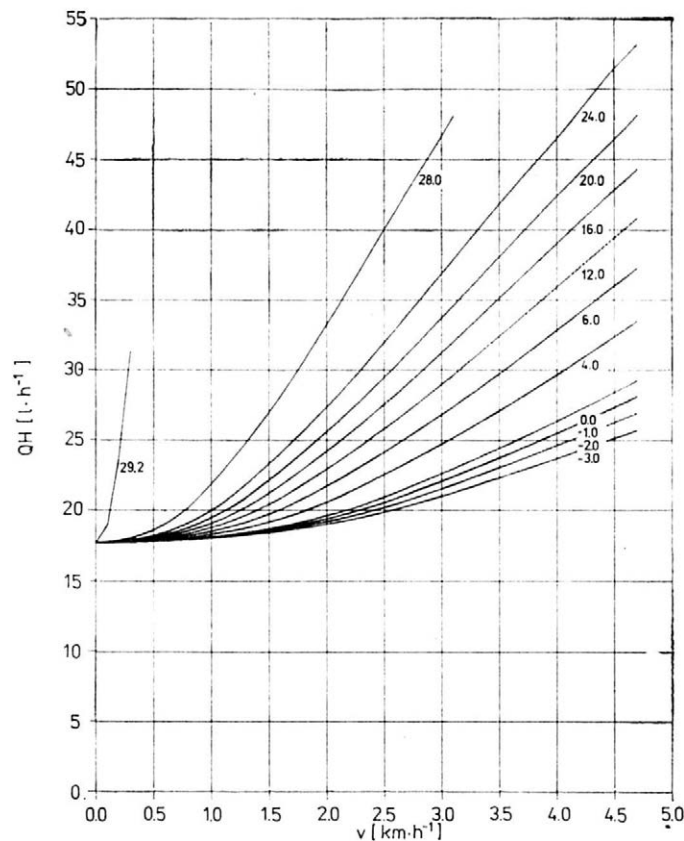
Za základ porovnání obou kypřičů se bere v úvahu energie E na
zpracování 1 m^3 půdy [$\text{Wh} \cdot \text{m}^{-3}$] a spotřeba paliva q na zpracování
 1 m^3 půdy [$\text{ml} \cdot \text{m}^{-3}$]. Hodnota energie E je u rotačního a dlátového
kypřiče vztažena k výkonu motoru PM (výpočtové hodnoty E a q u ro-
tačního kypřiče zahrnují určité nepřesnosti z hlediska zadaných hod-
not vodorovné reakce na pracovní orgány rotačního kypřiče a odhadnuté
hodinové spotřeby paliva v oblasti regulátorové větve vnější charakte-
ristiky motoru). Vypočtený výkon motoru PM traktoru Škoda ŠT-180
v agregaci s dlátovým kypřičem, uvedený v tab. IV, zahrnuje při jízdě
po rovině výkon ztracený v převodech traktoru, výkon ztracený prokluzem
a odporem valení a užitečný tahový výkon.

Budeme-li předpokládat srovnatelné hloubky zpracování půdy u ro-
tačního kypřiče 32,5 až 33,6 cm, u dlátového kypřiče 31,4 až 33,5 cm (podle tab. III a IV), je zřejmé, že průměrná měrná
energie E u rotačního kypřiče ($17,2 \text{ Wh} \cdot \text{m}^{-3}$) je přibližně 1,6krát větší
než průměrná hodnota u dlátového kypřiče ($10,7 \text{ Wh} \cdot \text{m}^{-3}$). Průměrná
vypočtená spotřeba paliva q je u rotačního kypřiče ($5,0 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$) při-
bližně 1,16krát větší než u dlátového kypřiče v agregaci s traktorem
ŠT 180 ($4,3 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$). Ve skutečnosti bude tento rozdíl pravděpodobně
větší, protože porovnání vychází z výpočtu, pro který není přesný údaj
spotřeby paliva (spotřeba paliva v regulátorové větvi vnější charakte-
ristiky motoru LIAZ M2-650 byla odhadnuta podle průběhu u podob-
ného motoru).

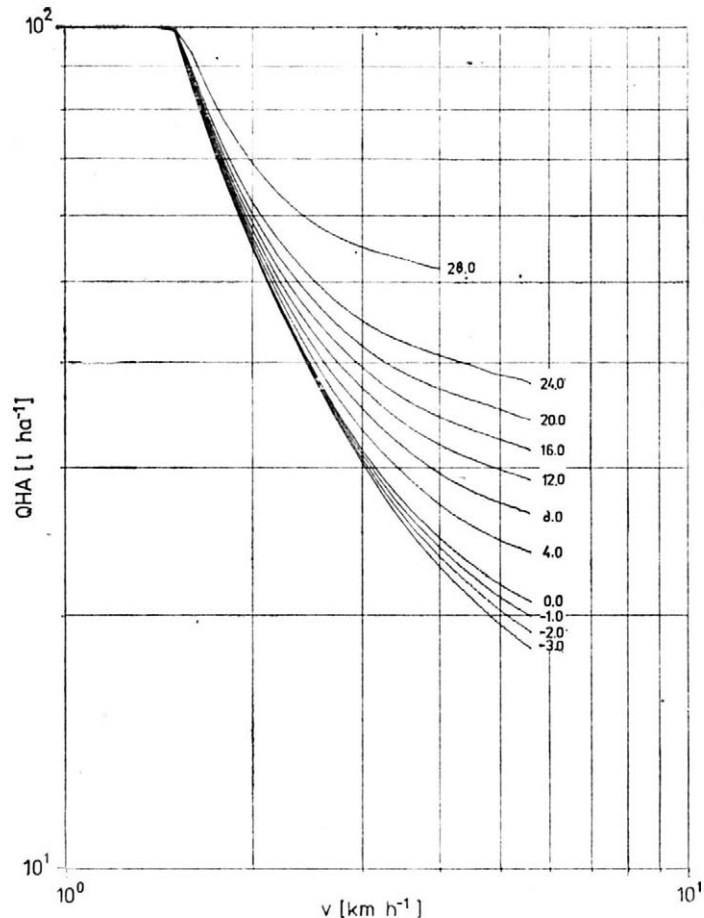
Porovnáme-li ovšem spotřebu paliva q pro uvedené srovnatelné
hloubky zpracování — jen z experimentálních údajů měře-
ní při agregaci rotačního kypřiče s traktorem Steyr 8320 a dlátového
kypřiče s traktorem ŠT-180 vychází, že spotřeba paliva q u traktoru
Steyr 8320 ($q = 6,4 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$) je přibližně 1,5krát větší než u traktoru
ŠT-180 ($4,3 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$).



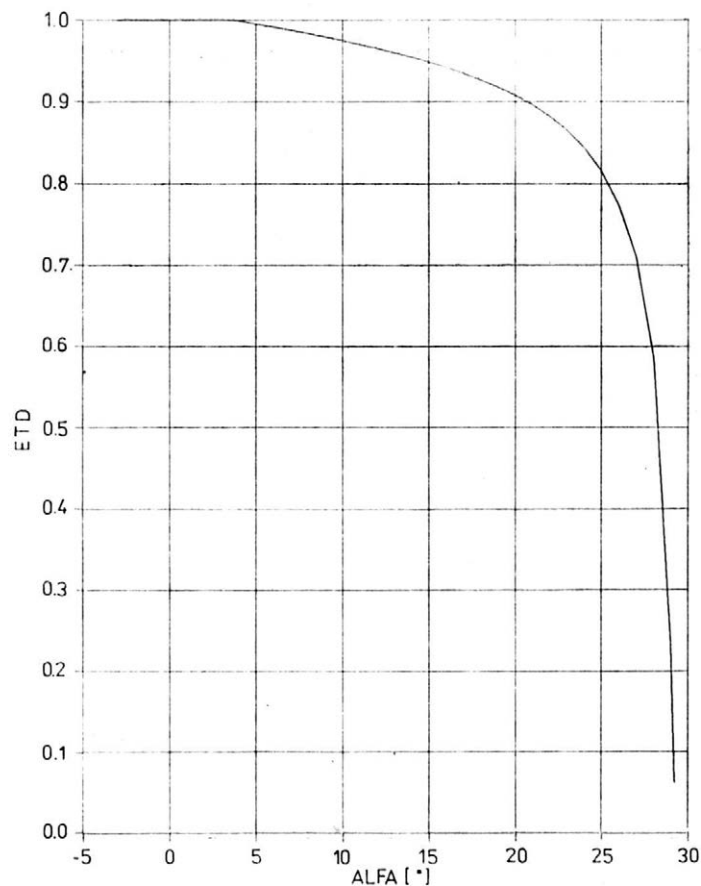
3. Rychlostní charakteristika při zpracování půdy rotačním kypříčem pro hloubku $h = 29,9$ cm a pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The velocity characteristic during the processing of soil by rotary loosener for the depth $h = 29,9$ cm and for the various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



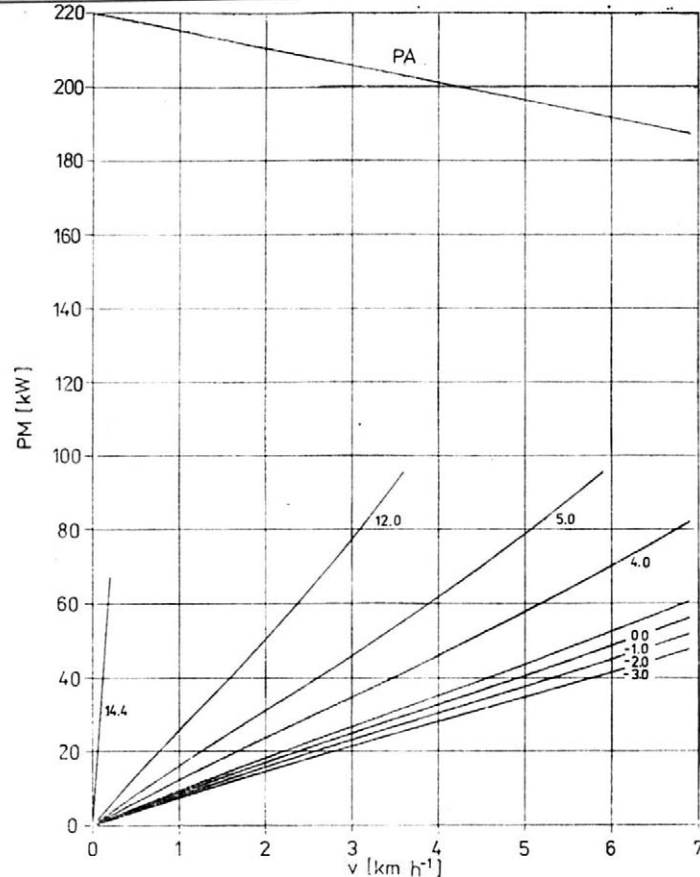
4. Hodinová spotřeba paliva při zpracování půdy rotačním kypříčem pro hloubku $h = 29,9$ cm pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The hour consumption of fuel during the processing of soil by rotary loosener for the depth $h = 29,9$ cm for various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



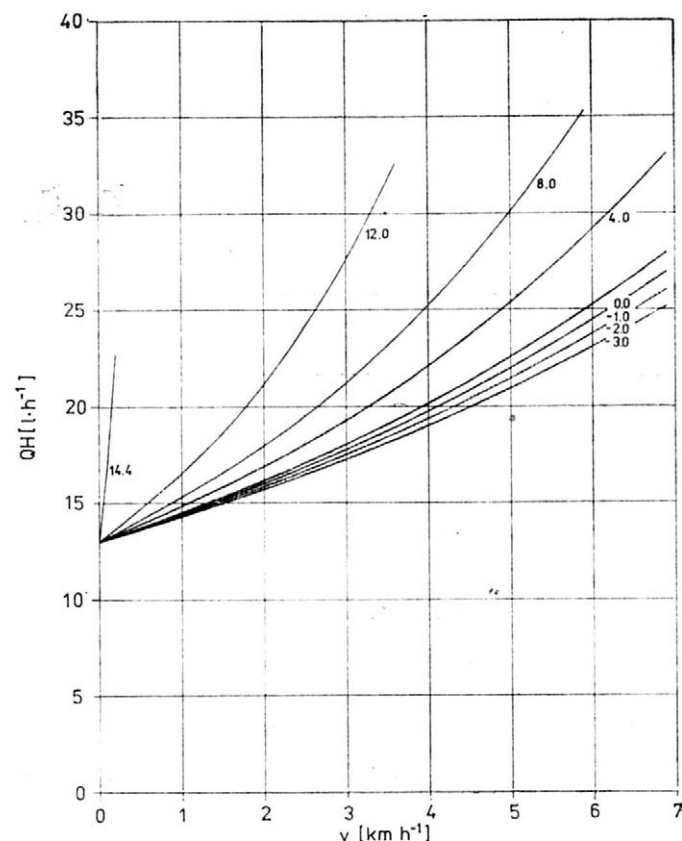
5. Hektarová spotřeba paliva při zpracování půdy rotačním kypříčem pro hloubku $h = 29,9$ cm a pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The hectare consumption of fuel during the soil processing by the rotary loosener for the depth $h = 29.9$ cm and for various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



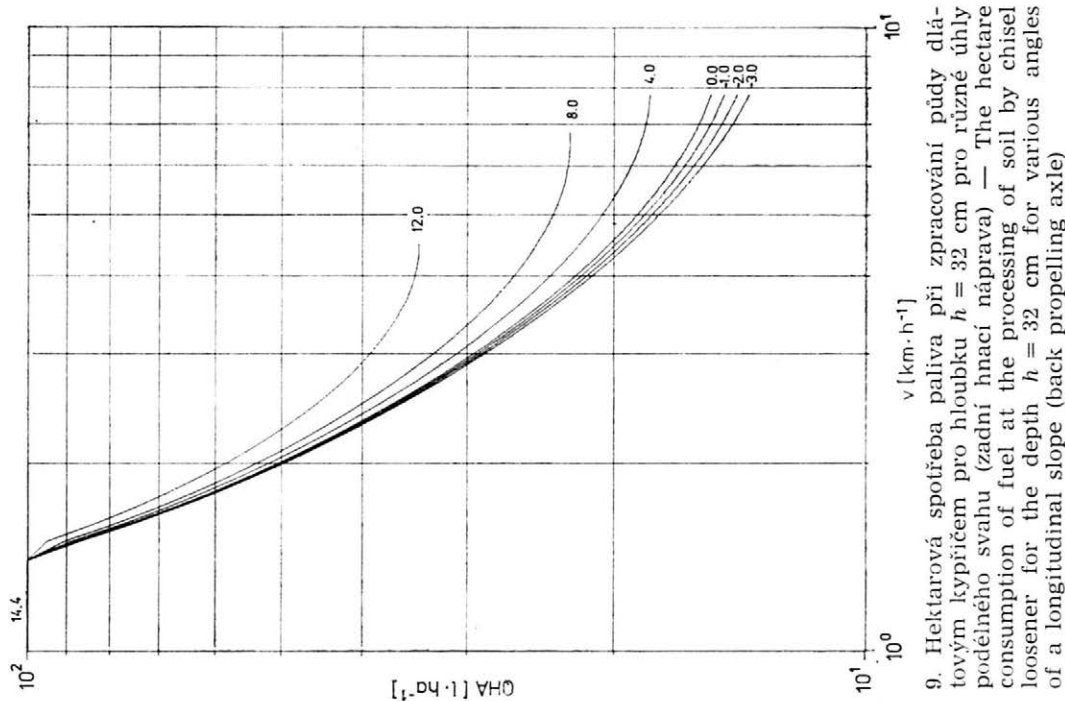
6. Závislost prokluzové účinnosti (ETD) při práci rotačního kypříče na úhlu podélného svahu pro hloubku $h = 29,9$ cm (zadní hnací náprava) — The dependence of slipage performance (ETD) during the work of rotary loosener on the angle of a longitudinal slope for the depth $h = 29.9$ (back propelling axle)



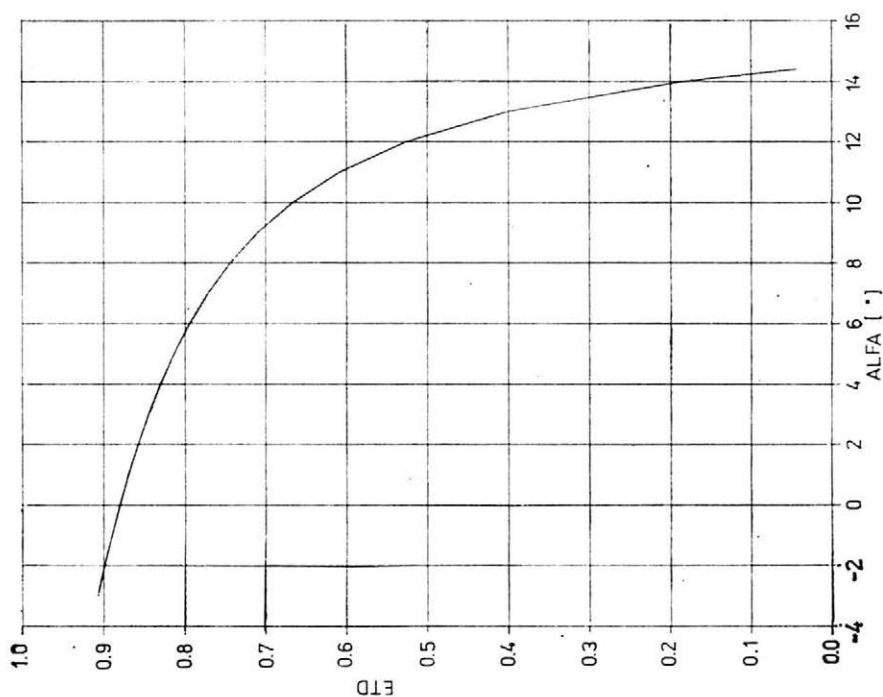
7. Rychlostní charakteristika při zpracování půdy dlátovým kypřičem pro hloubku $h = 32$ cm pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The velocity characteristics during the soil processing by chisel loosener for the depth $h = 32$ cm for various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



8. Hodinová spotřeba paliva při zpracování půdy dlátovým kypřičem pro hloubku $h = 32$ cm pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The hour consumption of fuel during the soil processing by chisel loosener for the depth $h = 32$ cm for various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



9. Hektarová spotřeba paliva při zpracování půdy dlátovým kypričem pro hloubku $h = 32$ cm pro různé úhly podélného svahu (zadní hnací náprava) — The hectare consumption of fuel at the processing of soil by chisel loosener for the depth $h = 32$ cm for various angles of a longitudinal slope (back propelling axle)



10. Závislost prokluzové účinnosti (ETD) při práci dlátového kypriče na úhlu podélného svahu pro hloubku $h = 32$ cm (zadní hnací náprava) — The dependence of slippage performance (ETD) during the work of chisel loosener on the angle of a longitudinal slope for the depth $h = 32$ cm (back propelling axle)

III. Přehled vypočtených hodnot energie na zpracování 1 m³ půdy E [Wh.m⁻³] a spotřeby paliva na zpracování 1 m³ půdy q [ml.m⁻³] při různé hloubce a pojezdové rychlosti rotačního kypřiče v agregaci se systémovým traktorem Golem ST-300 při jízdě po rovině — The survey of the calculated values of energy needed for processing 1 m³ of soil E [Wh.m⁻³] and the consumption of fuel for processing 1 m³ of soil q [ml.m⁻³] at various depth and riding velocity of the rotary loosener in aggregation with the Golem ST-1300 system tractor during the drive on flat ground

Hloubka zpracování h [cm]	Rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Zjištěný příkon P_a [kW]	Výkon motoru PM [kW]	Spotřeba paliva QH [l.h ⁻¹]	Energie na zpracování 1 m ³ půdy E [Wh.m ⁻³]	Spotřeba paliva na zpracování 1 m ³ půdy q [ml.m ⁻³]
26,5	6,67	101,4	78,4	24,6	14,8	4,6
	6,92	98,5	76,2	23,9	13,9	4,3
27,1	6,92	101,4	78,8	24,7	14,0	4,4
	6,67	100,1	78,0	23,8	14,4	4,4
	6,92	108,5	84,4	25,8	15,0	4,6
29,9	4,28	97,5	83,9	25,1	21,9	6,5
	3,91	92,2	79,8	24,4	22,8	7,0
	4,73	112,2	96,6	28,6	22,8	6,7
27,5	8,18	76,0	47,3	18,8	7,0	2,8
	8,18	77,7	48,3	19,2	7,2	2,8
	8,18	81,5	50,7	20,2	7,5	3,0
33,6	6,92	124,5	100,5	30,0	14,4	4,3
33,6	6,92	126,2	101,8	30,5	14,6	4,4
	7,20	123,6	99,7	29,2	13,7	4,0
	6,92	124,7	100,6	29,3	14,4	4,2
32,5	7,20	120,7	95,4	28,3	13,6	4,3
	7,20	120,2	95,0	28,1	13,5	4,0
	7,20	118,1	93,3	27,6	13,3	3,9
33,6	6,00	166,5	146,5	40,7	24,2	6,7
	6,00	171,5	151,1	43,0	25,0	7,1
	6,00	170,6	150,3	41,7	24,9	6,9
24,7	8,18	94,7	65,4	21,9	10,8	3,6
	8,57	96,6	66,7	22,3	10,5	3,5
	8,18	95,4	65,8	22,1	10,9	3,6
30,8	6,43	122,8	100,7	30,0	17,0	5,0
	6,67	132,1	108,3	31,7	17,6	5,1
	6,43	127,0	104,1	30,5	17,5	5,1
36,2	5,29	147,2	130,7	36,8	22,8	6,4
	5,29	157,5	139,9	40,0	24,4	7,0
	5,63	151,3	134,4	37,8	22,0	6,2
22,1	8,57	67,3	39,4	16,7	6,9	2,9
	8,57	75,0	43,8	18,7	7,7	3,3
	9,00	76,7	44,9	19,1	7,5	3,2
28,7	6,67	99,3	80,9	24,7	14,1	4,3
	7,20	106,1	81,3	24,9	13,1	4,0
	7,20	108,5	83,2	25,5	13,4	4,1

IV. Přehled vypočtených hodnot energie na zpracování 1 m³ půdy E [Wh.m⁻³] a naměřené spotřeby paliva na zpracování 1 m³ půdy q [ml.m⁻³] při různé hloubce a pojezdové rychlosti dlátového kypřiče s pasívními pracovními orgány v agregaci s traktorem Skoda ŠT-180 — The survey of the calculated values of energy for processing 1 m³ of soil E [Wh.m⁻³] and the measured consumption of fuel for processing 1 m³ of soil q [ml.m⁻³] at various depth and ride velocity of the chisel loosener with passive working parts in aggregation with the Skoda ŠT-180 tractor

Hloubka zpracování h [cm]	Rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Tahový výkon P [kW]	Spotřeba paliva QH [l.h ⁻¹]	PM [kW]	E [Wh.m ⁻³]	q [ml.m ⁻³]
31,4	5,14	28,5	20,6	50,2	11,7	4,8
	5,14	30,5	21,1	53,0	12,4	4,9
	4,86	32,0	21,5	54,5	13,5	5,3
32,0	6,92	29,2	20,9	50,1	8,5	3,6
	6,92	32,8	21,7	54,7	9,3	3,7
	6,67	28,3	20,9	48,5	8,6	3,7
33,5	8,18	64,0	31,3	105,8	14,6	4,3
	8,18	70,4	34,0	114,7	15,8	4,7
	8,18	63,6	32,1	105,2	14,5	4,4
41,2	4,86	40,9	22,9	65,5	12,5	4,3
	4,86	43,2	23,5	69,5	13,1	4,4
	4,62	41,8	23,9	67,2	13,3	4,7
40,7	5,45	56,9	31,1	94,8	16,1	5,3
	5,81	56,2	29,4	94,7	15,1	4,7
	5,45	57,7	30,7	96,1	16,3	5,2
43,8	8,18	69,5	32,3	119,2	12,6	3,4
	7,83	75,3	36,8	126,9	14,0	4,0
	6,67	70,9	38,9	118,0	15,2	5,0

Výsledky výpočtu agregace dlátového kypřiče s traktorem Golem ST-300 jsou shrnuty v tab. V. Z této tabulky je zřejmé, že průměrná energie E (21,5 Wh.m⁻³) je zhruba 1,25krát větší než u rotačního kypřiče v agregaci se stejným traktorem (17,2 Wh.m⁻³) pro srovnatelné hloubky zpracování půdy. Vypočtená spotřeba paliva q je u dlátového kypřiče v agregaci s traktorem ST-300 (6,15 ml.m⁻³) přibližně 1,23krát větší než u rotačního kypřiče v agregaci se stejným traktorem (5,0 ml.m⁻³) pro srovnatelné hloubky zpracování půdy.

ZÁVĚR

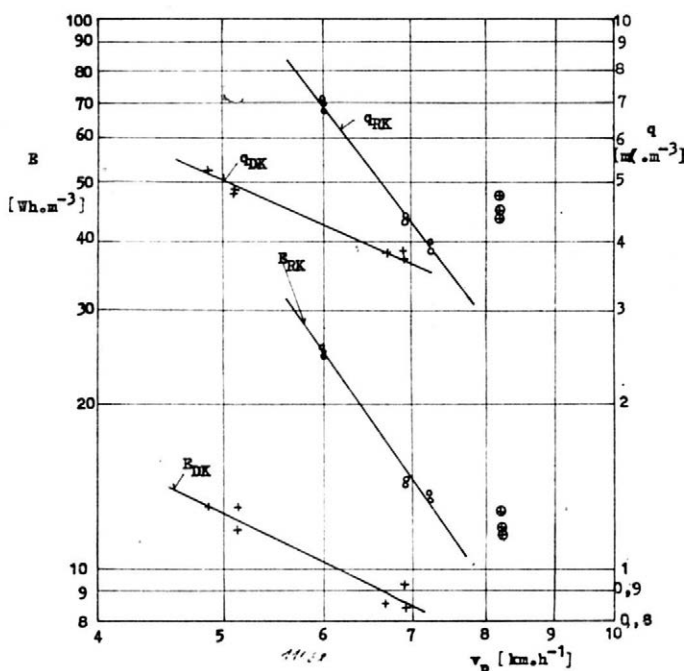
Z experimentálních měření a výpočtů programem ENERG 1 při srovnatelné hloubce zpracování půdy na stejném poli, při její téměř stejné vlhkosti, tvrdosti a při jízdě po rovině vyplývá:

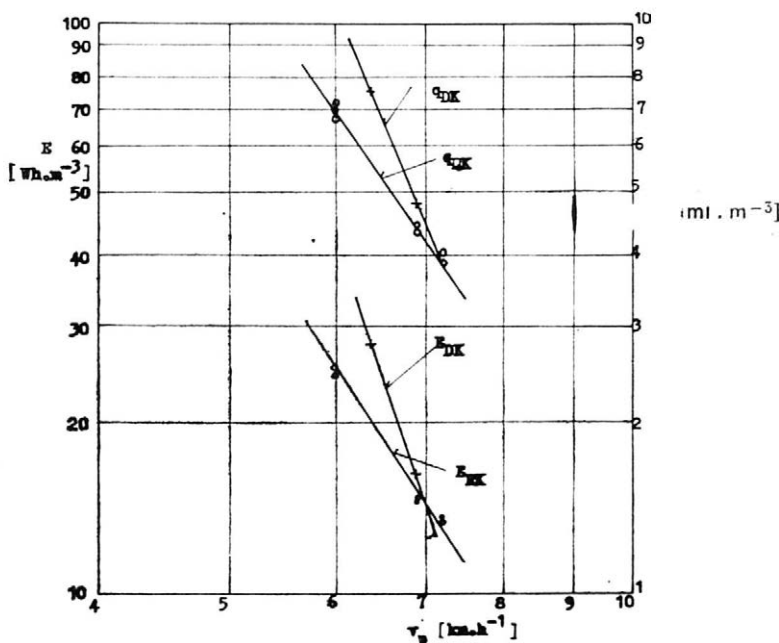
V. Přehled vypočtených hodnot energie na zpracování 1 m³ půdy E [Wh.m⁻³] a spotřeby paliva na zpracování 1 m³ půdy q [ml.m⁻³] při agregaci dlátového kypriče s traktorem Golem ST-300 při jízdě po rovině — The survey of calculated energy values for processing 1 m³ of soil E [Wh.m⁻³] and the consumption of fuel for processing 1 m³ of soil q [ml.m⁻³] at the aggregation of the chisel loosener with the Golem ST-300 tractor during the drive on flat ground

Hloubka zpracování h [cm]	Rychlost v_p [km.h ⁻¹]	PA [kW]	P_f [kW]	PM [kW]	QH [l.h ⁻¹]	QHA [l.ha ⁻¹]	ETD	E [Wh.m ⁻³]	q [ml.m ⁻³]
32,0	6,9	32,7	60,8	93,5	28,0	15,3	0,88	16,0	4,8
33,5	6,4	55,8	97,2	153,0	42,4	25,0	0,89	26,9	7,5
41,2	4,8	42,7	72,6	115,3	33,2	26,1	0,88	22,0	6,3
40,7	5,6	54,2	97,2	151,4	42,2	28,4	0,86	25,1	7,0
43,8	5,6	53,9	96,1	150,0	41,8	28,2	0,86	23,1	6,4

1. Rotační kyprič v agregaci s traktorem ST-300 s hydrostatickým pohonem pojezdového ústrojí je z hlediska spotřeby energie a paliva na zpracování 1 m³ půdy náročnější než dlátový kyprič v agregaci s traktorem ŠT-180 s mechanickými převody (účinnost hydrostatických převodů je podstatně horší než převodů mechanických).

11. Souhrnné výpočtové porovnání hodnot E a q rotačního kypriče v agregaci s traktorem ST-300 a dlátového kypriče s traktorem Škoda ŠT-180 v závislosti na pojezdové rychlosti soupravy v_p při jízdě po rovině (průběhy E_{RK} , q_{RK} platí pro rotační kyprič; průběhy E_{DK} , q_{DK} platí pro dlátový kyprič; hodnoty označené $\oplus$ u dlátového kypriče byly zjištěny pravděpodobně na jiném úseku pole s jinou tvrdostí) — The comprehensive computation comparison of the values E and q of rotary loosener in aggregation with the ST-300 tractor and chisel loosener with the Škoda ŠT-180 tractor in relation to the ride velocity of the set v_p during the drive on flat ground (curves E_{RK} , q_{RK} relate to the rotary loosener; the curves E_{DK} , q_{DK} relate to the chisel loosener; the values marked $\oplus$ in chisel loosener were probably measured on another part of the field with different hardness of soil)





12. Souhrnné výpočtové porovnání hodnot E a q rotačního a dlátového kypřiče v agregaci se stejným traktorem ST-300 v závislosti na pojízdové rychlosti soupravy v_p při jízdě po rovině (průběhy E_{RK} , q_{RK} platí pro rotační kypřič; průběhy E_{DK} , q_{DK} platí pro dlátový kypřič — The comprehensive computation comparison of values E and q of rotary and chisel loosener in aggregation with the identical tractor ST-300 in relation to the drive velocity of the set v_p on flat ground (curves E_{RK} , q_{RK} relate to the rotary loosener; curves E_{DK} , q_{DK} relate to the chisel loosener)

2. Dlátový kypřič v agregaci s traktorem ST-300 s hydrostatickým pohonem pojízdového ústrojí je z hlediska spotřeby energie a paliva na zpracování 1 m³ půdy poněkud náročnější než rotační kypřič v agregaci se stejným traktorem, což bude kromě jiného vyplývat z horší prokluzové účinnosti agregace dlátového kypřiče (u rotačního kypřiče se příznivě projevuje vliv podélných reakcí půdy na jeho pracovní orgány).

Při porovnání dlátového kypřiče v agregaci s traktorem ŠT-180 a ST-300 vychází, že pro srovnatelné hloubky zpracování půdy je agregace s traktorem ST-300 s hydrostatickým pohonem pojízdové části energeticky mnohem náročnější než při agregaci s traktorem s mechanickými převody.

3. Vypočtené hodnoty spotřeby paliva u traktoru ST-300 je třeba brát jen jako orientační údaj z hlediska nedostatečně zadané vnější regulátorové charakteristiky motoru.

Souhrnné výpočtové porovnání hodnot E a q rotačního kypřiče v agregaci s traktorem ST-300 a dlátového kypřiče v agregaci s traktorem Škoda ŠT-180 v závislosti na pojízdové rychlosti soupravy v_p v logaritmických souřadnicích při jízdě po rovině je na obr. 11 (průběhy E_{RK} , q_{RK} platí pro rotační kypřič; průběhy E_{DK} , q_{DK} platí pro dlátový kypřič; hodnoty označené $\oplus$ u dlátového kypřiče byly zjištěny pravděpodobně na jiném úseku pole s jinou tvrdostí). Z obr. 11 vyplývají závěry uvedené v bodě 1 této kapitoly.

Souhrnné výpočtové porovnání hodnot E a q rotačního a dlátového kypřiče v agregaci se stejným traktorem ST-300 v závislosti na pojízdové rychlosti soupravy v_p v logaritmických souřadnicích při jízdě po rovině je na obr. 12 (průběhy E_{RK} , q_{RK} platí pro rotační kypřič; průběhy E_{DK} , q_{DK} platí pro dlátový kypřič). Z obr. 12 vyplývají závěry uvedené

v bodě 2 této kapitoly. (Obr. 11 a 12 platí pro dříve uvedené srovnatelné hloubky zpracování půdy rotačním a dlátovým kypřičem.)

Výsledky měření a výpočtů vycházejí z omezeného počtu měření jen na jednom druhu půdy. Pro celkové hodnocení je třeba vzít v úvahu i způsob práce rotačního kypřiče z hlediska agrotechnického, tzn. vhodnost tohoto způsobu zpracování půdy pro některé plodiny, např. cukrovku. Rovněž pořizovací cena a provozní náklady budou větší u rotačního kypřiče než u kypřiče dlátového. Na energetických ukazatelích zkoumaných strojů se bude podílet i tvar pracovních orgánů, jejich otupení a u rotačního kypřiče ztráty třením v klínových řemeních a převodových skříních, velikost průměru rotoru, jeho obvodová rychlost a její poměr k pojzdové rychlosti stroje.

Literatura

KUPR, J.: Použití programu „ENERG 1“ pro řešení energetické náročnosti a spotřeby paliva. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1987.

TRNKA, L.: Energetická měření a porovnání dlátového kypřiče s pasívními pracovními orgány s rotačním kypřičem. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1989.

VRANÝ, Z.: Energetické poměry bezorebního secího stroje. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1988.

Došlo dne 29. 6. 1989

ТРНКА, Л. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Энергетический анализ чизель-культиватора с пассивными рабочими органами и ротационного культиватора. Земед. Techn., 35, 1989 (11) : 653-670.

Работа содержит результаты экспериментальных измерений и расчет энергоемкости агрегации чизелевателя и ротационного культиватора с проектированным чехословацким системным трактором ГОЛЕМ СТ-300. Оценка исходит из сравнения удельного расхода энергии и удельного расхода горючего на обработку 1 м³ почвы у обеих упомянутых машин. При измерении использовали современные методы измерения при совместном применении вычислительной техники. Для энергорасчетов использовали программу ЭНЕРГ 1.

измерение энергоемкости ротационного культиватора и чизелевателя; удельный расход энергии и горючего на обработку 1 м³ почвы; вычислительная техника

TRNKA, L. (Agrozet — Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Energy Analysis of the Chisel Loosener with Passive Working Parts and Rotary Loosener*. Земед. Techn., 35, 1989 (11) : 653-670.

The results are stated of experimental measurements and calculations of the energy requirements of chisel loosener and rotary loosener in aggregation with the proposed Czechoslovak system tractor Golem ST-300. The evaluation is based on the comparison of the specific energy consumption and specific fuel consumption needed for processing 1 m³ of soil by both stated machines. Modern measuring methods were used in relation to computer technique. For the calculations of energy requirements, the ENERG 1 programme was used.

measuring the energy requirements of rotary and chisel loosener; specific consumption of energy and fuel needed for processing 1 m³ of soil; computer technique

TRNKA, L. (Agrozet — Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energetische Analyse des Meissellockerers mit passiven Arbeitsorganen und des Rotationslockerers*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 653-670.

Die vorliegende Arbeit enthält Ergebnisse der Versuchsmessungen und Berechnungen des energetischen Aufwandes der Aggregation des Meissel- und Rotationslockerers mit dem entworfenen tschechoslowakischen Systemtraktor Golem ST-300. Die Bewertung geht vom Vergleich des spezifischen Energieverbrauches und des spezifischen Kraftstoffverbrauches für die Bearbeitung von 1 m³ Boden bei beiden angeführten Maschinen aus. Beim Messen wurden moderne Messmethoden im Anschluss an die Rechentechnik ausgenutzt. Zu energetischen Berechnungen zogen wir das Programm ENERG 1 heran.

Messen des energetischen Aufwandes des Rotations- und Meissellockerers; spezifischer Energie- und Kraftstoffverbrauch für die Bearbeitung von 1 m³ Boden; Rechentechnik

Adresa autora:

Ing. Lubomír Trnka, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha-Chodov

VÍCESLOŽKOVÁ LABORATORNÍ SIMULACE PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

J. Bláha

BLÁHA, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Vícesložková laboratorní simulace provozního zatížení zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 671-682.

Důležitou etapou v procesu vývoje nových zemědělských strojů jsou laboratorní zkoušky únavové životnosti. Spolehlivost predikce únavového chování konstrukce v provozu závisí na míře přiblížení podmínek zkoušky ke skutečným provozním podmínkám. Kvalitativně nový přístup nabízí metoda založená na aplikaci závislosti mezi náhodnými stacionárními procesy buzení a odezvy v případě mechanické lineární soustavy. Metoda respektuje dynamické vlastnosti soustavy tvořené zkoušeným objektem, upínacím rámem a zatěžovacími přípravky. Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů byla navržena metodika a vypracovány programy na počítač NOVA 820, které umožňují na základě tenzometrických měření v provozu sestavit program současného zatěžování čtyřmi hydraulickými servomotory tak, aby bylo zachováno provozní namáhání ve čtyřech zvolených bodech. Metoda byla ověřena na počítači pomocí generátoru náhodných čísel a číslicového filtru.

laboratorní zkoušky životnosti; náhodné buzení a odezva mechanické soustavy; simulace provozního zatížení

V souvislosti s nutností zvýšit kvalitu československých zemědělských strojů a se snahou o jejich efektivnější uplatnění na zahraničních trzích se zvyšují nároky na životnost a spolehlivost jejich konstrukce.

Významnou etapou v procesu vývoje nových strojů jsou laboratorní zkoušky životnosti, které poskytují informace o chování konstrukce z hlediska únavy materiálu a jsou podkladem pro rekonstrukci kritických míst. Důležitou vlastností těchto zkoušek je jejich zrychlení ve srovnání s provozem. To umožňuje operativně uplatnit poznatky, které by se v provozních podmínkách získaly teprve po několika sezónách.

Použitelnost výsledků laboratorních zkoušek životnosti je ve značné míře závislá na tom, jak se podmínky experimentu blíží skutečným provozním podmínkám. Vzhledem k vícesložkovému charakteru provozního zatížení zemědělských strojů je nutné zachovat jak časový průběh namáhání v kritických místech, tak korelační vazbu mezi složkami. Přitom v obecném případě nejsou totožná místa, do kterých se působení zátežných sil vnáší (v provozu i při zkoušce), s místy, ve kterých se namáhání měří. Laboratorní simulace musí proto respektovat dynamickou vazbu mezi vektorem buzení a vektorem požadované odezvy.

V předkládané práci uvádíme metodu simulace provozního zatížení zemědělských strojů vycházející z tenzometrického měření časového

průběhu namáhání ve vybraných místech konstrukce a z jeho transformace na časový průběh vektoru zátěžné síly. Metoda je použitelná pro zkoušky rámců, náprav a jiných složitě zatěžovaných částí zemědělských strojů.

METODA

Metoda laboratorní simulace provozního zatížení navazuje na dřívější práce Odboru základního výzkumu AGROZET, k. VÚZS Praha-Chodov (OZV AKVÚZS) v této oblasti. Od roku 1978 se dělaly laboratorní zkoušky pomocí elektrohydraulického zařízení EDYZ 3—4, které umožňovalo realizovat zkoušky jednostupňové i blokované, a to jedním až čtyřmi válci. Pokud bylo nutné zachovat časový průběh více-složkového zatížení, bylo možné použít analogový signál z měřicího magnetofonu jako externí vstup aparatury EDYZ (Souček a Bláha, 1984). V roce 1988 bylo v OZV uvedeno do provozu elektrohydraulické zařízení nové generace EDYZ 6, které bude v roce 1989 rozšířeno o řídicí počítač ADT 4700. Toto zařízení představuje technickou základnu pro uplatnění uvedené metody laboratorní simulace.

CHARAKTER PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Jak vyplývá z analýz provozních nákladů (Procházková, 1970, 1980), má namáhání zemědělských strojů kmitavý průběh, jehož amplituda a často i střední hodnota se náhodně mění. Náhodný charakter namáhání je vyvolán nepravidelnými budicími účinky, plynoucími z pracovního zatížení stroje nebo z přejíždění půdních nerovností. Budicí proces rozkmitává konstrukci, kterou je možné si představit jako více-motovou mechanickou soustavu propojenou pružnými nosnými nebo převodovými vazbami. Odezvou na vektorový budicí proces vnějšího zatížení je potom vektor namáhání v jednotlivých místech konstrukce, který je závislý jak na průběhu buzení, tak i na dynamických vlastnostech celé soustavy. Z toho vyplývá, že chceme-li v laboratorii vytvořit podmínky odpovídající provozu, musíme znát proces provozního zatížení a jeho transformaci na namáhání ve zvolených místech zkoumaného objektu.

Zatěžování zemědělských strojů je obvykle vícesložkové se statistickou korelační vazbou mezi složkami, které mají náhodný charakter, a lze je tedy popsat vektorovým náhodným procesem $X(t)$. Řešení metody simulace bylo omezeno na náhodné procesy stacionární ergodické, což je v souladu s vlastnostmi průběhu půdních nerovností. Tento průběh je hlavním budicím účinkem působícím na nosné části zemědělských strojů (Souček, 1975). Z předpokladu, že proces je ergodický, vyplývá, že jako podklad pro simulaci postačuje jediná změřená realizace procesu.

Vlastnosti stacionárních procesů a způsob výpočtu jejich charakteristik uvádějí Bendat a Piersol (1971), a Crandall (1973). V pracích těchto autorů lze najít závislost mezi vstupem (buzením) a výstupem (odezvou) v případě lineární soustavy. Předpoklad lineární soustavy byl pro řešení laboratorní simulace přijat vzhledem k možnosti odstranit vliv nelinearity cestou více iteračních kroků při výpočtu budicího vektoru.

POŽADAVKY NA LABORATORNÍ SIMULACI VÍCESLOŽKOVÉHO NÁHODNÉHO PROCESU

Základním požadavkem je dosažení dostatečné shody průběhu namáhání při zkoušce s namáháním v provozních podmínkách. V obecném případě k tomu nestačí pouze reprodukovat provozní zatížení, protože na namáhání mají vliv i dynamické vlastnosti upínacího rámu a dalších zkušebních přípravků.

Důležitou podmínkou pro vícesložkovou simulaci provozního zatížení je zachování vzájemné korelace mezi složkami, protože výsledné namáhání je dáno kombinací současných hodnot všech složek zatížení. Kontrola vzájemných korelačních funkcí při zkoušce proto musí být samozřejmou součástí simulační metody, i když pracuje se zadaným časovým průběhem.

Vzhledem k možnostem elektrohydraulického zařízení EDYZ 6 (výrobce VVP INOVA Praha), které je v OZV AKVÚZS pro realizaci laboratorní simulace k dispozici, bylo požadováno zatěžování maximálně se čtyřmi nezávislými složkami. Počet

složek odezvy se předpokládá stejný, tzn., že odezva bude měřena rovněž ve čtyřech místech. Volba vhodných míst měření odezvy je pro kvalitu simulace velmi důležitá. V ideálním případě by měla být co nejbližší odpovídajícím místům buzení. Namáhání v místě měření by mělo být výrazně ovlivňováno jednou ze složek buzení, zatímco ostatní by měly mít vliv minimální. Vhodnost volby míst buzení lze posoudit podle hodnoty vícenásobné koherenční funkce, kterou je možné vyjádřit vazbou mezi odezvou a buzením:

$$\gamma_{v, x^2}(f) = 1 - \frac{[G_{yx}(f)]}{[G_{yy}(f)] \cdot [G_{xx}(f)]} \quad (1)$$

Jak uvádí např. Hanke (1984), měla by být hodnota koherenční funkce vyšší než 0,8.

Metoda simulace musí umožňovat urychlení zkoušky životnosti proti provozu. Toho lze dosáhnout dvěma způsoby: intenzifikací provozu zkoušek nebo zvýšením poškozujícího účinku zkušebnímu programu. Intenzifikace je založena na nepřetržitěm automatizovaném provozu zkoušky, na racionalizaci fáze přípravy a vyhodnocení výsledků zkoušky.

Poškozující účinek zkoušky lze při daném časovém průběhu všech složek zatížení zvýšit buď vypuštěním kmitů nebo celých režimů s nízkým poškozujícím účinkem, nebo proporcionálním zesílením budicího signálu. Této možnosti se však může využívat jen do určité míry, aby se nezměnil mechanismus poškozování, v důsledku čehož by výsledky zkoušky nebyly porovnatelné s provozní životností. Možnosti zrychlení tímto způsobem se musí zvažovat v každém konkrétním případě podle okolností. V každém případě je nutné zkontrolovat, zda se nezměnily korelační funkce.

VÝSLEDKY

POSTUP SIMULACE A JEJÍ OVĚŘENÍ NA POČÍTAČI

Přípravu zkoušky založené na simulaci lze rozdělit na několik základních kroků:

1. Záznam čtyřsložkového vektoru odezvy, tzn. měření namáhání ve čtyřech zvolených místech konstrukce v provozních podmínkách. Vyhodnocení souhrnných spekter namáhání, výpočet jejich poškozujících účinků, výpočet autokorelačních a vzájemných korelačních funkcí mezi složkami.
2. Výběr nejvhodnějšího úseku měření jako žádané odezvy.
3. Identifikace zkušebnímu objektu, tzn. experimentální zjišťování prvků přenosové matice.
4. Výpočet čtyřsložkového vektoru budicích účinků.
5. Kontrola odezvy při zkoušce.

Programy pro simulaci byly vypracovány v jazyce FORTRAN IV pro počítač NOVA 820 (Data General). Programy pro provedení kroků 1, 2 a 5 byly převzaty buď přímo, nebo po dílčích úpravách z programového vybavení, které bylo v OZV AKVÚZS již vytvořeno.

IDENTIFIKACE SOUSTAVY

Identifikaci soustavy lze dělat v podstatě dvojím způsobem (Bříza a Lesák, 1984):

a) Identifikace harmonickým signálem: buzení se uskutečňuje vždy na jednom hydromotoru a měří se vektor odezvy. Budicí signál je harmonický s postupnou změnou frekvence. Prvky přenosové matice jsou dány vztahem:

$$h_{rs}(f) = \frac{Y_{r,s}(f)}{X_s(f)} \quad (2)$$

kde: $Y_{r,s}(f)$ — odezva v r -tém místě při buzení s -tého hydromotoru
 $X_s(f)$ — budicí účinek s -tého hydromotoru

b) Identifikace generovaným náhodným signálem se známou výkonovou spektrální hustotou je založena na aplikaci vztahu mezi výkonovými spektrálními hustotami, jak uvádí např. K r o p á č (1987). Z tohoto vztahu pro přenosovou matici dostaneme:

$$\mathbf{H}(f) = \mathbf{G}_{yx}(f) \cdot \mathbf{G}_{xx}^{-1}(f) \quad (3)$$

Podmínkou je regulérnost matice $\mathbf{G}_{xx}(f)$. Prvky přenosové matice se počítají přímo z prvků výkonových spektrálních matic:

$$h_{rs}(f) = \frac{G_{y_r x_s}(f)}{G_{x_s x_s}(f)} \quad (4)$$

V OZV AKVÚZS byl navržen postup, při němž se zkoušený objekt zatěžuje stejně jako ve způsobu ad a) postupným buzením jednotlivých hydromotorů. Rozdíl je v použitém signálu. Jako budicí signál byl navržen záznam odezvy měřené v provozních podmínkách. Pro buzení každého hydromotoru se používá té složky provozní odezvy, která se zatížením v místě hydromotoru nejtěsněji souvisí. V případě, že provozní signál není k dispozici, lze použít náhodný signál s pokud možno konstantní hodnotou spektra v předpokládaném frekvenčním rozsahu. Navržený postup byl zpracován do programu PRENOSMAT, který umožňuje výpočet komplexní přenosové matice soustavy. Výpočet se provádí na základě budicích účinků X a příslušných odezev Y podle vztahu (2). Měří se postupně v jednotlivých místech buzení, jejichž počet je omezen na 4, standardním způsobem používaným v OZV tak, že zatěžování v jednotlivých místech odpovídají samostatné úseky měření. Po vyhodnocení frekvenčního spektra budicí síly a příslušné odezvy pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT) se určí příslušný prvek přenosové matice. Komplexní přenosová matice se uloží do zadaného diskového souboru v binárním tvaru pro další zpracování.

Před zahájením výpočtu je třeba vyhodnotit naměřené průběhy programem PCMSAM a připravit do souboru PRENOSMAT.Z vstupní data v tomto tvaru:

VSTUP	— jméno vstupního souboru typu A
VÝSTUP	— jméno výstupního souboru
NSAMP	— počet vzorků pro výpočet FFT (maximálně 128)
NVEL	— počet zatěžovacích míst (maximálně 4)
MEMO	— měřené místo buzení
MEM (1 ÷ NVEL)	— měřená místa odezvy
CUS (1 ÷ NVEL)	— čísla úseků měření při buzení v jednotlivých místech

VÝPOČET VEKTORU BUZENÍ

Výpočet vychází z maticového tvaru závislosti mezi buzením a odezvou ve frekvenční oblasti (např. C r a n d a l l, 1973). Předpokládá

se znalost vektoru odezvy a přenosové matice. Rovnice pro výpočet buzení pak má tvar

$$\mathbf{X}(f) = \mathbf{H}^{-1}(f) \mathbf{Y}(f) \quad (5)$$

K výpočtu se používá program BUDIFU, který zpracovává vstupní časové řady (odezvy) po okénkách a prostřednictvím známé přenosové matice je transformuje na nové časové řady (buzení) ukládané do nového výstupního souboru. Vstupními daty jsou časové řady dané vzorkováním vícesložkového procesu odezvy:

$$\begin{aligned} & y_{1,1}(t), \dots, y_{1,i}(t), \dots, y_{1,N}(t) \\ & y_{2,1}(t), \dots, y_{2,i}(t), \dots, y_{2,N}(t) \\ & \vdots \\ & y_{m,1}(t), \dots, y_{m,i}(t), \dots, y_{m,N}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

kde: N — velikost okénka (maximálně 1024 bodů)

m — počet vstupních časových řad (maximálně 4)

Pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT) se k časovým řadám definují jejich Fourierovy obrazy, které lze uspořádat do řady

$$\{\mathbf{Y}_k\}, \text{ pro } k = 1 \text{ až } N \quad (7)$$

kde: $\mathbf{Y}_k$ — sloupcový vektor definovaný

$$\mathbf{Y}_k = \begin{pmatrix} Y_{1k} \\ \vdots \\ Y_{mk} \end{pmatrix} \quad (8)$$

Předpokládá se, že pro každé k existuje čtvercová matice typu $m \times m$.

Nyní lze definovat vektor

$$\mathbf{X}_k = \begin{pmatrix} X_{1k} \\ \vdots \\ X_{mk} \end{pmatrix} \quad (9)$$

vztahem

$$\mathbf{X}_k = \mathbf{H}_k^{-1} \cdot \mathbf{Y}_k \quad (10)$$

Hledané časové řady buzení jsou pak vypočteny inverzní Fourierovou transformací (IFFT) a uloženy do výstupního souboru.

Vstupní časové řady jsou uloženy ve společném binárním souboru, který má tuto strukturu:

CUS	— číslo úseku
NMEM	— počet řad (maximálně 4)
TPER	— perioda vzorkování [s]
y ($1 \div \text{NMEM}$)	— první vzorek vstupních řad

Výstupní soubor má analogickou strukturu.

Soubor, který obsahuje přenosové matice pro jednotlivé složky spektra, má strukturu:

- NVEL — dimenze matice
 NFR — počet M -tic prvků přenosové matice
 $M = NVEL^{**}2$
 $H (1 \div N)$ — prvky přenosové matice pro první frekvenční složku, prvky jsou ukládány po sloupcích

Činnost programu BUDIFU je určována obsahem řídicího datového souboru BUDIFU.Z, který má tuto strukturu:

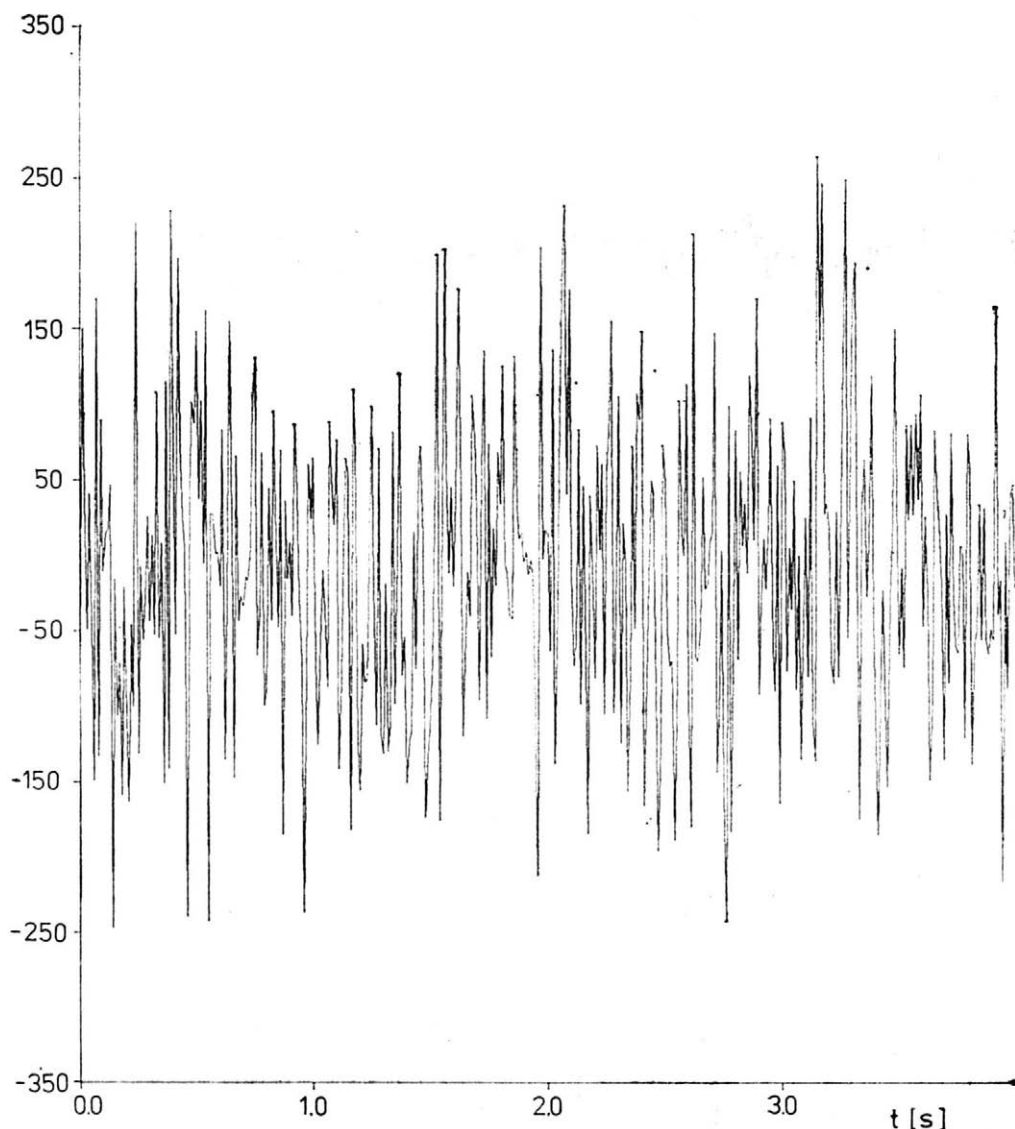
- JMODZ — jméno datového souboru, který obsahuje časovou řadu odezev
 JMPF — jméno datového souboru, který obsahuje přenosovou matici
 JMBF — jméno výstupního souboru
 KWND — kód použitého okénka
 1 = obdélníkové okénko
 2 = obdélníkové okénko s kosinovým přechodem a překrytím dvou sousedních okének o 10 % délky okénka
 3 = Hanningovo okénko s překrytím dvou sousedních okének o 50 % délky okénka
 RMEZ — hodnota v intervalu $<0,1>$. Pokud bude kvadrát absolutní hodnoty determinantu přenosové matice menší než $RMEZ = \text{maximální kvadrát absolutní hodnoty přes všechny přenosové matice}$, potom je pro danou frekvenci inverzní přenosová matice definována jako nulová
 ITYP — typ čísel ukládaných do výstupního souboru
 = 0 znamená, že se ukládají reálné a imaginární složky výstupních řad
 $\neq 0$ znamená, že se ukládají pouze reálné složky výstupních řad

OVĚŘENÍ METODY NA POČÍTAČI

K ověření programů simulace byl vytvořen generovaný budicí signál $x(t)$ pomocí generátoru náhodných čísel (obr. 1). Výkonová spektrální hustota procesu $G_{xx}(f)$ je na obr. 2. Lineární mechanická soustava s přenosovou funkcí $H(f)$ byla nahrazena číslicovým filtrem, kterým budicí signál $x(t)$ procházel. Na výstupu z filtru byl získán signál $y(t)$, který odpovídá odezvě lineární soustavy (obr. 3).

Tímto postupem byla získána dvojice procesů $x(t)$, $y(t)$. Tyto procesy byly dále použity k výpočtu přenosové funkce (charakteristiky filtru). Výpočet byl proveden programem PRENOSMAT podle dříve uvedených vztahů. Na obr. 4 jsou znázorněny reálná i imaginární složka přenosové funkce.

Nyní bylo možné ověřit funkci programu BUDIFU pro výpočet budicího signálu. Z hodnot výstupního procesu $y(t)$ byly pomocí rychlé Fourierovy transformace vypočteny jejich obrazy ve frekvenční oblasti $Y(f)$. Programem BUDIFU byly pro známou přenosovou funkci vypočteny Fourierovy obrazy budicího signálu $X(f)$. Aplikací inverzní Fourierovy transformace (IFFT) byl potom získán časový průběh budicího signálu $x'(t)$ ve formě časové řady (obr. 6). Pro porovnání s původně gene-

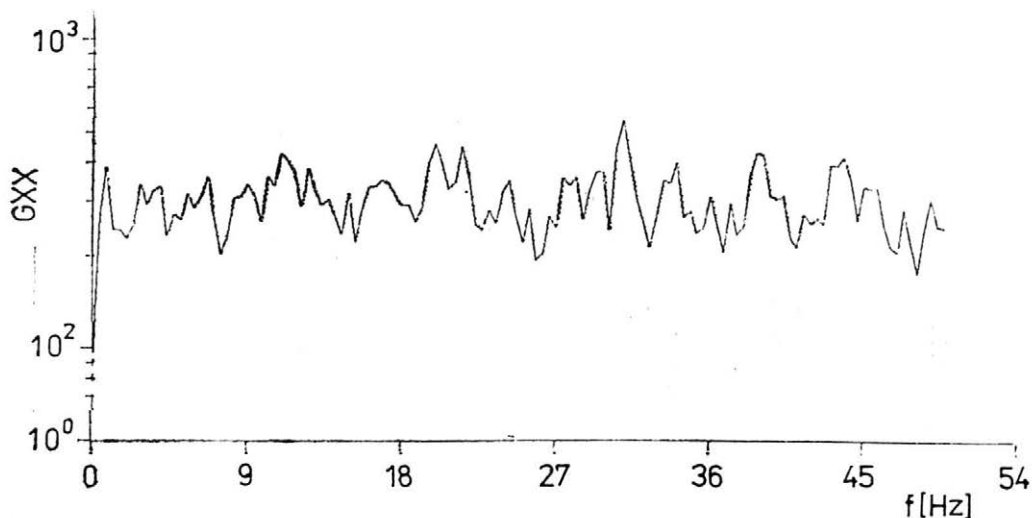


1. Časový průběh náhodného signálu $x(t)$ vytvořeného pomocí generátoru náhodných čísel — The course of the random signal $x(t)$ formed with the help of the random numbers generator

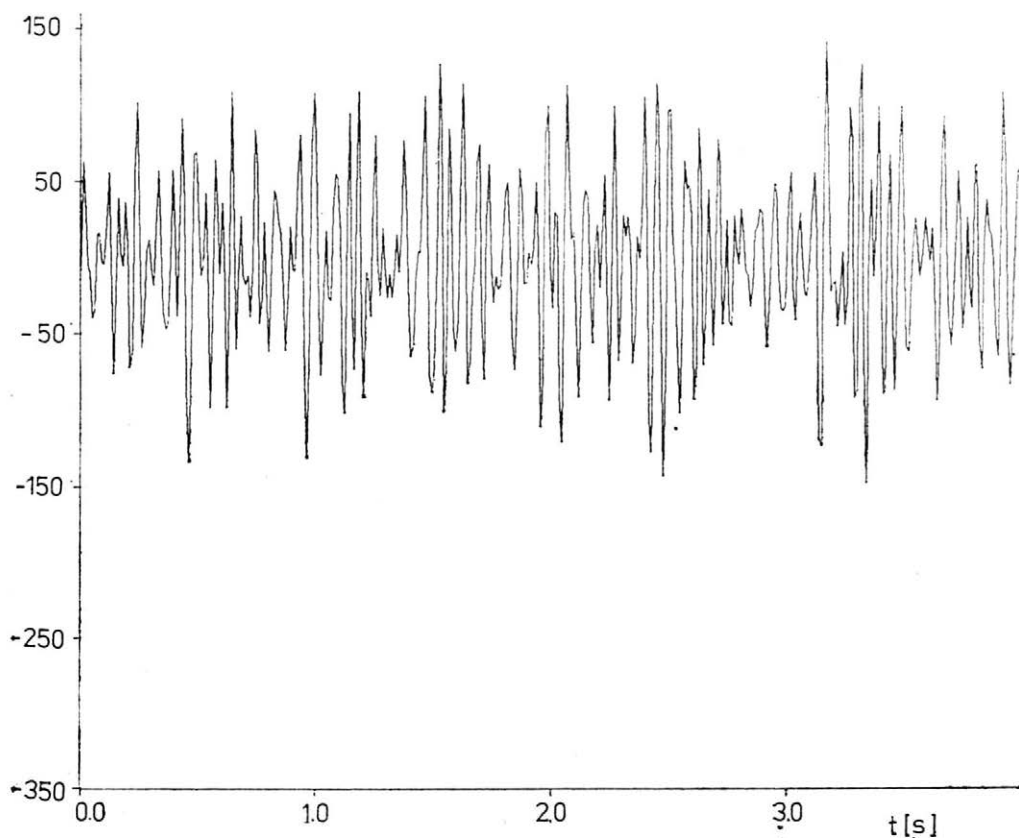
rovaným signálem byla dále vypočtena výkonová spektrální hustota procesu $G_{x'x'}(f)$, která je znázorněna na obr. 5.

Z porovnání výkonových spektrálních hustot původně generovaného procesu $G_{xx}(f)$ a procesu získaného výpočtem $G_{x'x'}(f)$ vyplývá jejich dobrá shoda v pásmu 9 až 36 Hz, což svědčí o tom, že charakter procesu se průchodem lineární soustavou a zpětným výpočtem přes hodnoty přenosové funkce podstatně nemění.

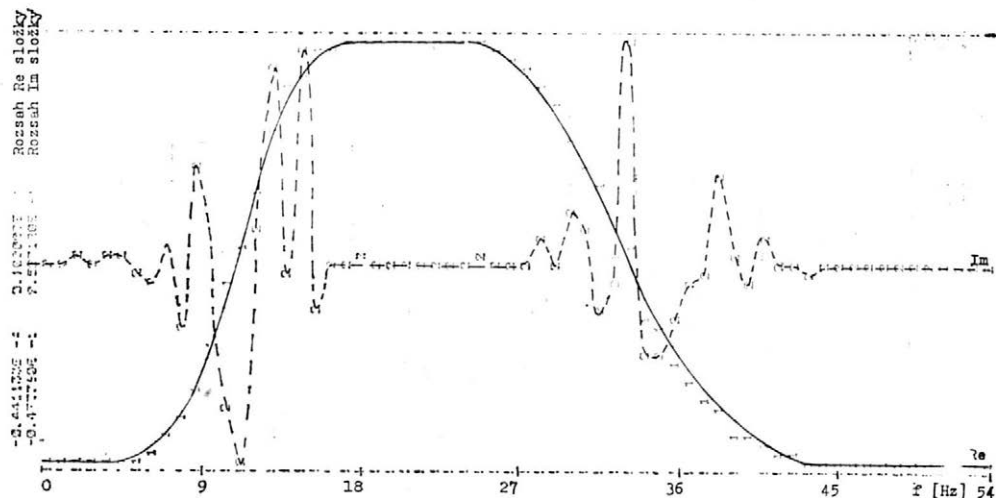
Rozdíly v časovém průběhu signálu $x(t)$ a $x'(t)$ jsou způsobeny poměrně malou délkou použitého okénka (128 bodů). Při aplikacích se bude používat okénko o délce 1024 bodů, čímž se situace zlepší. Další zvyšování počtu bodů závisí na rozsahu paměti použitého počítače.



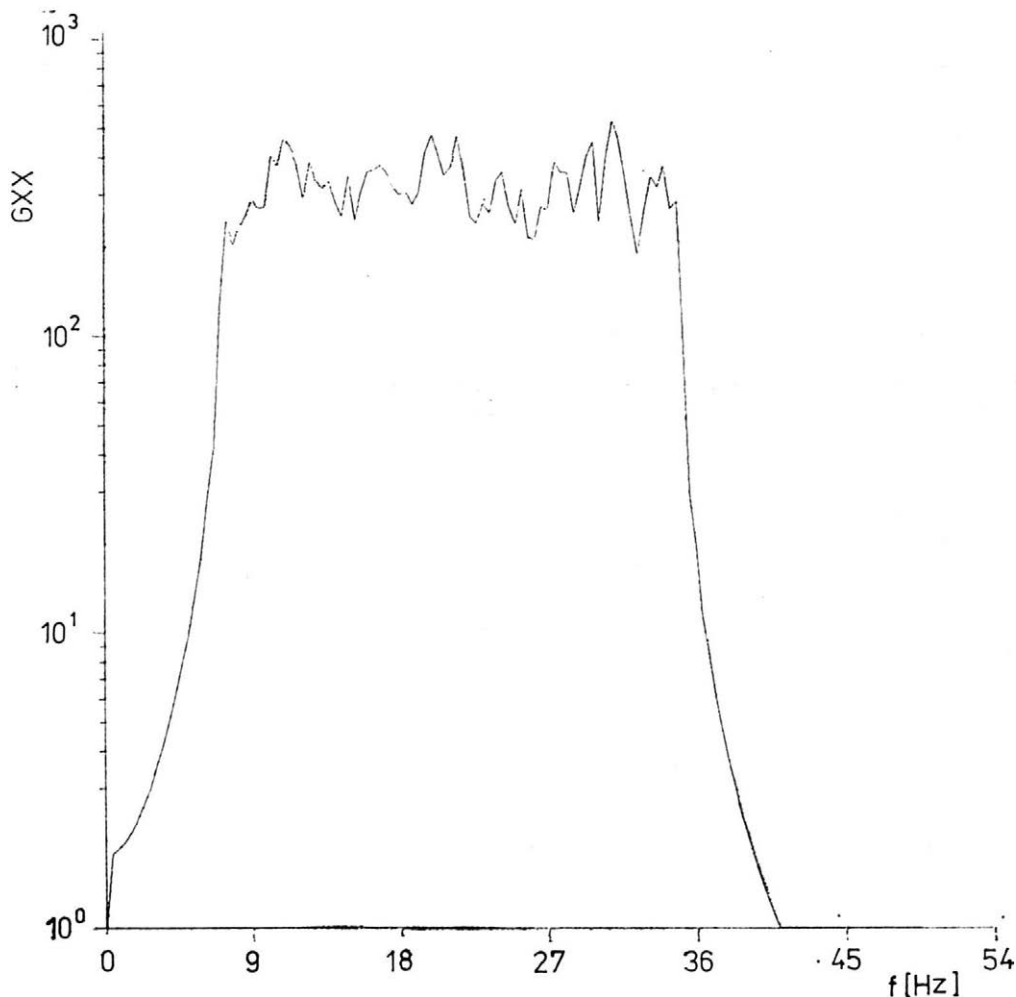
2. Výkonová spektrální hustota $G_{xx}(f)$ generovaného náhodného procesu buzení — The power spectral density $G_{xx}(f)$ of the generated random process of excitation



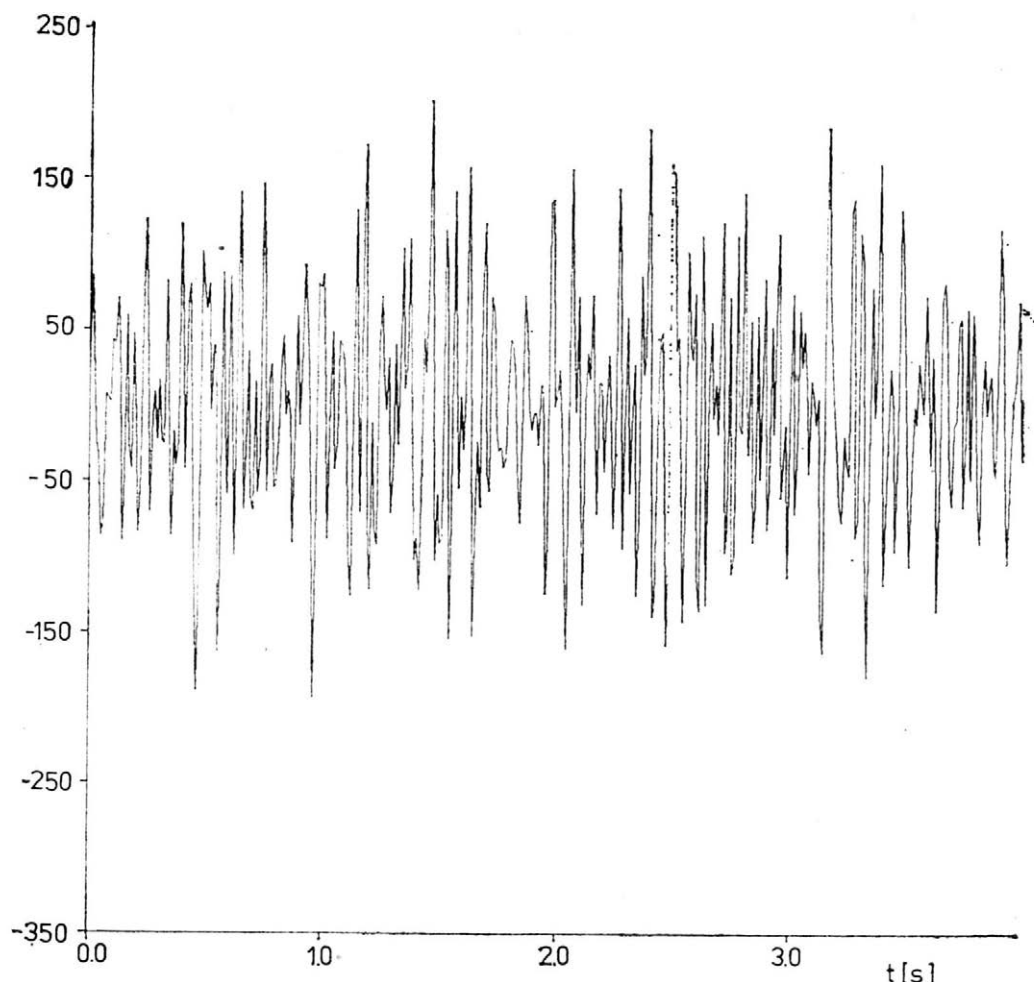
3. Časový průběh odezvy $y(t)$ po průchodu číslicovým filtrem — The course of response $y(t)$ after the transition through digital filter



4. Přenosová funkce (charakteristika filtru) $H(f)$ — Transition function (characteristics of the filter) $H(f)$



5. Výkonová spektrální hustota $G_{xx}(f)$ vypočteného procesu buzení — The power spectral density $G_{xx}(f)$ of the calculated excitation process



6. Časový průběh vypočteného budicího signálu $x'(t)$ — The course of the calculated excitation signal $x'(t)$

V rámci ověřování byla hodnocena také rychlost operací. Výpočet jednoho prvku přenosové funkce trval 1 min 20 s. Protože výpočet lze aplikovat na přenosovou matici dimenze až 4×4 , je nutné počítat s časovou náročností zhruba půl hodiny na zpracování jednoho okénka o délce 128 bodů. V případě dalšího okénka bude sice výpočet zhruba lineárně delší, ale zase bude méně okének na úsek měření, takže celkový čistý čas na zpracování určitého úseku měření se tím podstatně nezmění. Totéž platí pro výpočet budicího signálu, kde pro 128 bodů trval výpočet jedné složky 3 min 25 s. Pro výpočet všech čtyř složek lze tedy odhadnout dobu zpracování téměř na jednu hodinu.

ZÁVĚR

Laboratorní složky únavové životnosti představují důležitou etapu ve vývoji nových zemědělských strojů. Pro spolehlivé posouzení únavového chování konstrukce na základě výsledků zkoušky je rozhodující

míra přiblížení podmínek experimentu ke skutečným provozním podmínkám.

Metoda vícesložkové laboratorní simulace, která byla v AGROZET, k. VÚZS vypracována, umožňuje dosažení požadované odezvy ve formě namáhání ve vybraných místech. Programy na počítač NOVA 820, které byly pro řešení simulace sestaveny, byly ověřeny generátorem náhodných čísel a číslicovým filtrem nahrazujícím mechanickou lineární soustavu.

Metoda bude používána při laboratorních zkouškách rámu, náprav a dalších složité zatěžovaných částí zemědělských strojů, realizovaných pomocí elektrohydraulického zařízení EDYZ 6 s řídicím počítačem ADT 4700.

Literatura

- BENDAT, J. S. — PIERSON, A. G.: Random data: Analysis and measurement procedures. New York, John Wiley and Sons, Inc. 1971.
- BŘÍZA, J. — LESÁK, J.: Víceparametrická simulace provozního zatížení náhodného charakteru s využitím Fourierovy transformace. Strojírenství, 34, 1984, č. 9.
- CRANDALL, S. H.: Random vibration in mechanical systems. New York, Academic Press 1973.
- HANKE, M.: Vliv moderní zkušební techniky na rozvoj zrychlených únavových zkoušek subsystémů automobilů v laboratoři. Strojírenství, 34, 1984, č. 9.
- KROPÁČ, O.: Náhodné jevy v mechanických soustavách. Praha, SNTL 1987.
- PROCHÁZKA, J.: Metody analýzy náhodně proměnných zatížení zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1970.
- PROCHÁZKA, J.: Sestavování spekter namáhání zemědělských strojů z rozdělení četností rozkmitů a střetů rozkmitů. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 11, s. 687-698.
- SOUČEK, Z.: Výsledky měření profilů nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1975.
- SOUČEK, Z. — BLÁHA, J.: Nové přístupy k simulaci provozních zatížení, použité při zkoušce životnosti nápravy stroje pro mechanizaci pícninářských prací na svazích MT6-011. Zeměd. Techn., 30, 1984, č. 1, s. 1-20.

Došlo dne 29. 6. 1989

БЛАГА, Й. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Многоэлементное лабораторное моделирование эксплуатационной загрузки сельскохозяйственных машин. Земед. Техн., 35, 1989 (11): 671-682.

Главным этапом в процессе разработки сельскохозяйственных машин — лабораторные испытания усталостной долговечности. Надежность пердикции усталостного поведения конструкции в эксплуатации зависит от меры приближения условия испытания к действительным условиям эксплуатации. Качественно новый подход предлагает метод, основанный на применении зависимости между случайными стационарными процессами возбуждения и ответа в случае механической линейной системы. Метод учитывает динамические свойства системы, созданной испытываемыми объектами рамой прикрепления и грузочными средствами. В НИИСХМ рекомендовали методику и разработали программы для ЭВМ НОВА 820, позволяющие на основе тензометрических измерений при эксплуатации составить программу одновременной загрузки четырьмя гидравлическими серводвигателями так, чтобы была сохранена эксплуатационная нагрузка в четырех выбранных точках. Метод испытывали ЭВМ при помощи генератора случайных цифр и цифрового фильтра.

лабораторные испытания долговечности; случайное возбуждение и ответ механической системы; симуляция эксплуатационной загрузки

BLÁHA, J. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Multicomponent Laboratory Simulation of the Working Load of Farm Machines*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 671-682.

The important stage in the process of development of new farm machines are the laboratory tests of fatigue durability. The prediction reliability of the fatigue reaction of the working construction depends on how much the conditions of trial are similar to the actual working conditions. The method based on the dependence between random stationary processes of excitation and response in mechanical linear system offers a qualitatively new approach. The method respects the dynamic properties of the set comprising the tested object, clamping frame and loading preparations. In the Research Institute for Farm Machines, the method was proposed and programmes were processed for the computer NOVA 820 enabling to compile the programme for the present load of the four hydraulic servomotors on the basis of tensometric measurements in operation in such a way that the operational load in the four selected points is maintained. The method was checked on a computer with the help of the random numbers generator and digital filter.

laboratory tests of service life; random excitation and response of the mechanical set; simulation of working load

BLÁHA, J. (Agrozet — Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Mehrfaktorielle Laborsimulation der betrieblichen Belastung der Landmaschinen*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 671-682.

Eine wichtige Etappe im Prozess der Entwicklung neuer Landmaschinen sind Labortests der Lebensdauer der Maschinen. Die Zuverlässigkeit der Prädiktion des Ermüdungsverhaltens der Konstruktion im Betrieb hängt vom Mass der Annäherung der Testbedingungen den realen Betriebsbedingungen ab. Ein qualitätsmässig neues Herangehen bietet die auf der Applikation der Abhängigkeit zwischen zufälligen stationären Erregungsprozessen und der Reaktion im Falle eines mechanischen Linearsystems beruhende Methode. Sie berücksichtigt die dynamischen Eigenschaften des aus dem zu testenden Objekt, dem Spannrahmen und den Belastungsmitteln bestehenden Systems. In unserem Institut entwarfen wir die Methodik und erarbeiteten auch die Programme für den Rechner NOVA 820, die ermöglichen auf Grund der tensometrischen Messungen direkt im Betrieb ein Programm der gleichzeitigen Belastung mit vier hydraulischen Servomotoren so, dass die betriebliche Belastung in vier ausgewählten Punkten erhalten bleibt, aufzustellen. Die Methode wurde am Rechner mit Hilfe von Generator der Zufallszahlen und von Digitalfilter überprüft.

Laborlebensdauertests; zufällige Erregung und Reaktion des mechanischen Systems; Simulation der betrieblichen Belastung

Adresa autora:

Ing. Josef Bláha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů.
140 03 Praha-Chodov

J. Kupr

KUPR, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetická náročnost adaptérů sklízecích řezaček*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 683-690.

Adaptér sklízecí řezačky je prvořadým funkčním celkem, který ovlivňuje její výkonnost. Zabývali jsme se hodnocením energetické náročnosti adaptérů samojízdných sklízecích řezaček. Při hodnocení jsme brali v úvahu nejen vliv dané technologie sklizně hlavních zemědělských plodin, ale i další vlivy (délka řezanky, sušina).

sklízecí řezačka; adaptéry; energetická náročnost; teoretická délka řezanky

Požadavky na rychlou a bezztrátovou sklizeň píce si vyžádaly řešení samojízdné sklízecí řezačky. Široké použití sklízecí řezačky, tj. co největší roční využití, je podmíněno speciálními sklízecími adaptéry podle druhu sklizené plodiny a podle technologie sklizně.

Energeticky není adaptér zanedbatelným funkčním uzlem sklízecí řezačky, neboť odebrá až 15 % energie motoru základní jednotky. Je rovněž prvořadým funkčním celkem, který ovlivňuje výkonnost celé sklízecí řezačky. Během vývojových prací na samojízdné sklízecí řezačce SPS-35 se adaptér velmi často projevil jako limitující článek sklízecí řezačky, který rozhodoval o dosažené výkonnosti stroje; ucpávání adaptéru bylo vždy důsledkem jeho funkčních (konstrukčních) nedostatků, nikoliv nedostatečného příkonu.

U řezačky SPS-35 je k pohonu adaptérů použit hydromotor OMT S-200 firmy Danfoss s výkonem zhruba 20 kW (při jmenovitých otáčkách hřídele hydromotoru 500 min^{-1} a tlakovém spádu 14 MPa). Hydromotor je součástí sklízecí řezačky a po připojení adaptéru na její závěsné zařízení se nasadí na přírubu pohonu adaptéru.

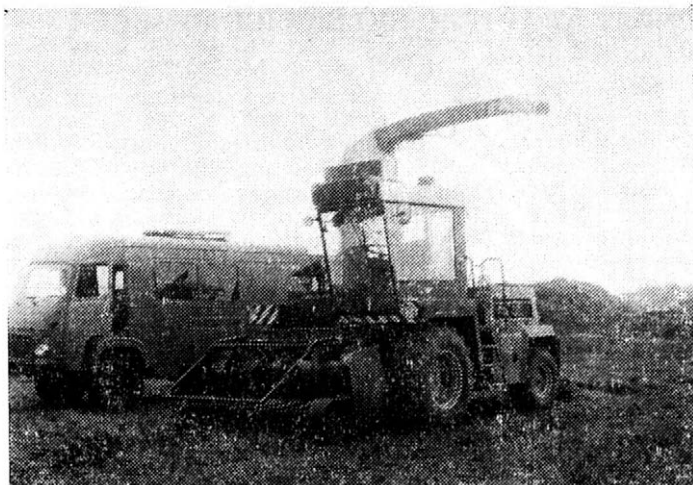
MATERIÁL A METODY

HLAVNÍ TECHNICKÁ DATA HODNOCENÝCH ADAPTÉRŮ

Poznatky o energetické náročnosti adaptérů byly získány z těchto strojů:

— Adaptér pro sběr zavadlé píce, sena a slámy Z-332 (obr. 1); pracovní záběr 2130 mm, hmotnost 550 kg. Má sběrací ústrojí s pružnými drátěnými prsty, které sbírají nařádkovaný materiál. Shrnovací šnek zužuje tok materiálu za sběrací do vkladacího okna. Pohon sběracího ústrojí i šneku je řetězovým převodem.

— Adaptér pro sklizeň nízkostébelných píceň ŽT-427; pracovní záběr 4275 mm, hmotnost 1220 kg. Má klasické žací ústrojí a čtyřramenný přiřaněč. Posečená píče je shrnována šnekem k vkladacímu oknu. Pohon kosy je klínovými řemeny, přiřaněč a šnek mají řetězový převod.



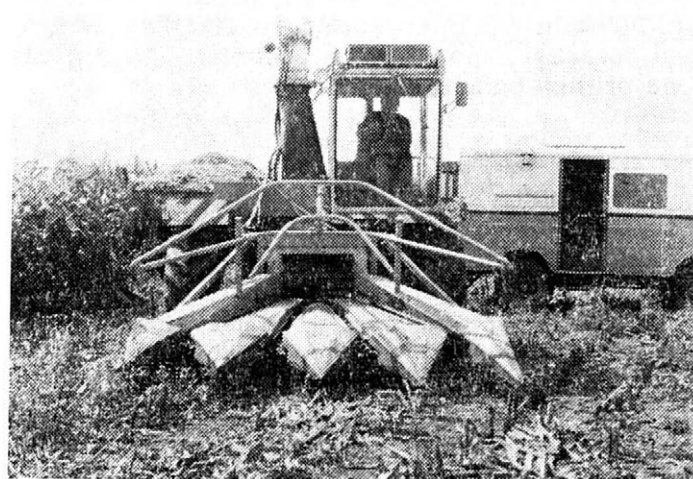
1. Sklízecí řezačka SPS-35 se sběracím adaptérem Z-332 při sběru zavadlé píce. V pozadí měřicí laboratoř AKVÚZS s přístroji pro polně-laboratorní měření — The SPS-35 chopper harvester with the Z-332 adapter-collector during the harvest of wilted fodder. At the background the AKVÚZS measuring laboratory with the implements for field and laboratory measurements

— Adaptér pro sklizeň nízkostébelných pícnin AZU-104; je funkčně shodný s adaptérem ŽT-427. Liší se od něj pouze samonosnou konstrukcí, která umožňuje jeho transport bez nosného podvozku nutného pro přepravu adaptéru ŽT-427. Hmotnost adaptéru AZU-104 je v důsledku tužší konstrukce asi 1570 kg.

— Plošný adaptér pro sklizeň kukuřice na siláž KIS-06 000 00 M-02 (v dalším textu je označován zkráceně KIS-06); pracovní záběr 3,4 m, hmotnost 1540 kg. Je vybaven prstovým žací ústrojím a pětiramenným výškově stavitelným přiřaněčem. Dvěma řetězovými dopravníky s příčkami jsou stvolý kukuřice dopravovány k shrnovacímu šneku, který zužuje tok posečeného materiálu do vkládacího okna. Adaptér je vybaven bočními dělicími kosami.

Vzhledem ke složitosti adaptéru (četnosti pracovních elementů) je i kinematické schéma převodů poměrně komplikované; od převodovky s čelními ozubenými koly je klínovými řemeny poháněn vahadlový mechanismus žací lišty a přiřaněč. Řetězové dopravníky a shrnovací šnek jsou poháněny řetězovým převodem (od převodovky). Boční dělicí kosa jsou poháněny vahadlovým mechanismem, který navazuje na pohon řetězových dopravníků.

— Plošný kukuřičný adaptér pro sklizeň kukuřice na siláž ŽKN-3,4 je zdokonalený, koncepčně shodný s adaptérem KIS-06. Má s ním stejný záběr i hmotnost. Oba jsou výrobkem podniku Gomselmaš.



2. Čtyřřádkový kukuřičný adaptér SKA-04 na sklízecí řezačce SPS-35 s připojeným přívěsem s kukuřičnou řezankou. Vedle soupravy je druhá měřicí laboratoř — The four-row SKA-04 corn adapter on the SPS-35 chopper harvester with the mounted trailer with corn chopped matter. Next to the set is the second measuring laboratory

— Plošný adaptér pro sklizeň kukuřice na siláž S-3,2 má pracovní záběr 3,2 m a hmotnost 1630 kg. Adaptér maďarské konstrukce (vyroben v podniku BMG Gyára) má téměř shodnou koncepci jako předchozí plošné adaptéry.

— Čtyřřádkový adaptér pro sklizeň kukuřice na siláž SKA-04 (obr. 2) je určen pro sklizeň kukuřice s roztečí řádků 750 mm; hmotnost 850 kg.

Adaptér má žací ústrojí s rotujícími noži. Odříznuté stonky jsou dopravovány řetězy s unašeči do vkladacího okna. Pohon nožů i řetězů je nezakrytými kuželovými ozubenými koly (nejsou v převodových skříních).

— Šestiřádkový adaptér pro sklizeň kukuřice na siláž SMA-06-50 je určen pro sklizeň kukuřice o rozteči řádků 500 mm; hmotnost zhruba 1080 kg.

Adaptér má totožnou koncepci jako SKA-04 (žací ústrojí s rotačními noži a dopravní řetězy s unašeči poháněné nekrytými kuželovými ozubenými koly). Kromě toho je vybaven shrnovacím šnekem, který usnadňuje zužování vrstvy kukuřičných stvolů před vkladacím oknem.

PODMÍNKY MĚŘENÍ A ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ

Experimentální práce, při kterých byly získávány podklady pro energetické hodnocení adaptérů, probíhaly v období 7. pětiletky, převážně při sklizni vojtěšky a kukuřice v různém stadiu zrlosti. Stručná charakteristika sklizené plodiny s uvedeným obsahem sušiny je v tab. I.

Vzhledem k časovému rozpětí byly adaptéry (sériová provedení) nasazeny na různých prototypch (funkčních modelech) sklízecí řezačky. Prototypy se často lišily kinematikou vkladacího ústrojí a z toho vyplývajícími odchylkami teoretických délek řezanky.

Při energetických měřeních byl sledován tlakový spád a otáčky hydromotoru adaptéru; z firemní charakteristiky pak byl určován příkon v závislosti na průchodnosti sklizeného materiálu. Přístrojové vybavení bylo popsáno již dříve (Kupr aj., 1981).

Délka trati při energetických měřeních byla převážně 50 m. Zavadlý materiál byl shrnut do řádků o šířce přibližně jeden metr.

VÝSLEDKY

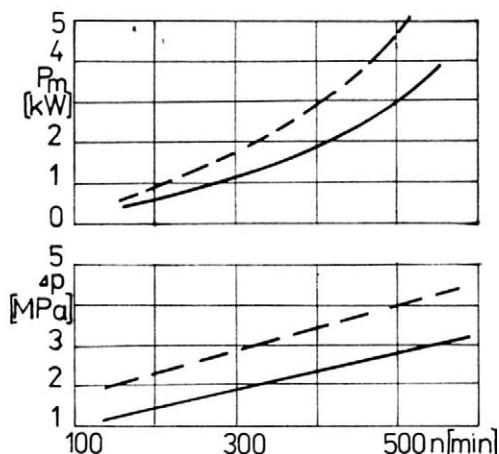
Příkony sklízecích adaptérů jsou závislé především na množství a složitosti vykonávaných úkonů. Složitost konstrukce a z ní vyplývající rozsah převodů se nejnázorněji projevuje při běhu naprázdno. V tab. I jsou uvedeny příkony P_o všech uvedených adaptérů při běhu naprázdno. Tyto příkony převážně vystihují poměry zaběhlých nových strojů. Vliv opotřebení nebo nedostatečné údržby se výrazně projeví na ztrátách hnacího mechanismu. Např. u nezaběhlého adaptéru SKA-04 byl příkon při běhu naprázdno $P_o = 4,7$ kW a po záběhu byl o 40 % nižší (obr. 3). Rovněž znečištění pracovních orgánů zeminou během sklizně zvýšilo příkon až o 20 %.

Při sklizni je určující veličinou energetické náročnosti množství zpracovávané plodiny (průchodnost) a rozsah technologických operací, které adaptér vykonává (sečení, přihrnování aj.). Na obr. 4 jsou pro ilustraci znázorněny závislosti příkonů adaptérů Z-332 (sběracího) a SMA-06-50 (řádkový pro sklizeň kukuřice) na průchodnosti zpracovávaného materiálu. Ze všech závislostí, které byly pro jednotlivé adaptéry zjištěny (Kupr, 1977, 1981, 1985), vyplývá zřetelný vliv teoretické délky řezanky, ačkoliv by tomu teoreticky nemělo být, neboť adaptéry jsou umístěny před vkladacím a řezacím ústrojím, jejichž kinematické parametry definují délku řezanky.

Skutečnost je ovšem taková, že rozdílná délka řezanky se při stejné průchodnosti projeví nestejnou výškou vrstvy materiálu mezi vkladací. Čím je řezanka kratší, tj. čím je nižší obvodová rychlost vkladáčů, tím

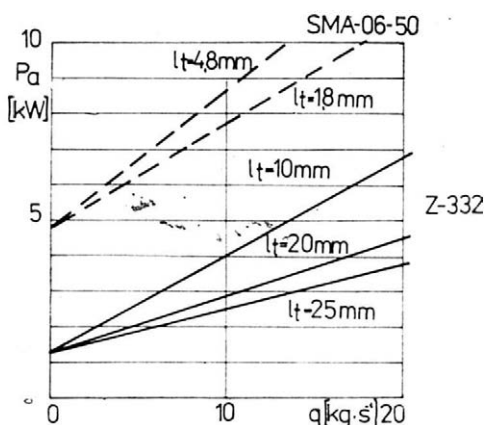
I. Charakteristické hodnoty energetické náročnosti adaptérů sklízecích řezaček SPS-35 a SP8-049 — The characteristic values of energy requirements in adapters of chopper harvesters SPS-35 and SP8-049

Adaptér	P_o [kN]	l_i [mm]	m_a [J.kg ⁻¹]	k_a [J.kg ⁻¹]	k_b [J.(kg.m) ⁻¹]	Materiál; sušina
Sběrací adaptér Z-332	1,3 ÷ 1,6	10,0 30,0	260 115	40	2,2	zavadlá vojtěška; 30 %
		10,0 30,0	165 75	35	1,3	zavadlá vojtěška; 56 ÷ 69 %
		9,5 19,0	125 57	5	1,2	zavadlá tráva; 33 %
Žací adaptér ŽT-427	2,2	5,0 20,0	400 250	200	1,0	zelená vojtěška; 20,5 %
Žací adaptér AZU-104	2,0	7,0 14,0	590 300	5	4,0	ječmen; 57,9 %
		5,6 10,0	200 115	5	1,1	ječmen; 37 %
Plošný kukuřičný adaptér KIS-06	4 ÷ 4,7	5,0 20,0	260 155	120	0,7	17,4 % kukuřice;
Plošný kukuřičný adaptér ŽKN-3,4	4,8	5,0 20,0	230 160	130	0,5	32 ÷ 37 %
Plošný kukuřičný adaptér S-3,2	3,6	10,0 20,0	250 160	180	1,7	37 % kukuřice;
Řádkový kukuřičný adaptér SKA-04 (čtyřřádkový)	2,9	10,0 20,0	200 140	80	1,2	17 % kukuřice;
		5,0 8,5	170 120	50	0,6	20,1 % kukuřice;
Řádkový kukuřičný adaptér SMA-06-50 (šest řádků)	4,8	4,8 18,0	390 290	255	0,65	37 % kukuřice;



3. Tlakový spád Δp a výkon hydromotoru P_m pohonu kukuřičného adaptéru SKA-04 při běhu naprázdno v závislosti na otáčkách hydromotoru n — The compressure gradient Δp and the P_m hydromotor output of the corn adapter SKA-04 during the idle run, in relation to the rotation of hydromotor n

— — — — — energetická náročnost nezaběhlého adaptéru — energy requirements of the adapter before running
 — — — — — energetické poměry adaptéru po záběhu — energy relations of the adapter after running



4. Příkony adaptérů Z-332 (pro sběr zavádlé píce) a SMA-06-50 (pro sklizeň kukuřice ze šesti řádků) v závislosti na průchodnosti q a teoretické délce řezanky l_t ; sušina zavádlé píce (vojtěšky) cca 30 %, sušina kukuřice 32 až 37 % — The power input of the Z-332 adapters (for the harvest of wilted fodder) and the SMA-06-50 (for the harvest of corn from six rows) in relation to the permeability q and theoretical length of chopped fodder l_t ; the dry matter of wilted fodder (alfalfa) cca 30 %, of corn 32 to 37 %

vyšší vrstva materiálu se navrší ve výstupním okně adaptéru a tím více je zatěžován shrnovací šnek nebo jiný dopravní element.

Energetickou náročnost pracovního uzlu vyjadřuje měrná práce, která vystihuje jak vliv zpracovávaného materiálu, tak i rozsah technologických operací.

Příkon adaptéru lze vyjádřit vztahem

$$P_a = P_o + m_a \cdot q \quad (1)$$

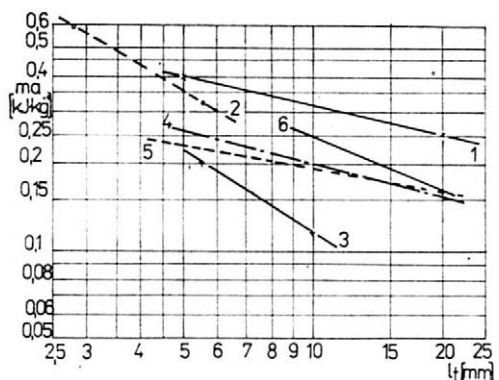
Vliv teoretické délky řezanky l_t na velikost měrné práce m_a lze vystihnout vztahem

$$m_a = k_a + k_b \cdot \frac{1}{l_t} \quad (2)$$

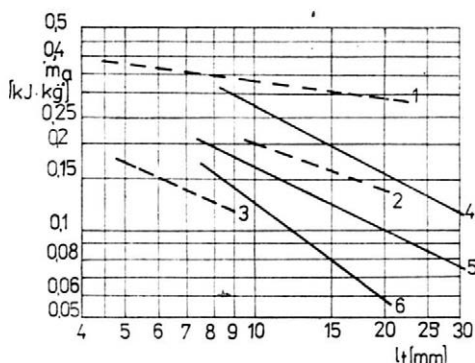
kde: součinitel k_a — zatížení pracovních ústrojí adaptéru materiálem

součinitel k_b — zatížení, které vyplývá ze změny objemu materiálu na adaptéru a v prostoru vkládacího ústrojí

Pro jednotlivé závislosti $P_a = f(q)$ různých délek řezanky l_t byly vypočteny hodnoty měrných prací adaptérů m_a , které jsou pro jednotlivé plodiny uvedeny v tab. I. Výsledky vyhodnocení vlivu délky řezanky na energetickou náročnost adaptéru (měrnou práci) byly graficky zpracovány na obr. 5 a 6. Pro lepší přehlednost byly grafy zobrazeny v logaritmických souřadnicích.



5. Měrné práce m_a sklízecích adaptérů v závislosti na teoretické délce řezanky l_t (1 — žací adaptér ŽT-427; sklizeň zelené vojtěšky o sušině 16 %; 2 — žací adaptér AZU-104; sklizeň ječmene o sušině 57,9 %; 3 — žací adaptér AZU-104; sklizeň ječmene o sušině 37 %; 4 — plošný kukuřičný adaptér KIS-06; sklizeň kukuřice o sušině 32 až 37 %; 5 — plošný kukuřičný adaptér ŽKN-3,4; sklizeň kukuřice o sušině 32 až 37 %; 6 — plošný kukuřičný adaptér S-3,2; sklizeň kukuřice o sušině 32 až 37 %) — The specific labour m_a of harvest adapters in relation to the theoretical length of chopped matter l_t (1 — mowing adapter ŽT-427; the harvest of green alfalfa with 16 % of dry matter; 2 — mowing adapter AZU-104; the harvest of barley with 57.9 % of dry matter; 3 — mowing adapter AZU-104; the harvest of barley with 37 % of dry matter; 4 — corn adapter KIS-06; the harvest of corn with 32 to 37 % of dry matter; 5 — corn adapter ŽKN-3,4; the harvest of corn with 32 to 37 % dry matter; 6 — corn adapter S-3,2; the harvest of maize with 32 to 37 % of dry matter)



6. Měrné práce m_a sklízecích adaptérů v závislosti na teoretické délce řezanky l_t (1 — řádkový kukuřičný adaptér SMA-06-50; sklizeň kukuřice o sušině 37 %; 2 — řádkový kukuřičný adaptér SKA-04; sklizeň kukuřice o sušině 37 %; 3 — řádkový kukuřičný adaptér SKA-04; sklizeň kukuřice o sušině 20,1 %; 4 — sběrací adaptér Z-332; sběr zavadlé vojtěšky o sušině 30 %; 5 — sběrací adaptér Z-332; sběr zavadlé vojtěšky o sušině 56 až 69 %; 6 — sběrací adaptér Z-332; sběr zavadlé trávy o sušině 33 %) — Specific labour m_a of harvest adapters in relation to theoretical length of chopped matter l_t (1 — row corn adapter SMA-06-50; the harvest of corn with 37 % of dry matter; 2 — row corn adapter SKA-04; the harvest of corn with 37 % of dry matter; 3 — row corn adapter SKA-04; the harvest of corn with 20.1 % of dry matter; 4 — adapter-collector Z-332; the harvest of wilted alfalfa with 30 % of dry matter; 5 — adapter collector Z-332; the harvest of wilted alfalfa with 56 to 69 % of dry matter; 6 — adapter-collector Z-332; the harvest of wilted grass with 33 % of dry matter)

Ze závislosti $m_a = f(l_t)$ pak byly vypočteny charakteristické hodnoty energetické náročnosti adaptérů k_a a k_b , které jsou rovněž uvedeny v tab. I.

Z dosažených výsledků vyplývá toto hodnocení:

— U žacích adaptérů je dominantní zatížení řezným a dopravním odporem zeleného materiálu. Pro běžné délky řezanky větší než 10 mm představuje tato složka energetické náročnosti adaptéru, charakterizovaná součinitelem k_a , až 80 % měrné práce adaptéru.

— Se zmenšováním délky řezanky se intenzívně mění objem dopravovaného materiálu a ten se hromadí ve výstupním oknu adaptéru. Tím roste zatížení shrnovacího šneku, což se projevuje intenzívním růstem vlivu součinitele k_b . Energetické nároky na změnu objemu dopra-

vovaného materiálu jsou pak srovnatelné s energetickou náročností řezného a dopravního odporu (pro délky menší než 5 mm).

— U sběracího adaptéru představuje změna objemu suchého materiálu (pohon šneku) rozhodující energetický požadavek. Vlastní sběr suchého materiálu, tj. pohon prstového sběrače, představuje přibližně 20 % měrné práce adaptéru. Přitom je třeba mít na paměti, že v zatížení prstového sběrače převládá pasivní odpor prstů při styku se zemí, tj. vliv nastavení výšky plazů.

— Energetická náročnost adaptéru, charakterizovaná součinitelem k_a , závisí především na záběru adaptéru. Z dosud získaných údajů lze odvodit zatížení na jeden metr záběru, tj. $k_{a1} = \frac{k_a}{B}$ (popřípadě na jeden řádek kukuřičných řádkových adaptérů), těmito hodnotami součinitele k_{a1} :

pro žací adaptér $k_{a1} = 35$ až $45 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$

pro sběrací adaptér $k_{a1} = 14 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$

pro řádkový kukuřičný adaptér $k_{a1} = 22 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ na řádek

ZÁVĚR

Uvedené výsledky poskytují vstupní údaje potřebné především pro sestavení energetické bilance v počáteční etapě návrhu jak nového stroje, tak i v případě inovace.

Pokud je vyžadována velmi krátká řezanka (pod 5 mm), např. pro sklizeň metodou CCM, je vzhledem k zatížení adaptéru výhodnější více-nožový buben. Snižování délky řezanky nízkou rychlostí vkládání (pod $0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) by totiž mělo za následek neúměrnou výšku materiálu (píce) mezi vkladací, a tím i neúměrné hromadění materiálu ve výstupním prostoru adaptéru.

Použitá označení

B	— konstrukční záběr adaptéru [m]
k_a	— součinitel, který charakterizuje zatížení adaptéru pracovním odporem [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]
k_b	— součinitel, který charakterizuje zatížení změnou objemu a jeho hromaděním na pracovních prvcích adaptéru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-2}$]
l_t	— teoretická délka řezanky [mm]
m_a	— měrná práce [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]
P_a	— příkon adaptéru při sklizni [W]
P_o	— příkon adaptéru při běhu naprázdno [W]
q	— průchodnost [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Literatura

KUPR, J.: Energetické poměry sklízecí řezačky SPS-35. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1977a.

KUPR, J.: Předběžné výsledky energetického a pevnostního měření kukuřičného adaptéru S-3,2. [Předběžná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1977b.

KUPR, J.: Energetické poměry II. prototypu sklízecí řezačky SPS-35. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1981.

KUPR, J.: Energetické poměry sklízecí řezačky SP8-049 s adaptéry. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1985.

KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E.: Výsledky funkčně energetického výzkumu nožového bubnu sklízecích řezaček. Zeměd. Techn., 27, 1981, č. 1, s. 41-54.

Došlo dne 29. 6. 1989

КУПР, Я. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Энергоемкость адаптеров уборочных соломосилосорезок. Земед. Techn., 35, 1989 (11) : 683-690.

Адаптер уборочной соломосилосорезки — это первичная функциональная деталь влияющая на ее производительность. Занимались оценкой энергоемкости адаптеров самоходных уборочных соломосилосорезок. При оценке учитывали влияние данной технологии уборки основных сельскохозяйственных культур, но и следующие влияния (длина резки, сухое вещество).

уборочные соломосилосорезки; адаптеры; энергоемкость; теоретическая длина резки

KUPR, J. (Agrozet — Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Energy Requirement of Chopper Harvester Adapters*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 683-690.

The adapter of chopper harvester is a primary function unit, affecting its performance. The evaluation of energy requirements of the adapters of self-propelled chopper harvesters was dealt with. In the evaluation, the effect of the relevant technology in the harvest of main farm crops and also other effects (the length of chopped matter, dry matter) were taken into consideration.

chopper harvester; adapters; energy requirements; theoretical length of chopped matter

KUPR, J. (Agrozet — Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energieaufwand der Adapteure der Mähdrescher*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 683-690.

Der Adapteure des Mähdreschers ist ein erstrangiges funktionelles Ganzes, das seine Leistung beeinflusst. Wir bewerteten den Energieaufwand der Adapteure der selbst-fahrenden Mähdrescher. Bei der Bewertung zogen wir in Erwägung nicht nur den Einfluss der gegebenen Erntetechnologie der wichtigsten landwirtschaftlichen Kulturen, sondern auch andere Einflüsse (Häckselstrohlänge, Trockensubstanz).

Mähdrescher; Adapteure; Energieaufwand; theoretische Häckselstrohlänge

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Ku pr, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha-Chodov

KOMPLEXNÍ METODA PEVNOSTNÍHO ŘEŠENÍ RÁMŮ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ A JEJÍ APLIKACE NA PŘESNÝ SECÍ STROJ SE4-042

M. Veselý, M. Burda, L. Valouch

VESELÝ, M. — BURDA, M. — VALOUCH, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Komplexní metoda pevnostního řešení rámu zemědělských strojů a její aplikace na přesný secí stroj SE4-042*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 691-700.

Komplexní přístup při pevnostním řešení rámu přesného secího stroje SE4-042 v Agrozetu, koncernovém výzkumném ústavu zemědělských strojů, navazuje na tenzometrická měření provedená na první variantě funkčního modelu navrženého a vyrobeného v Agrozetu, k. p., Roudnice nad Labem. Je popsán postup při návrhu nového provedení rámu a při jeho pevnostním výpočtu na číslicovém počítači. Příspěvek se dále zabývá fází ověřování únavových vlastností zrychlenými zkouškami, a to ověřování transportních a souvratových režimů na kruhové překážkové dráze a režimu pracovního (setí) na laboratorním elektrohydraulickém zatěžovacím zařízení.

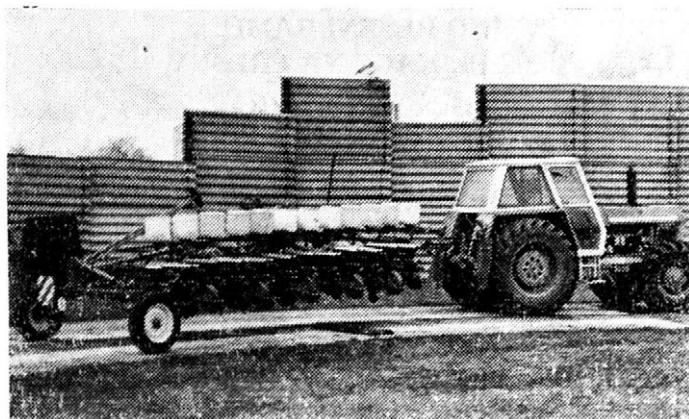
výpočet pevnosti na číslicovém počítači; ověření únavové odolnosti; rám secího stroje

Při návrhu a vývoji rámu zemědělských strojů se již delší dobu nemůže vystačit s klasickou konstruktérskou prací. Proto byly v Odboru základního výzkumu k. VÚZS (dále OZV) na začátku 60. let vypracovány, ověřeny a uvedeny do praxe různé měřicí, vyhodnocovací, laboratorně zkušební a výpočetní metody. Byl také zpracován metodický systém optimálního nasazení těchto metod (Souček, 1983). Jejich aplikace umožňuje účelný moderní komplexní přístup k řešení rámu a celých zemědělských strojů. Ne vždy je při vývoji nových strojů těchto možností plně využíváno. Jako ukázkový příklad plného uplatnění nových metod a zároveň jako důkaz jejich účelnosti, operativnosti a komplexnosti je možné uvést vývoj rámu přesného secího stroje SE4-042 Harmonia.

KONCEPCE A VÝVOJ RÁMU PŘESNÉHO SECÍHO STROJE SE4-042 HARMONIA

Koncepce rámu přesného secího stroje SE4-042 (obr. 1) je dána především požadovaným záběrem (6 m), velikostí a hmotností pracovních orgánů, pohonů a příslušenství a technologickými možnostmi výrobního podniku. Rám tvoří dlouhý spojitě zatížený nosník na obou koncích podepřený (náprava a oj v přepravní poloze), uprostřed podepřený (pracovní souvratová poloha), nebo spojitě podél své délky podepřený a odproštědka tažený (pracovní poloha při setí).

Spolupráce OZV na vývoji rámu byla zahájena až v době, kdy byl rám ve výrobním podniku klasickým konstruktérským postupem navržen a kdy byl vyroben jeden funkční model. Při optimálním metodic-



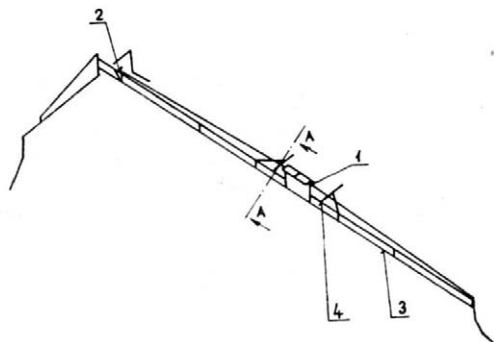
1. Přesný secí stroj SE4-042 při zkoušce životnosti rámu na kruhové dráze — The precision drill SE4-042 during the test of the frame service life on a circular track

kém postupu by byla spolupráce účelná již v etapě návrhu první varianty rámu. Původně byl základ rámu tvořen dvěma podélnými profily umístěnými nad sebou a ve střední části vyztuženými. Na funkčním modelu jsme uskutečnili pevnostní tenzometrické měření za provozních podmínek. Abychom získali představu o rozložení napjatosti na rámu, a tím mohli volit vhodná místa k měření, provedli jsme v rámci příprav na měření zjednodušený výpočet rámu. Již tento výpočet ukázal, že rám je poddimenzovaný, a tenzometrické měření to plně potvrdilo. Z výsledků bylo zřejmé, že je potřeba koncepci rámu pozměnit. Při všech dalších pracích se úspěšně rozvinula aktivní spolupráce výrobního podniku s OZV. Nejprve proběhla optimalizace koncepce rámu včetně návrhu dimenzování základních nosníků. Byl respektován požadavek pevnosti, minimální hmotnosti, materiálové dostupnosti, technologické výhodnosti a možnosti snadného konstrukčního připojení ostatních uzlů stroje. Využití výpočetní techniky a moderních výpočetních metod umožnilo posuzovat jednotlivé varianty ještě v ideovém návrhu. Potom stačilo konstrukčně dořešit pouze nejvhodnější alternativu. Ta byla vyrobena ve dvou prototypch. Jeden z nich byl podroben pevnostnímu tenzometrickému měření, které ověřilo dostatečnost jeho dimenzování vůči extrémnímu zatížení. Z časových průběhů naměřených veličin byla analyzována dílčí spektra provozního zatížení a z nich byla sestavena souhrnná spektra provozního zatížení na celou dobu životnosti stroje. Na základě souhrnných spekter byla vypracována metodika zrychlené zkoušky životnosti rámu na kruhové dráze OZV a na elektrohydraulickém zatěžovacím zařízení Inova. V průběhu těchto zkoušek bylo především detailně dořešeno konstrukční provedení spojů jednotlivých nosníků rámu.

PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU

Rámy zemědělských strojů jsou v převážné míře řešeny jako příhradové konstrukce. Většinou jsou prostorové, vícekrát staticky neurčité, tvořené různými profily. Již výpočet jednoduchých konstrukcí klasickým postupem je značně obtížný, u složitějších konstrukcí je takřka nemožný. Rozsáhlejší prutové konstrukce se v praxi začaly běžně počítat až s rozvojem výpočetní techniky. V OZV byl začátkem 80. let tento trend zachycen odladěním programu PEVNOST. Použitý algoritmus

2. Schéma první alternativy rámu předpokládané při optimalizaci jeho řešení, počítané programem PEVNOST (A-A — příčný průřez střední části rámu, 1, 2, 3, 4 — nejnamáhanější místa na vzpěrách a obou nosnících) — The diagram of the first alternative of the frame at its optimal solution, computed by the PEVNOST programme (A-A — cross section of the medium frame part, 1, 2, 3, 4 — points on struts and both beams, exposed to the highest stress



(Horák a Konečná, 1979) představuje ve své nejzákladnější podstatě aplikaci jednorozměrné metody konečných prvků. Strukturu programu a jeho možnosti podrobně popsali Šnobl (1982) a Roneš (1982, 1983).

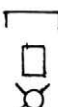
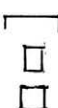
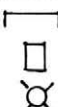
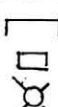
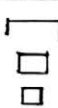
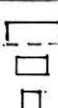
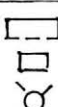
Původní rám přesného secího stroje SE4-042 byl i přes svou značnou jednoduchost nahrazen prostorovou prutovou soustavou o 69 uzlech a 83 prutech (obr. 2). Zvláštní výpočet se dělal pro transportní polohu a zvláštní pro polohu souvraťovou. Geometrie rámu byla sice shodná, ale měnily se okrajové úlohy, které postihují zavěšení a podepření stroje. Zatížení spojitě rozloženými silami a spojitě rozloženými setrvačnými silami ve vodorovném i svislém směru bylo diskretizováno zavedením 37 osamělých sil a 18 momentů do příslušných uzlů. Obdobně jako rám byl počítán i rychlozávěs stroje.

Při volbě konkrétních hodnot a rozložení zátěžných sil se vycházelo ze svislých tíhových sil. Při přejezdu nerovností je stroj namáhán setrvačnými silami. Svislé tíhové síly byly proto pro transportní polohu násobeny dynamickým součinitelem $k_d = 2,5$, pro souvraťovou polohu dynamickým součinitelem $k_d = 2,0$ a navíc k nim byl pro obě polohy přičítán ve vodorovném příčném směru $0,75$ násobek tíhových sil. Podélné setrvačné síly (působící ve směru podélné osy nosníků) byly s ohledem na geometrii rámu zanedbány. Hodnota dynamického součinitele $k_d = 2,5$ v transportní poloze je poměrně nízká, což je v souladu s geometrickou vazbou mezi nápravami a místy maximálních silových účinků a s hodnotami maximálních dovolených přepravních rychlostí, které jsou z důvodu značných rozměrů stroje poměrně nízké (10 až $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$). Pro souvraťovou polohu byla zvolena hodnota dynamického součinitele pouze $k_d = 2,0$, protože se jedná jen o manipulační polohu, při které se stroj pohybuje malou rychlostí na měkkém podkladě. Výsledky výpočtu ukázaly, že funkční model nebyl dostatečně dimenzován. Výpočtené hodnoty se s naměřenými dobře shodovaly.

OPTIMALIZACE CELKOVÉ KONSTRUKCE RÁMU

Po vyhodnocení tenzometrického měření první varianty rámu (Veselý, 1987) jsme přistoupili k hledání konečného provedení za pomoci výpočetní techniky. Vedle méně rozsáhlých výpočtů rychlozávěsu, nápravy, znamenáků a rozložení hmotnosti bylo programem PEVNOST postupně propočítáno celkem devět nových alternativ řešení rámu. Jednotlivé alternativy, charakterizované schematickým znázorněním příčného řezu rámu v jeho přední části (obr. 2), jsou uvedeny v tab. I. Za pev-

I. Nejnižší vypočtené bezpečnosti pro různé návrhy řešení rámu při namáhání v transportní poloze. U páteřového rámu jsou v závorce uvedeny hodnoty i pro souvratovou polohu — The lowest calculated safety levels for various proposals in solving the frame during stress in transport position. For the spine frame, the values for the wing-over position are stated in brackets

Řešení rámu — řez A—A podle obr. 2		Nejnižší bezpečnosti		
		vzpěra $\sigma_{kt} = 490 \text{ MPa}$	horní nosník $\sigma_{kt} = 353 \text{ MPa}$	spodní nosník $\sigma_{kt} = 353 \text{ MPa}$
 170 × 50 → 70 × 50 nepriz. 70 × 90 × 6		0,88	1,06	0,92
 170 × 50 → 70 × 50 70 × 90 × 6 80 × 80 × 6		1,04	1,33	1,06
 170 × 70 → 70 × 70 70 × 90 × 6		0,99	1,09	0,97
 170 × 70 → 70 × 70 (horní 1/4 uzavřená) 70 × 90 × 6		0,95	1,11	1,02
 170 × 70 → 70 × 70 90 × 70 × 6		0,96	1,13	0,83
 170 × 70 → 70 × 70 90 × 70 × 6 80 × 80 × 6		1,00	1,40	1,10
 170 × 70 → 90 × 70 (horní 3/4 uzavřená) 90 × 70 × 6 80 × 80 × 6		1,28	1,48	1,18
 170 × 70 → 90 × 70 (horní 3/4 uzavřená) 90 × 70 × 6		1,24	1,21	1,08
 125 × 60		1,42	hlavní páteřový nosník	
 25 × 125 × 6		(4,14)	1,24 (1,76)	

nostně vyhovující bylo možné považovat až poslední variantu, při které je rám tvořen pouze jedním páteřovým nosníkem (čtyřhranná trubka 125 × 125 × 6 z materiálu 11523) vyztuženým ve svislé rovině dvěma šikmými prizmatickými U-vzpěrami, ohýbanými z plechu KODUR E 490. Nižší vypočtené bezpečnosti byly připuštěny s ohledem na volbu extrémního zatížení a na způsob schematizace rámu pro výpočet, který posouvá výsledky na stranu vyšší bezpečnosti. Poslední alternativa rámu byla dále konstrukčně propracována a prakticky realizována výrobou dvou prototypů. Nový rám měl nejen vyšší pevnost, ale navíc byl přibližně o 60 kg lehčí, technologicky méně náročný a těžiště v pracovní poloze se posunulo více než o 200 mm blíže k zadní ose traktoru.

ZKOUŠKA STROJE SE4-042 NA KRUHOVÉ PŘEKÁŽKOVÉ DRÁZE

V další etapě pevnostního řešení rámu přesného secího stroje jsme uskutečnili zrychlené zkoušky ověřující únavovou odolnost rámu.

V odboru základního výzkumu AkVÚZS se od roku 1975 dělají zrychlené zkoušky celých strojů na kruhové překážkové dráze. Zkoušky jsou zaměřeny především na rámy, nápravy a další části nosných konstrukcí zemědělských strojů. Program zkoušky na kruhové dráze vychází z tenzometrických měření zkoušeného stroje v provozních podmínkách. Výsledkem vyhodnocení těchto měření jsou dílčí spektra amplitud namáhání pro jednotlivé provozní režimy. Na základě rozvrhu provozního nasazení stroje se z dílčích spekter amplitud sestavují souhrnná spektra namáhání za celou požadovanou životnost stroje.

Cílem etapy přípravy zkoušek je návrh takových zkušebních podmínek, tj. výšek jednotlivých překážek kruhové dráhy, jejich počtu a vzájemného rozestavění, nájezdových úhlů, jezdových rychlostí stroje, huštění pneumatik stroje a traktoru, hmotnosti a rozložení břemene a dalších zkušebních podmínek vyplývajících z charakteru stroje a jeho provozu, aby bylo dosaženo stejných maximálních a minimálních hodnot namáhání v měřených místech jako v provozu; přitom je třeba, aby urychlení zkoušky bylo zhruba desetinásobně větší, než je životnost v provozu. Doba zkoušky se vypočítá na základě poměru poškozujících účinků souhrnných spekter provozního namáhání a spekter namáhání při zkoušce. Poškozující účinky namáhání jsou vyčíslovány podle Palmgren-Minerovy hypotézy lineární kumulace únavového poškození.

Přesný secí stroj Harmonia absolvoval zrychlenou zkoušku únavové životnosti na kruhové překážkové dráze v závěru roku 1987. Vlastní zkoušce předcházela příprava (Valouch a Burda, 1988) spočívající v měření spekter zatížení v provozu při různých režimech zatěžování, které se podílejí na únavovém poškozování částí stroje, a v ladění překážkové dráhy. Provozní namáhání byla měřena na devíti místech (na nápravě, rámu a oji) zvolených tak, aby průběhy napětí na nich zjištěné charakterizovaly zatěžování hlavních nosných částí stroje. Pro registraci měřených spekter namáhání byl použit analyzátor MTS umístěný v kabině traktoru. Tento analyzátor vyhodnocoval měřené signály metodou rain-flow a registroval je pro další zpracování v počítači TESLA TEMS 80-03 a NOVA 820. Z výsledného souboru dílčích spekter provozního namáhání byla pak na základě rozvrhu provozního nasazení stroje vypracována souhrnná spektra provozního namáhání. Důležitý rozvrh pro-

centuálního poměru zastoupení jednotlivých provozních režimů byl vypracován ve spolupráci s konstruktérem výsevních jednotek, konstruktérem stroje a s pracovníky zkušebny výrobního podniku.

Výskyt a poměr zastoupení jednotlivých provozních režimů byl odhadnut takto:

počet pracovních dnů za sezónu	15
počet pracovních dnů za životnost sedm let	105
jízda v transportní poloze po	
— asfaltové silnici	10 km za den
— polní cestě	5 km za den
— poli	1,5 km za den
jízda v souvraťové poloze po poli	2,5 km za den
setí za lepších podmínek	80 %
setí za horších podmínek	20 %
počet změn poloh (transportní — souvraťová — transportní) za životnost	130

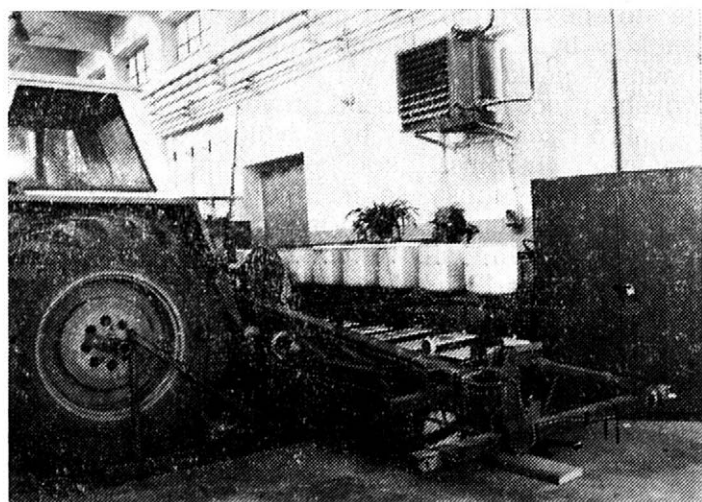
Souhrnná spektra provozního namáhání byla ze souboru spekter dílčích a zastoupení uvedených provozních režimů sestavena postupem, který podrobně popsal Procházková (1980). Na základě souhrnných spekter byla sestavena soustava překážek kruhové dráhy, určena rychlost jízdy a ostatní podmínky zkušebního zatěžování.

Na kruhové dráze se zkoušely tři způsoby zatěžování konstrukce stroje, a to zatěžování v poloze transportní (stroj zavěšený závěsem na traktoru a pojíždějící po zadních transportních kolech) (obr. 1), zatěžování v poloze souvraťové (stroj nesený traktorem v poloze obdobné poloze pracovní, ale nadzvednutý) a zatěžování při převěšování z polohy transportní do polohy souvraťové a naopak. Celkem stroj absolvoval v průběhu zkoušky 79 hodin jízdy v poloze transportní, 40 hodin v poloze souvraťové a 220 cyklů zvednutí a spuštění na kola a podpěru, kterými bylo vyvozeno namáhání rámu jako při uvedeném převěšování. Podle přepočtu poškozujících účinků souhrnných spekter provozního namáhání a namáhání při zkoušce byla zkouškou vyčerpána požadovaná životnost stroje v průměru asi z 200 %. Je potřeba zdůraznit, že ve zkoušce se na únavově namáhaných částech koncepční nedostatky stroje neprojevily, což je důkazem správně zvolené koncepce rámu vycházející z výstižného výpočtu. Nicméně bylo v průběhu zkoušky zaznamenáno celkem 21 poruch různé závažnosti, jejichž příčiny je pro sériovou výrobu stroje nutné odstranit. K nejzávažnějším poruchám patřily únavové trhliny, které se projevily celkem na deseti místech stroje. S jedinou výjimkou (lom čepu vahadla jedné z výsevních jednotek) šlo o poruchy svarů, popřípadě o praskliny stěn profilu s počátkem v místě vrubového účinku svaru. Vrubový účinek svarů bývá konstruktéry často podceňován a zejména v místech, kde navíc dojde k jeho kombinaci například s koncentrací napětí v důsledku nevhodného tvarování součástí, je vznik únavových prasklin a jejich rychlého rozvoje velmi pravděpodobný. Příčiny všech poruch, které se v průběhu zkoušky vyskytly, byly podrobně prostudovány a projednány s konstruktéry stroje a společně s konstruktéry byly navrženy i možnosti takových úprav, aby se dosáhlo požadované životnosti. Při návrzích úprav je samozřejmě vždy respektován požadavek technologičnosti a materiálových zvyklostí výrobce.

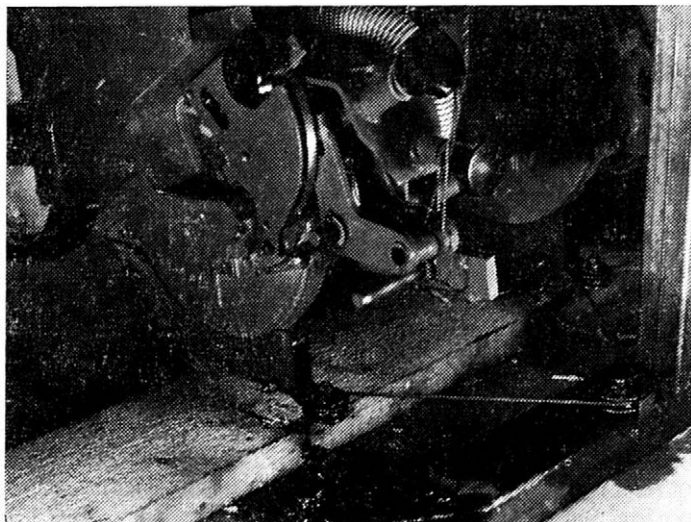
ZKOUŠKA ŽIVOTNOSTI NA ELEKTROHYDRAULICKÉM ZATĚŽOVACÍM ZAŘÍZENÍ

Zkouška na kruhové dráze nevyčerpala plně životnost některých částí rámu namáhaných především pracovním procesem. Zatímco při jízdě v transportní nebo souvraťové poloze převažuje působení tíhových a setrvačných sil, v pracovním režimu se projevují především zatížení způsobená pracovním odporem secích jednotek a reakcemi v místě styku stroje s půdou. Proměnnost zatížení podmiňující únavový proces je v tomto režimu způsobena nerovnostmi terénu v příčném i podélném směru. Namáhány jsou zejména detaily návěsné části rámu a detaily propojení opěrných kol i výsevních jednotek s návěsným rámem. V porovnání s jízdou v souvraťové poloze, která byla simulována na kruhové dráze, mají vektory zatížení pracovního režimu převážně opačný smysl. Proto bylo žádoucí doplnit zkoušku na kruhové dráze laboratorní zkouškou na elektrohydraulickém zatěžovacím zařízení. Důležitou podmínkou zkoušky je dostatečný urychlený zisk výsledků při respektování charakteru provozního zatěžování, přičemž výsledkem zkoušky bylo ověření únavové odolnosti konstrukce, nalezení kritických průřezů či spojů a stanovení životnosti poruchových míst porovnáním poškozujících účinků laboratorní zkoušky s poškozujícími účinky provozu za požadovanou dobu života.

Při zkoušce byl secí stroj navěšen na traktor Z 12045 a spuštěn do pracovní polohy na opěrná kola. Pohled na soupravu v pracovní poloze je na obr. 3. Pracovní zatížení bylo vyvozováno servoválcem elektrohydraulického zařízení. Tento servoválec byl namontován místo horního závěsného táhla traktoru (třetí bod). Smyslem a hodnotou poškozujících účinků byla tato síla ekvivalentem reakce, která vzniká ve třetím bodě závěsu při režimu setí, a to buď přejezdem nerovností terénu, nebo v důsledku proměnného pracovního odporu secích jednotek či z jiných příčin. Jednotlivé výsevní jednotky byly zavěšeny na pomocnou konstrukci za čep táhla koncového kypřicího kola (obr. 4). Závěs zachycoval svislou složku zátěže působící na výsevní jednotku a umožňoval vodorovný pohyb jednotky bez tření o podložku. Vodorovná složka



3. Souprava v pracovní poloze na elektrohydraulickém zařízení INOVA — The set in working position on the INOVA electrohydraulic equipment



4. Zatížení výsevních jednotek pružinami pomocí lanovodu a jejich zavěšení na pomocnou konstrukci — The design loading of sowing units by springs with the help of trolley rope and their suspension on the accessory construction

reakce půdy na výsevní jednotky byla simulována tahem pružiny za výsevní botky pomocí lanovodu. Obr. 4 ukazuje jeho uspořádání tvořené systémem kladek připevněných na jednotlivé výsevní botky a na pomocnou konstrukci mezi jednotlivými botkami. Tento systém zajišťoval rovnoměrné rozdělení zátěže jednotek s malými výrobními a prostorovými požadavky. Při zatěžování stroje hydraulickým válcem v třetím závěsném bodu docházelo k vodorovnému posunu jednotek, a tím ke stlačování pružin s nastavitelným předpětím. Volbou tuhosti a předpětí pružin lanovodu byla zajištěna požadovaná amplituda vodorovné složky zátěžné síly působící na výsevní jednotku, na mechanismus jejího připojení k rámu a také na ověřovaný nosný rám.

Nastavení režimu zkoušky vycházelo z výsledků tenzometrických měření spekter namáhání v provozních podmínkách. Soubor měření obsahoval jednak spektra získaná při setí za lepších podmínek, jednak spektrum odpovídající práci za ztížených podmínek. Pro kontrolu zatěžování byla vzata zatížení v místě 4 na obr. 2, to je v místě, ve kterém je stojánek třetího bodu připojen na hlavní nosník rámu. Ze souhrnných spekter byla podle Palmgren-Minerovy hypotézy vypočtena kumulativní hodnota poškozujícího účinku, kterou byla kvantifikována intenzita únavového procesu, způsobená provozem.

Pro řízení zkoušky byla zvolena tzv. Locatiho metoda zjišťování meze únavy či životnosti zkouškou jednoho vzorku. Během zkoušky byl stroj zatěžován cyklicky se měnící silou pulsačního charakteru, zaváděnou v místě horního závěsu. Vlastní cyklus byl tvořen namodulováním sinusového průběhu síly o počáteční amplitudě $F_a = 5,25$ kN na statické předpětí $F_s = 13,5$ kN. Amplituda síly se stupňovitě zvyšovala po 50 000 cyklech o $\Delta F_a = 0,75$ kN. Při stanovení amplitudy zátěžných sil se vycházelo z předpokladu, že životnost v kontrolovaném místě bude vyčerpána po absolvování šestého až sedmého zatěžovacího stupně. Pro stanovení poškozujícího účinku laboratorního zatěžování i provozních spekter byla použita stejná hypotéza, přičemž závislost mezi napětím ve sledovaném místě 4 (obr. 2) a silou zatěžovacího válce byla zjištěna cejchováním na začátku zkoušky.

V průběhu zatěžování prokázal zkoušený stroj značnou odolnost vůči únavě. Porucha se neprojevila ani na sedmém stupni, kdy maxima napětí dosáhla hodnot srovnatelných s maximy dosahovanými náhodně v provozu. Abychom tato maxima napětí nepřekročili, pokračovala zkouška dalším opakováním sedmého stupně až do poruchy, kterou byla trhlina na stěně hlavního nosníku poblíž kontrolovaného místa 4.

Pokud bychom brali v úvahu pouze setí za obtížných podmínek, vychází čerpání životnosti v místě poruchy 216,6 % životnosti požadované. Při reálnějším přístupu, kdy se předpokládá poměrné zastoupení lehčích (80 %) a obtížných (20 %) provozních podmínek, vychází životnost rámu do poruchy 667,9 % požadované životnosti. Na opěrných kolech a jejich uchycení k hlavnímu nosníku nebyla porucha zjištěna. To platí také o uchycení výsevních jednotek. S ohledem na vysokou míru zjištěné životnosti lze předpokládat nízkou poruchovost těchto uzlů v režimu setí i přesto, že laboratorní poloha stroje, tj. ideálně rovinné podložení, které zanedbává vliv příčných nerovností terénu, mohla ovlivnit výsledek. Z průběhu a výsledku laboratorní zkoušky, ve které bylo popsáním způsobem simulováno zatížení v pracovním režimu, lze usoudit, že navržený rám stroje i jeho důležité detaily prokázaly dostatečnou míru únavové odolnosti.

ZÁVĚR

Uvedený způsob řešení vývojové etapy rámu secího stroje se ukázal jako velmi účinný. Pevnostní výpočty na číslicovém počítači umožnily rychlou orientaci v posuzování variant řešení. Důkazem je skutečnost, že nově navržené řešení základního rámu je technologicky výhodnější a při zajištění požadované pevnosti o 60 kg, tj. o 22,5 % lehčí, než byla původní hmotnost. Dalším důležitým přínosem je posun těžiště stroje blíže k traktoru, což snižuje namáhání od setrvačných sil při výhodnějším rozložení hmot soupravy. Zrychlené zkoušky na kruhové překážkové dráze a na laboratorním elektrohydraulickém zatěžovacím zařízení umožnily rychlou a účinnou prověrku životnosti zařízení a ve spolupráci s konstruktéry výrobního závodu řešení úprav poruchových míst ať již konstrukčními, nebo technologickými úpravami.

Použité komplexní řešení vývojové etapy v maximální míře zajistilo podmínky pro dosažení požadované životnosti a nízké poruchovosti řešené části přesného secího stroje. Proti původnímu návrhu rámu byly sníženy výrobní náklady a neméně významným přínosem je i skutečnost, že popsaná vývojová etapa byla vyřešena v průběhu jednoho roku.

Literatura

- HORÁK, M. — KONEČNÁ, I.: Výpočet vnitřních sil a deformací prutových staticky neurčitých konstrukcí. In: Sbor. ČSVTS, Praha 1979, č. 66.
PROCHÁZKA, J.: Metodika zkoušek únavové pevnosti celých konstrukcí zemědělských strojů na kruhové dráze. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1980.
RONEŠ, J.: Použití programu PEVNOST při výpočtech vnitřních sil a deformací u prutových staticky neurčitých konstrukcí. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.
RONEŠ, J.: Pevnostní výpočty rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači NOVA 820. Zeměd. Techn., 29, 1983, s. 691-698.

SOUČEK, Z.: Soustava opatření a metod k optimálnímu pevnostnímu a energetickému řešení zemědělských strojů. [MPZ-83.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1983.

ŠNOBL, B.: Program pro výpočet vnitřních silových účinků a napětí u staticky neurčitých prutových konstrukcí. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.

VESELÝ, M.: Tenzometrické měření a pevnostní výpočty přesného secího stroje SE4-042. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1987.

VALOUCH, L. — BURDA, M.: Zkouška únavové životnosti přesného secího stroje SE4-042 na kruhové překážkové dráze a na elektrohydraulickém zařízení INOVA. [Závěrečná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1988.

Došlo dne 29. 6. 1989

ВЕСЕЛЫ, М. — БУРДА, М. — ВАЛОУХ, Л. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): **Комплексный метод прочностного решения рам сельскохозяйственных машин и его применение в точной сеялке СЕ4-042.** Земѣд. Техн., 35, 1989 (11) : 691-700.

Комплексный подход при прочностном решении рамы точной сеялки СЕ4-042 в Агрозет, в НИИ-концерне сельскохозяйственных машин, последует за тензометрическим измерением проведенным на первом варианте функциональной модели, разработанной и произведенной в Агрозете, предприятии-концерне Роуднице над Лабем. Описывают ход при разработке новой модификации рамы и при прочностном расчете на цифровой ЭВМ. Статья далее касается фазой испытания усталостных свойств ускоренными аттестациями. Дело касается проверки транспортных и поворотных режимов на круговом стенде с препятствиями и рабочего режима (посев) на лабораторном электрогидравлическом загрузочном устройстве.

расчет прочности на цифровой ЭВМ; проверка усталостной устойчивости; рама сеялки

VESELÝ, M. — BURDA, M. — VALOUCH, L. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Complex Method for Solving the Holding Capacity of the Frames of Agricultural Machines and its Application to the Precision Drill SE4-042.* Zemѣd. Techn., 35, 1989 (11) : 691-700.

The complex method for solving the holding capacity of precision drill SE4-042 in Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machinery, is connected to the tensometric measuring carried out on the first variant of the function model proposed and produced in Agrozet, regional enterprise Roudnice nad Labem. Described is the proposal for the construction of new frame and its holding capacity on digital computer. Next, the control of fatigue properties, carried out through increased velocity tests, i.e. the control of transport and wingover regimes on a circular obstacle track and the regime of sowing on a laboratory electrohydraulic loading equipment are dealt with.

calculation of holding capacity on a digital computer; control of fatigue resistance; drill frame

Adresa autorů:

Ing. Milan Veselý, ing. Miroslav Burda, ing. Luboš Valouch, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha-Chodov

MĚŘENÍ KROUTICÍCH MOMENTŮ S VYUŽITÍM BEZKONTAKTNÍHO PŘENOSU MĚŘENÉ VELIČINY

J. Šimána

ŠIMÁNA, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Měření krouticích momentů s využitím bezkontaktního přenosu měřené veličiny*. Zeměd. Techn., 35, 1989 (11) : 701-704.

V příspěvku je stručně popsán princip měření krouticích momentů na zemědělských strojích s použitím bezkontaktního přenosu měřené veličiny. Nejdůležitější částí bezkontaktního torzního dynamometru je převodník odpor — frekvence ve formě hybridního integrovaného obvodu. Signál, tj. měřenosná veličina (změna napětí z diagonály tenzometrického můstku), je převeden na změnu frekvence, která je následně zpracována pomocí převodníku frekvence—napětí ve vyhodnocovací jednotce.

krouticí moment; bezkontaktní torzní dynamometr; převodník odpor—frekvence; převodník frekvence—napětí

Měřicí technika určená ke komplexnímu měření a sledování mechanických veličin na zemědělských strojích je v Agrozet, k. VÚZS instalována do terénních pojízdných laboratoří a tvoří nejdůležitější článek měřicí techniky odboru základního výzkumu.

Měřicí řetězec pojízdných laboratoří je vybudován na základě digitálního radiotelemetrického PCM systému. Tento řetězec je postupně doplňován o vlastní navržená a zhotovená zařízení, čímž se vytváří měřicí řetězec vyhovující speciální metodice použité pro měření na zemědělských strojích.

Do komplexního sledování a hodnocení vlastností zemědělských strojů spadá i zjišťování krouticích momentů na rotujících dílech zkoušených strojů. Měřené veličiny (krouticí momenty) se přenášejí kontaktními torzními dynamometry. Kroužkové převaděče zabudované v torzním dynamometru, určené k tomuto účelu, jsou v principu tvořeny čtyřmi stříbrnými kroužky a osmi stříbrografitovými kartáčky. Použitím kontaktního přenosu veličin při vyšších otáčkách, popřípadě v pracovním režimu se zvýšenými vibracemi, vznikají rušivé vlivy (např. odsakování kartáčků), které měřený signál do značné míry znehodnotí, popřípadě měření znemožní.

Zavedení metody bezkontaktního přenosu je tedy nezbytným doplňkem současných prostředků měřicí techniky využívané v odboru základního výzkumu k. VÚZS.

BEZKONTAKTNÍ TORZNÍ DYNAMOMETR

Po rozboru problematiky bezkontaktního přenosu veličin z rotujících dílů bylo upuštěno od přenosu pomocí klasických součástí s ohledem na některé jejich nedostatky (velký objem, hmotnost, horší sta-

bilita a spolehlivost). Řešení je založeno na využití nově vyvíjených hybridních integrovaných obvodů v k. p. Tesla, které byly zvoleny jako základní nejdůležitější prvek nově navržené koncepce.

Použití těchto speciálních hybridních obvodů umožňuje dva způsoby řešení dynamometru:

- způsob využívající induktivní napájení vysílacího převodníku,
- způsob využívající bateriové napájení.

U bezkontaktního dynamometru je aktivní člen tvořen torzní tyčí (rotor dynamometru), která se vkládá mezi vývodový hřídel traktoru a kloubový hřídel. Na torzní tyči je umístěn úplný tenzometrický můstek, který je složen ze čtyř aktivních tenzometrů nalepených pod úhlem 45° k ose tyče. Torzní tyčí přenášený krouticí moment M_k je úměrný deformaci tyče a ta pak změně odporu tenzometrů, které odpovídá i změna elektrického napětí na výstupu tenzometrického můstku. Převodníkem R/f je napětí z můstku transformovaného na změnu kmitočtu. Přenos signálu, tj. měronosné veličiny, z rotující části na pevnou část dynamometru — stator se děje kapacitní vazbou mezi vysílací rotující plochou a plochou přijímač, upevněnou na pevné části dynamometru a spojenou se vstupem vysokoimpedančního přijímacího zesilovače. Přijímací zesilovač je kabelově spojen s elektronickou aparaturou fungující v principu jako převodník kmitočtu na napětí (f/U). Na výstupu aparatury je tedy napětí přímo úměrné měřené veličině vhodné pro analogový zápis či pro spojení s PCM měřicím systémem pojízdných měřicích laboratoří.

U dynamometru s induktivním napájením je napájení přijímacího zesilovače a budiče elektromagnetického pole zajištěno kabelovým spojením s elektronickou aparaturou. Budičem elektromagnetického pole je indukčně napájena elektronika na rotujícím dílu dynamometru. Budič pracuje jako jednotranzistorový harmonický oscilátor, jehož vyzařovací indukčnost na upraveném kruhovém feritovém jádře kmitá na frekvenci zhruba 400 kHz. Na rotujícím dílu je umístěna vzduchová cívka, do které se indukuje vysokofrekvenční energie z oscilátoru. Ta je dále usměrněna a filtrována usměrňovačem spojeným s hybridním stabilizátorem a napájí převodník R/f , který napájí tenzometrický můstek $4 \times 120 \Omega$.

Varianta s bateriovým napájením je shodná s předcházejícím řešením, je však jednodušší, neboť ve statoru dynamometru je vypuštěn elektromagnetický budič pole a na rotoru jsou místo přijímací vzduchové cívky s usměrňovačem umístěny baterie, např. destičkové, typ 51D. Toto řešení je vhodné především pro krátkodobé úseky měření (do 30 minut).

Při měření a registraci krouticích momentů je třeba znát také otáčky dynamometru. K tomuto účelu je do statoru dynamometru vřazen tranzistorový snímač otáček, který po průchodu clonky umístěné na rotoru dynamometru generuje na svém výstupu obdélníkové pulsy odpovídající počtu otáček. Amplituda výstupních pulsů je nastavena na 1 V a je kabelově přivedena do vyhodnocovací jednotky.

VYHODNOCOvací JEDNOTKA PRO BEZKONTAKTNÍ TORZNÍ DYNAMOMETR

Aparatura je ve formě jednotlivých zásuvných karet zabudována do stavebnicové přístrojové skříňky WK 12702.

Osazení elektronické aparatury jednotlivými deskami:

- převodník f/U pro indukčně nebo bateriově napájený torzní bezkontaktní dynamometr,
- kontrolní jednotka,
- střídač $+12\text{ V}$ (24 V) $\pm 15\text{ V}$, 100 mA ,
- síťový zdroj 220 V .

Technické údaje:

- na vstup je možné připojit bezkontaktní torzní dynamometr s oběma způsoby napájení,
- napěťový výstup $\pm 1\text{ V}$,
- frekvenční výstup $5 \div 11\text{ kHz}$,
- výstup otáček — impulsy 1 V (maximálně 3000 ot. min^{-1}),
- napájení síťové nebo z externí autobaterie 12 V (24 V).

PŘEVODNÍK FREKVENCE — NAPĚTÍ

Převodník nosné frekvence na napětí je realizován kaskádním spojením tří základních bloků: pásmové propusti, vlastního převodníku f/U a dolní propusti.

Napěťový výstup převodníku analogovým signálem má jmenovitý rozsah $\pm 1\text{ V}$ (až $\pm 2\text{ V}$ při 100% přetížení). Dále je třeba upozornit na možnost přímého záznamu frekvenčně modulovaného signálu ($5 - 11\text{ kHz}$) z výstupu přijímacího zesilovače přímo na měřicí magnetofon a teprve jeho pozdější zpracování. Dalším výstupem je pulsní signál o amplitudě pulsu 1 V . Počet pulsů odpovídá počtu otáček dynamometru. Převodník f/U dále umožňuje připojit oscilografickou smyčku pro přímý grafický záznam přes proudový výstup $\pm 1\text{ mA}$.

KONTROLNÍ JEDNOTKA

Tato zásuvná karta umožňuje vizuálně sledovat probíhající měření pomocí panelového ručkového měřicího přístroje. Karta obsahuje také zdroj přesného napětí 1 V pro kalibraci. Otočným přepínačem lze nastavit na jednotce tyto funkce:

- nula,
- kalibrace 1 V ,
- měření,
- kontrola napájecího napětí $+15\text{ V}$,
- kontrola napájecího napětí -15 V .

STŘÍDAČ $+12\text{ V}/\pm 15\text{ V}$

Tato zásuvná elektronická karta slouží k napájení elektronické aparatury a torzního bezkontaktního dynamometru z externí autobaterie o napětí 12 nebo 24 V . Tento střídač pracuje na principu jednočinného blokujícího měniče.

USMĚRŇOVAČ SÍŤOVÉHO NAPĚTÍ

Kromě klasického usměrňovače je na této kartě umístěn elektronický přepínač napětí autobaterie 12 nebo 24 V . Při zapojení jednotky na

napětí 24 V se přepne elektronické relé a napětí je stabilizováno obvodem MA 7812 na 12 V, tj. na napětí vhodné pro vstup používaného střídače.

ZÁVĚR

Laboratorní zkoušky a ověřování základních vlastností bezkontaktního torzního dynamometru za provozu v polních podmínkách prokázalo, že jde o měřicí zařízení, které svými vlastnostmi rozšíří možnosti měřit krouticí momenty při vysokých otáčkách a při působení značných vibrací. Uvedenými zkouškami byly zjištěny tyto parametry bezkontaktního dynamometru:

— citlivost	5 %	— měřicí rozsah	1835 Nm
— linearita	0,5 %	— přetížitelnost	±100 %
— přesnost	0,5 %	— maximální otáčky	3000 ot. min ⁻¹
— hystereze	0,5 %		

Zkoušky potvrdily, že výsledek řešení jak z hlediska konstrukčních parametrů, tak i z hlediska přesnosti splňuje požadavky kladené na tato zařízení.

Došlo dne 29. 6. 1989

ШИМАНА, Я. (Агрозет — научно-исследовательский институт-концерн сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Измерение крутящего момента при использовании безконтактного переноса измеряемой величины. *Zeměd. Techn.*, 35, 1989 (11) : 701-704.

В статье кратко описан принцип измерения крутящих моментов сельскохозяйственных машин при использовании безконтактного переноса измеряемой величины. Важнейшей частью безконтактного крутильного динамометра преобразователь сопротивление-частота в форме гибридно интегрированной цепи. Сигнал, т. е. величина измерения (изменение из диагонали тензометрического моста), переведен на изменения частоты, которая затем последовательно обрабатывается при помощи преобразователя сопротивление-частота в оценочной единице.

крутящий момент; безконтактный крутильный динамометр; преобразователь сопротивление-частота

ŠIMÁNA, J. (Agrozet — Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Measuring of Torsional Moments with the Use of Contactless Transfer of the Measured Quantity*. *Zeměd. Techn.*, 35, 1989 (11) : 701-704.

The principle of measuring torsional moments in agricultural machines with the use of contactless transfer of the measured quantity is described briefly. The most important part of the contactless torsional dynamometer is the resistance-frequency convertor in the form of a hybrid integrated circuit. The signal, i. e. the measured quantity (the change of voltage from the diagonal to the tensometric bridge) is transferred at a change of frequency which is subsequently processed with the help of the frequency-voltage convertor in the evaluating unit.

torsional moment; contactless torsional dynamometer; resistance-frequency convertor; frequency-resistance convertor

Adresa autora:

Ing. Jan Šimána, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha-Chodov

INHALT

Vraný Z.: Energieaufwand der Rotationsmaschinen zur Bodenbearbeitung	651
Trnka L.: Energetische Analyse des Meissellockerers mit passiven Arbeitsorganen und des Rotationslockerers	670
Bláha J.: Mehrfaktorielle Laborsimulation der betrieblichen Belastung der Landmaschinen	682
Kupr J.: Energieaufwand der Adapteure der Mähdrescher	690
Veselý M., Burda M., Valouch L.: Komplexmethode zur Lösung der Frage der Festigkeit der Rahmen der Landmaschinen und ihre Ausnutzung bei der Einzelkornsämaschine SE4-042	(E) 700
Šimána J.: Messen der Drehmomente unter Ausnutzung der kontaktlosen Übertragung der Messgrösse	(E) 704

Rukopisy odevzdány k tisku 21. 7. 1989 — Podepsáno k tisku 18. 10. 1989

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA • Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství • Vychází měsíčně • Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková • Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541 • Vytiskl MÍR, Novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2 • © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1989

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, ACT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Gottwaldova tř. 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, administrace vývozu tisku, Kovpalkova 26, 160 00 Praha 6.