

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

5

ROČNÍK 33 (LX)

PRAHA

KVĚTEN 1987

CENA 10 Kčs

CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Rídí redakční rada: ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, CSc., prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., 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 ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

OBSAH

Sklenář A.: Řešení optimálního režimu motoru traktoru	257
Maleř J.: Energetická náročnost mechanické úpravy slámy mobilním štípačem	267
Seknička M.: Určení silových účinků hmotnostního toku objemných krmiv	277
Blahovec J., Kubát O.: Stlačování suchých zemědělských pórézních materiálů při vysokých tlacích	289
Novák L., Říman R., Tykal K.: Opatření šnekovic šnekového lisu Stork Duke	303

СОДЕЖАНИЕ

Скленарж А.: Решение оптимального режима двигателя трактора	265
Малерж Й.: Энергоемкость механической обработки соломы передвижным соломоизмельчителем	276
Секничка М.: Установление силовых действий массового потока грубых кормов	287
Благовец Й, Кубат О.: Прессование сухих сельскохозяйственных пористых материалов при высоких давлениях	301
Новак Л., Ржиман Р., Тыкал К.: Износ винтов шнека червячного пресса Шторк Дюке	318

CONTENTS

Sklenář A.: Solution to the Optimum Regime of a Tractor Engine	265
Maleř J.: Energy Demands for Mechanical Treatment of Straw by a Mobile Splitter	276
Seknička M.: Determination of Force Effects of the Weight Flow of Bulk Feeds	288
Blahovec J., Kubát O.: Compression of Dry Farm Porous Materials at High Pressure	301
Novák L., Říman R., Tykal K.: The Wear of Screws of Stork Duke Screw Press	318

A. Sklenář

SKLENÁŘ, A. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Řešení optimálního režimu motoru traktoru*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 257-266.

Současná palivoenergetická situace na světovém trhu nutí výrobce všech vozidel intenzivně pracovat na zavedení systémů, které povedou k výraznému snížení spotřeby pohonných hmot. V poslední době se tímto směrem ubírá i zemědělské strojírenství, resp. výrobci traktorů a zemědělských nákladních vozidel. Spotřeba pohonných hmot je závislá na mnoha faktorech, zejména na jízdních podmínkách, na řidiči ap. Jestliže jízdní podmínky lze z hlediska spotřeby pohonných hmot těžko ovlivnit, je možné působit vhodnými pomůckami na řidiče natolik, že se dosáhne výrazných úspor. Pro efektivní provoz traktoru je za daného stavu organizační a řídicí struktury uživatelských organizací zemědělské techniky nejschůdnějším řešením navrhnout a zavést vhodné zařízení, které nenásilným způsobem ovlivní řízení vozidla.

zemědělské strojírenství; spotřeba pohonných hmot; jízdní podmínky; způsob řízení vozidla

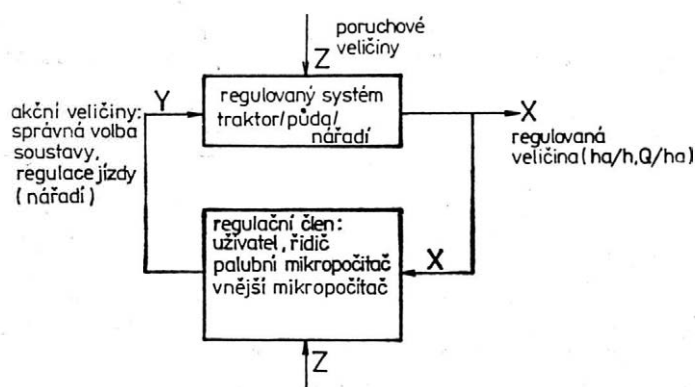
V československém zemědělství se ročně spotřebuje asi 1,3 mld. litrů motorové nafty. Převažující podíl z tohoto množství odčerpávají traktory a nákladní automobily.

Většina provozovatelů má problémy se zajištěním efektivního provozu traktorů a zemědělských strojů. Finanční dopad neefektivního provozu na provozní náklady může být značný, resp. z opačného hlediska: cena paliva nutí zemědělce více myslet na efektivní provoz, takže hospodárný režim práce systému motor — pohonné ústrojí — nářadí — půda může přinést nezanedbatelné úspory.

Hospodárnost je třeba zvyšovat využitím systémových rezerv. Stoupající komplexnost systému tahač — nářadí klade na řidičovu pozornost stále vyšší požadavky, které z hlediska optimalizace je schopen plnit jen v omezené míře. Palubové informační systémy mohou odlehčit pracovníka a zefektivnit provoz.

Zahraniční zkušenosti s použitím zařízení Ecocontrol a A.C.E.T firmy Renault, Ekonoskop firmy VDO a dalších (Greviss aj., 1983; Chancellor a Thai, 1984; Murphy a Johnson, 1984; Pang a Zoerb, 1985) dovolují odhadnout možnou úsporu paliva po zavedení podobných zařízení do našeho zemědělství na 7 až 12 %.

Soupravu tahač — zemědělský stroj (nářadí) lze považovat za regulační systém. Při řešení optimalizace řízení traktoru za účelem snížení spotřeby pohonných hmot bude zjišťován skutečný provozní bod, daný např. otáčkami motoru n a krouticím momentem M_t . Dále bude zjišťována vhodná kombinace akčních veličin (např. převodový stupeň a poloha plynového pedálu), tak aby se dosavadní provozní bod posunul do oblasti optimálního režimu daného např. efektivní spotřebou na jednotku plochy ($Q \cdot \text{ha}^{-1}$). Souřadnice tohoto provozního bodu regulačního systému jsou ovlivňovány mnoha faktory, z nichž některé mají náhodný charakter.



1. Regulační systém tahač — (nářadí) — půda
— The regulation system tractor — (implement) — soil

Výstupní veličiny regulačního systému (obr. 1)

- potřebný výkon soupravy, vyjádřený velikostí zpracované plochy vztažené na jednotku času ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$),
 - množství paliva spotřebovaného na jednotku plochy ($Q \cdot \text{ha}^{-1}$) určují funkci vyjadřující celkové náklady.
- Úkolem je minimalizovat tuto funkci podle zvoleného kritéria.

Poruchové veličiny, které ovlivňují pracovní režim soupravy a určují polohu provozního bodu:

- a) jízdní podmínky — stav, sklon, členitost povrchu, povětrnostní situace aj.;
- b) vlastní vozidlo — technické řešení, typ;
- c) technický stav vozidla — úroveň údržby;
- d) zručnost řidiče a jeho znalosti o systému;
- e) připojené nářadí — potřebný výkon (tahová síla a rychlost vozidla), resp. soulad při volbě traktoru jako zdroje energie a pracovního nářadí;
- f) technický stav a seřízení pracovního nářadí.

Z těchto základních ovlivňujících faktorů mají pouze dva (b, e) víceméně deterministický charakter, daný požadovaným technologickým zpracováním půdy a parkem techniky. Ostatní poruchové veličiny určuje jejich náhodný charakter. Soubor uvedených faktorů (obr. 2), ale i každý jednotlivý faktor, mohou výrazně ovlivnit spotřebu pohonných hmot.

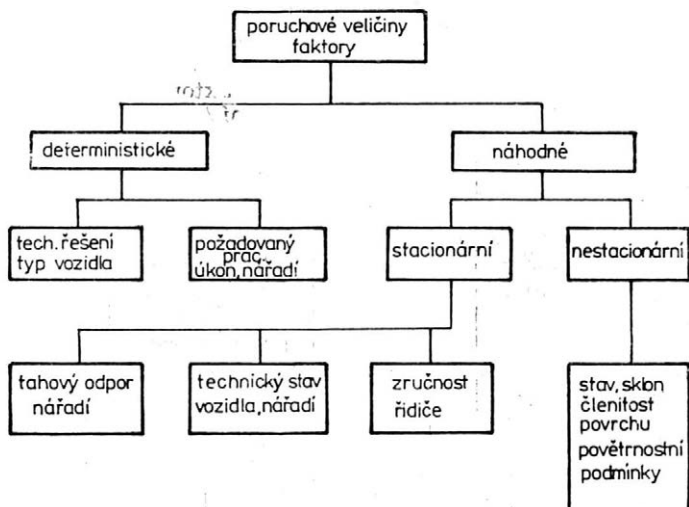
Například:

Parametr a) — v reálném provozu jsou jízdní podmínky velmi variabilní a vytvářejí rozsáhlou škálu kombinačních možností, které není možné v celém rozsahu respektovat a je třeba přijmout zjednodušující předpoklady.

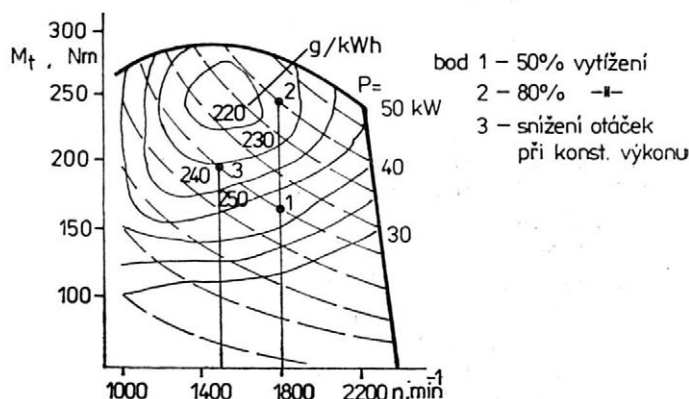
Parametr d) — mezi několika způsoby, kterými řidič může ovlivnit efektivnost soupravy, má mimořádný význam volba nastavení plynového pedálu a rychlostního stupně; opět vzniká řada kombinací, jejichž volba je v současné době v převážné míře ponechána pouze na citu a zkušenosti řidiče.

Ze zahraničních i našich zkušeností vyplývá, že mezi jednotlivými řidiči nákladních vozidel a autobusů může rozdíl ve spotřebě pohonných hmot při projetí určité tratě činit až 30 %. Tyto informace lze přenést jako apriorní zkušenost i na provoz zemědělské techniky.

2. Poruchové faktory působící na systém — The factors of failure affecting the system



3. Charakteristika motoru, závislosti spotřeby — Characteristics of the engine, relations of fuel consumption

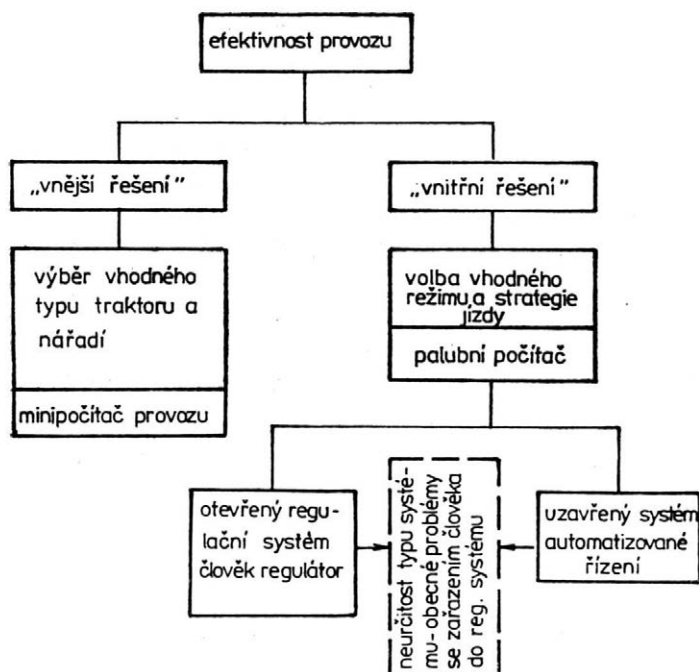


Parametr e) — dalším z faktorů ovlivňujících spotřebu je poměr odebíraného efektivního výkonu daného použitým nářadím k výkonu jmenovitému (obr. 3). V oblastech charakteristiky motoru, ve kterých křivky konstantní specifické spotřeby m_{pe} mají konkávní charakter, klesá spotřeba paliva se stoupajícím vytižením motoru. Z obr. 3 je mimo jiné možné vyčíst, že v určitých oblastech charakteristiky motoru se snižuje spotřeba při konstantním výkonu snižováním otáček.

V letech 1982 až 1984 uskutečnili na katedře zemědělského inženýrství Saskatchewanské univerzity terénní testy, které měly prokázat, že pracuje-li motor traktoru při nižších otáčkách zařazením vyššího převodového stupně, uspoří se palivo. Když výsledky byly značně odlišné, bylo zjištěno, že ušetřené palivo činí přibližně jedno procento na každých 1,5 procenta, o které se sníží otáčky motoru pod jmenovitou hodnotu. Těchto úspor je možné dosáhnout bez jakékoliv újmy na výkonu soupravy.

NAVRHOVANÉ ŘEŠENÍ

Systém efektivního provozu lze řešit pomocí elektroniky, resp. palubní mikroprocesorovou elektronikou. Základní výhodou této cesty je skutečnost, že informační signály mohou být vyhodnoceny, matematicky zpracovány a vhodným způsobem sdělovány řidiči, aniž by byl přetížen



přemírou informací. Využití této přednosti ovšem předpokládá vysoký stupeň spolehlivosti technických prostředků mikropočítačů, jejich periférií a kabeláže.

Předchozí kapitola naznačila problémy, se kterými se musí technici vypořádat při řešení efektivnosti provozu zemědělské techniky. Z diskusí se zemědělci vyplývá výrazná potřeba informace o hospodárnosti práce traktorů a nákladních automobilů. Současně se však projevují i určité obavy, zda budou řidiči navrhovaná zařízení respektovat:

- při jízdě na rychlostní stupeň, který vyžaduje menší otáčky motoru, vzniká pocit menší rychlosti jízdy, a tedy i nižšího výkonu;
- v oblasti částečného zatížení motoru bude nutné podle indikačního zařízení reagovat jak na změnu rychlostního stupně, tak i na změnu plynového pedálu; tato kombinace jistě vyvolá ze strany řidičů požadavek automatizace.

Uvedená problematika bude řešena ze dvou hledisek (obr. 4):
a) vnější — na vhodném minipočítači pro daný zemědělský stroj (nářadí) a pracovní podmínky bude vyhledán vhodný tahač;
b) vnitřní — bude řešeno optimální řízení vlastní soupravy.

Rozsáhlé provozní zkoušky a reakce zemědělců ukáží, zda bude třeba trvale usilovat o technická řešení, při nichž bude řidič regulačním článkem, nebo zda bude správnější přejít hned na další stupeň, který znamená optimalizaci zemědělské techniky pomocí uzavřených regulačních systémů. Druhá cesta ovšem předpokládá rozsáhlé změny v konstrukci zemědělských strojů. Spolu s technologickou přestavbou výroby a dostupností vhodných snímačů a silových členů budou tyto skutečnosti hrát nejdůležitější roli při rozhodování.

Účelem této práce je uvést problematiku dané úlohy a blíže se zabývat pouze částí vnitřního řešení, tedy optimalizací samotné soupra-

vy, otevřeného regulačního systému, v němž má člověk roli rozhodovací a výkonovou.

Práce bude rozdělena do dvou částí. První se zabývá řešením teoretické studie problému, druhá část bude věnována praktické aplikaci na konkrétním typu traktoru a bude uveřejněna později.

Jestliže jízdní podmínky lze z hlediska spotřeby pohonných hmot těžko ovlivnit, je možné v optimalizaci řízení vozidla (soupravy) dosáhnout velkého pokroku. U dosavadních systémů není řidič o celé problematice dostatečně informován. Z tohoto hlediska je v optimalizaci spotřeby ještě mnoho nevyužitých rezerv.

Jaké jsou tedy možnosti, které by dovolily řidiči řídit soupravu za příznivějších podmínek z hlediska spotřeby pohonných hmot? Nabízí se řešení — využívat motor v blízkosti bodu minerální specifické spotřeby. Výstupní veličinou při provozu zemědělské techniky je však spotřeba vztažená na jednotku zpracované plochy; na tuto spotřebu mají výrazný vliv skutečná rychlost vozidla a tažná síla. Bod minimální spotřeby $Q \cdot \text{ha}^{-1}$ nemusí být totožný s bodem minimální specifické spotřeby a závisí na provozních podmínkách.

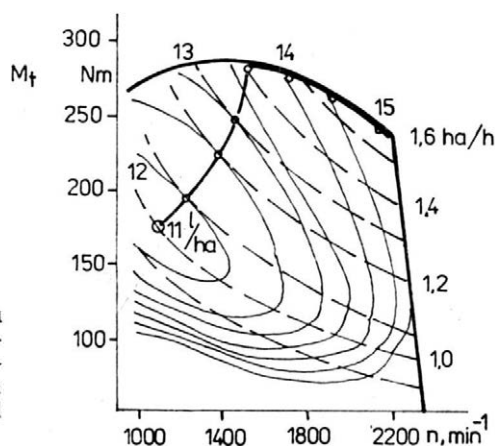
CHARAKTERISTIKA PROVOZU

Výchozí informací pro určení optimálního způsobu jízdy je úplná charakteristika motoru (obr. 3). Tento diagram již poskytuje podstatné ukazatele pro analýzu chování systému při provozu, sám však nestačí pro stanovení efektivního režimu.

Projevuje se zde výrazný rozdíl mezi provozem traktoru a nákladního automobilu, který se pohybuje po podložce, kde složka valivého odporu vozidla je v podstatě konstantní a není závislá na tažné síle. Pro traktor je nutné sestavit pole charakteristiky motoru s přihlédnutím k jednotlivým dílčím podsystémům: motor — hnací ústrojí, kolo — půda, nářadí — půda. Situace je komplikována tím, že je nutné vypracovat toto pole pro každou kombinaci zvlášť.

Při konkrétním řešení je možné přijmout např. tyto zjednodušující předpoklady:

— přepočítání bude vycházet ze dvou základních standardních podmínek charakterizujících půdu (G r e c e n k o, 1963);



5. Pole charakteristiky motoru traktoru s připojeným nářadím (podle Schimmela a Hulla, 1982) — The characteristics field of a tractor engine with attached implement (after Schimmel and Hulla, 1982)

— charakteristické pole bude sestaveno pro vybrané typy nářadí k uritému traktoru, resp. pro určité velikosti tažných sil. Zde bude možno vytyčit ohraničené provozní pole, které bude obsahovat bod minimální spotřeby $Q \cdot \text{ha}^{-1}$. Dá se předpokládat, že se některá pole budou překrývat a bude možné stanovit pro předpokládané velikosti tažných sil jedno společné pole.

Podle obr. 5 lze stanovit optimální způsob jízdy traktoru. Jsou zde zakresleny body, ve kterých se křivky konstantního plošného výkonu a křivky spotřeby $Q \cdot \text{ha}^{-1}$ dotýkají. V těchto bodech se s určitou spotřebou dosáhne maximálního plošného výkonu, resp. pro určitý plošný výkon je spotřeba minimální. Na spojnici těchto bodů je třeba hledat provozní bod optimálního způsobu jízdy podle kritériální funkce vyjadřující celkové náklady, a to podle režimu

- minimální spotřeba,
- maximální výkon při efektivní spotřebě.

V prvním případě se bude provozní bod volit podle stoupající větve, ve druhém podle větve sledující plné zatížení motoru.



6. Režim provozu traktoru — The regime of tractor operation

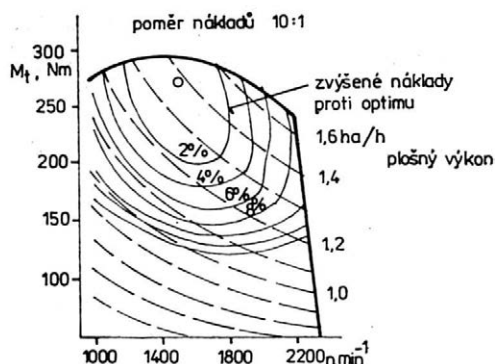
STRATEGIE PROVOZU

Základní strategie provozu jsou schematicky znázorněny na obr. 6. Možnost číselného vyjádření obou způsobů jízdy spočívá ve vyhodnocení spotřeby času v nákladech na jednotku času. Ty lze vyjádřit ve strojních nákladech, v nákladech na mzdy, ve ztrátách na výnosech, které mohou vzniknout při kritických povětrnostních podmínkách, při delší pracovní době apod. Při vysokém hodnocení času bude třeba volit časově úsporný způsob jízdy, neboť zvýšené náklady na palivo budou méně podstatné.

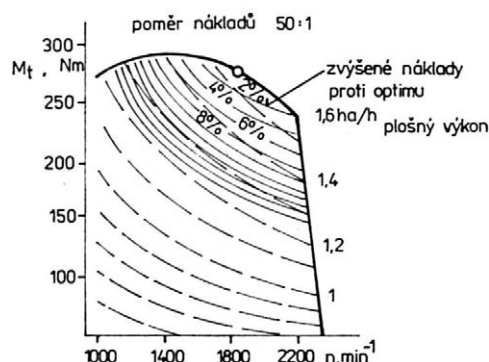
V reálném provozu nelze předpokládat, že hodnocení spotřeby času bude někdy odpovídat nule. Proto nelze uživateli nabídnout absolutní minimum spotřeby podle pole vyobrazeného na obr. 5 jako cíl palivově úsporného režimu jízdy, nýbrž vždy bude třeba brát v úvahu určitou minimální sazbu za čas.

Stanoví-li se základní poměry časových nákladů k nákladům na pohonné hmoty, lze jednoznačně určit optimální způsob jízdy vedoucí k minimu celkových nákladů na zpracovanou plochu.

7. Charakteristika motoru s křivkami konstantních celkových nákladů na jednotku plochy při způsobu jízdy na úsporu paliva (podle Schimmela a Hully, 1982) — Engine characteristics with the curves of constant total costs per unit area during a fuel-saving drive (after Schimmel and Hulla, 1982)



8. Charakteristika motoru s křivkami konstantních celkových nákladů na jednotku plochy při způsobu jízdy na úsporu času (podle Schimmela a Hully, 1982) — Engine characteristics with the curves of constant total costs per unit area during a fuel-saving drive (after Schimmel and Hulla, 1982)



Na obr. 7 je znázorněn příklad způsobu jízdy „úspora paliva“, při kterém byl zvolen poměr časových nákladů k nákladům na palivo velmi nízký — 10 : 1. I při tak nízkém hodnocení času se již optimální bod výrazně posunuje do blízkosti křivky plného zatížení.

Ukázka režimu jízdy zaměřené na úsporu času je uvedena na obr. 8. Pro tento příklad byl zvolen poměr nákladů 50 : 1. Výsledkem je optimum velmi blízké bodu nejvyššího plošného výkonu, neboť náklady na palivo jsou dalekosáhle překryty vysoce hodnocenými náklady na čas.

Vzdálenost „lasturových“ křivek je na obr. 8 menší, to znamená, že odchylka od optimálního bodu způsobí vyšší vzestup nákladů než tatáž difference v předchozím příkladu.

Na rozdíl od způsobu jízdy úsporné vzhledem ke spotřebě paliva, u kterého se především jednalo o dodržování otáček motoru, je v tomto případě důležitější dodržování točivého momentu M_t .

UPLATNĚNÍ ELEKTRONIKY

Elektronika se při řešení úlohy efektivního provozu traktoru uplatní při zpracování provozních hodnot motoru a komponent soupravy, jejich matematickém vyhodnocení a stanovení příslušného režimu jízdy a vhodným způsobem tyto informace bude sdělovat řidiči.

Bude nutné stanovit provozní bod v charakteristice motoru o souřadnicích točivého momentu M_t a o počtu motorů n .

Zatížení M , pohonné jednotky, lze nepřímým způsobem zjistit těmito způsoby:

- a) změřením teploty výfukových plynů,
- b) změřením okamžitého průtoku paliva,
- c) z polohy regulační tyče vstřikovacího čerpadla,
- d) z doby zdvihu jehly vstřikovací trysky.

Všechny uvedené způsoby vystupují ve vztahu k zatížení motoru s parametrem otáček pohonné jednotky.

Mikroprocesorová jednotka, která bude danou problematiku řešit, musí mít ve své paměti jednu z uvedených závislostí a charakteristiku motoru s vymezenými poli odpovídajícími jednotlivým strategiím. Bude nutné snímat a zpracovávat tyto veličiny:

- rychlost soupravy (otáčky výstupního hřídele převodovky),
- otáčky motoru,
- zatížení motoru,
- signály charakterizující zvolenou strategii provozu (údaje vložené do systému např. pomocí klávesnice).

ZÁVĚR

Vzhledem k napjaté situaci na světovém trhu v palivoenergetické oblasti se intenzivně pracuje na z hospodárnění provozu vozidel s cílem snížit spotřebu pohonných hmot.

Současné zemědělské traktory mají velmi vyzrálou koncepci, která tvoří základnu hospodárného provozu. Další optimalizace konstrukce by byla spojena s velmi vysokými náklady, které by vzhledem k rentabilitě zemědělských podniků nebyly únosné. Poměrně příznivá možnost dalšího vývoje se naskytá v řízení vozidla, které je vzhledem k nedostatku informací, jež má řidič k dispozici, jen nedostatečně uzpůsobeno ekonomickým potřebám.

Spotřeba paliva závisí na mnoha okolnostech, zejména jízdních podmínkách a na řidiči. Jestliže jízdní podmínky lze z hlediska spotřeby těžko ovlivnit, je možné vhodnými pomůckami ovlivnit řidiče natolik, že se dosáhne výrazných úspor.

Je nutné vytvořit informační systém, který by řidiči umožňoval zjišťovat a dodržovat optimální provozní parametry. Z diskuse se zemědělci vyplývá potřeba těchto informací.

Předkládaná studie, zaměřená na řešení efektivního provozu traktorů, dává nahlédnout do rozsahu problematiky a naznačuje cesty řešení. Ty je nutné konkrétně ověřit na skutečných systémech, což bude náplní další práce.

Literatura

- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1963.
- GREVIS-James, I. W. — VOE, D. R. de — BATCHELOR, D. G.: Microcomputer — based data acquisition for tractors. Trans. ASAE, 1983, s. 692-695.
- CHANCELLOR, W. J. — THAI, N. C.: Automatic control of tractor transmission ratio and engine speed. Trans. ASAE, 1984, s. 642-646.
- MURPHY, D. J. — JOHNSON, S. R.: Tractor overturns: a new preventative approach. Agric. Engng, 65, 1984, č. 1.

PANG, S. N. — ZOERB, G. C.: Tractor monitor based on indirect fuel measurement. Trans. ASAE, 1985, s. 994-998.

RENAULT: Firemní záznam ze zkoušek zařízení Ecocontrol.

SCHIMMEL, J. — HULLA, H.: Einsatzoptimierung von Ackerschleppern durch elektronische Fahrinformation. Grundl. Landtechn., 33, 1982, č. 1, s. 5-10.

VDO: Firemní literatura k zařízení Ekonoskop.

Došlo dne 4. 6. 1986

СКЛЕНАРЖ, А. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Решение оптимального режима двигателя трактора. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 257-266.

Современное топливно-энергетическое положение на мировом рынке заставляет производителей всех средств транспорта вести интенсивные работы по внедрению систем, которые должны обеспечить существенное сокращение расхода горючего. В последнее время по этому направлению пошло и сельскохозяйственное машиностроение, в частности производители тракторов и сельскохозяйственных грузовых автотранспортных средств. Затрата горючего зависит от многих факторов, в особенности от условий езды, от водителя и т. п. Если с аспекта экономии горючего трудно влиять на затрату горючего, то можно соответствующими условиями настолько воздействовать на водителя, что он достигнет существенной экономии. Для эффективной эксплуатации трактора при данном уровне организационной и управляющей структуры организаций-пользователей сельскохозяйственной техники оптимальным решением представляется разработать и внедрить соответствующее устройство, которое ненасильственным образом повлияет на способ управления трактором или грузовиком.

сельскохозяйственное машиностроение; затрата горючего; условия езды; способ управления трактором или грузовиком

SKLENÁŘ, A. (Agrozet, Concern Research Institute of Agricultural Machines, Praha-Chodov): *Solution to the Optimum Regime of a Tractor Engine*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 257-266.

The present fuel and power situation on the world market forces the manufacturers of all vehicles to intensive works on introduction of the systems which will lead to a significant decrease in fuel consumption. In recent time this trend has been apparent also in farm machinery, i. e. in the manufacture of tractors and farm trucks. Fuel consumption depends on many factors, particularly on riding conditions, driver, etc. If it is difficult to influence riding conditions from the aspect of fuel consumption, it is possible to stimulate the drivers by suitable conditions that they will reach great savings. At the present organisational and management structure of the user organizations of farm technology, the best solution to the effective performance of tractors is to propose and introduce a suitable equipment which will affect in an unforced manner the method of tractor driving.

farm engineering; fuel consumption; riding conditions; method of driving the vehicle

SKLENÁŘ, A. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Lösung des optimalen Fahrregimes von Traktorenmotoren*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 257-266.

Die gegenwärtige Kraftstoff- und Energiesituation auf dem Weltmarkt zwingt die Hersteller aller Fahrzeugarten zu intensiven Aktivitäten zur Einführung von Systemen, die zu einer wesentlichen Herabsetzung des Kraftstoffverbrauchs führen würden. In der jüngsten Zeit geht auch der Landmaschinenbau, bzw. die Produzenten von Traktoren und landwirtschaftlichen Lastkraftwagen auf diese Orientierung ein. Der Kraftstoffverbrauch hängt von einer Reihe von Faktoren ab, so insbesondere von den Fahrbedingungen, vom Fahrer u. a. m. Während vom Gesichtspunkt des Kraftstoffverbrauchs Fahrbedingungen nur schwer beeinflusst werden können, ist es möglich anhand geeigneter Massnahmen die Fahrer insofern zu

beeinflussen, dass überzeugende Ersparnisse verzeichnet werden können. Für einen effektiven Betrieb des Traktors erscheint unter dem bestehenden Stand der Organisations- und Leitungsstruktur der Benutzerorganisationen der Landtechnik als beste Lösung, eine geeignete Einrichtung, die auf gewaltlose Weise die Lenkart bewirken würde, zu entwickeln und einzusetzen.

Landmaschinenbau; Kraftstoffverbrauch; Fahrbedingungen; Lenkart (des Kraftfahrzeugs)

Adresa autora:

Ing. Aleš Sklenář, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů,
149 00 Praha-Chodov

ENERGETICKÁ NÁROČNOST MECHANICKÉ ÚPRAVY SLÁMY MOBILNÍM ŠTÍPAČEM

J. Maleř

MALEŘ, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Energetická náročnost mechanické úpravy slámy mobilním štípačem*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5): 267–276.

Pro úpravu slámy v polních podmínkách byl navržen a ověřen mobilní štípač s výkonností do $18 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Tento stroj je vhodný pro úpravu slámy k zaorání na těžkých půdách, před sběrem sklizňovými prostředky a při zdvojování řádků, pro úpravu slámy se současným sběrem do vedle jedoucího velkoobjemového vozu, pro ošetřování vlhké a slehlé slámy na řádku. Řešení mobilního štípače je původní. Zjistili jsme závislost středního příkonu mobilního štípače na výkonnosti a otáčkách rotoru štípače. Při konstantních otáčkách 40 s^{-1} v rozpětí výkonnosti $3,6$ až $10,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ stoupal střední příkon v rozsahu měření lineárně od 19 do 35 kW a měrná spotřeba energie klesala z $5,27$ na $3,24 \text{ kWh} \cdot \text{t}^{-1}$. Nové pracovní ústrojí bylo podrobeno teoretickému rozboru a z výsledků měření byly pro jednotlivé otáčky rotoru odvozeny součinitele K , umožňující výpočet příkonových rovnic mobilního štípače.

rotor s noži; rozptylovací deska; průchodnost; příkony

Požadavky na mechanickou úpravu slámy určené k zaorání se mění podle druhu půdy a její vlhkosti. Drcení slámy neseným drtičem (Maleř, 1986) je vhodné na středních a lehkých půdách. Na těžkých jílovitých půdách nedochází k požadovanému rozkladu.

Huber (1969) doporučoval před zaoráním na těžkých půdách slámu jemně rozřezat a rozptýlit po strništi. Uvedl, že slámu je nutné zaorat bezprostředně po sklizni. Hnojení slámou má nejvyšší efekt v kombinaci se zeleným hnojením a s doplňkovou dávkou průmyslových hnojiv, popřípadě kejdy.

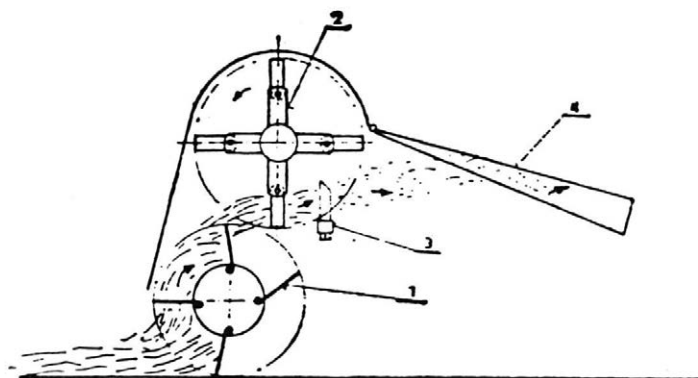
Amberger a Aigner (1969) doporučovali přihnojovat slámou i na těžkých půdách za předpokladu intenzivní mechanické úpravy před zaoráním. Nejlepších výsledků dosáhli tehdy, když krátce nařezanou slámu nechali ležet několik týdnů po sklizni na povrchu s přisevem řepky. K zaorání pak přistoupili v listopadu.

Heuschen (1971) uvedl přehled strojů k zapravení slámy do půdy. Konstatoval, že chybí stroj na intenzivní mechanickou úpravu slámy.

Herrmann a Engelmann (1971) zjistili, že předpokladem pro zaorání slámy na těžkých půdách je její mechanická úprava. K tomu účelu použili přívěsnou řezačku, která se však ukázala jako nevhodná (vysoká poruchovost způsobená kameny).

Elema (1971) zhodnotil zkušenosti se zaoráváním slámy v Holandsku. Před zaoráním se zde sláma mechanicky upravovala sklízecími řezačkami, rotačními žacími lištami i cepovými sklizeči.

Estler (1971) se zabýval zaoráním kukuřičné slámy. K mechanické úpravě doporučil dva druhy drtičů. Dále doporučil pluh s kombinovaným cepovým sklizečem. Tato souprava slámu současně drtila a zaorávala. V praxi se nerozšířila pro energetickou náročnost.



1. Mobilní štípač slámy (funkční model VÚZT) — Mobile straw splitter (functional model of the Research Institute of Agricultural Engineering)

1 — sběrač, 2 — rotor, 3 — protiostrží, 4 — rozptylovací deska

Pro nedostatky nesených drtičů (málo intenzivní mechanická úprava) i sklízecích řezaček (vysoká poruchovost) se přistoupilo k vývoji nového stroje na mechanickou úpravu slámy určené k zaorání na těžkých půdách. Drcení slámy je charakteristické tím, že 30 % částic je podélně rozštípnuto. Štípání slámy je charakteristické tím, že nad 30 % částic je podélně rozštípnuto. Štípání je však energeticky náročnější než drcení. Výkon motoru současných sklízecích mlátiček neumožňuje řešit nesený štípač slámy. Proto bylo rozhodnuto řešit mobilní štípač jako přívěsný stroj za traktor. Vzhledem k nutnosti dalšího vývoje těchto strojů jsme přistoupili k podrobnějšímu rozboru jejich energetické náročnosti. Smyslem práce je pokud možno snížit měrnou spotřebu energie.

METODIKA

Při rozboru jsme vycházeli z energetických měření mobilních štípačů na Státním statku Dobříš (okres Příbram) a na Státním statku Úlice (okres Plzeň-sever).

Proces štípání slámy pracovním orgánem mobilního štípače (tj. rotorem se souborem noží a protiostrží) byl podroben teoretickému rozboru. Na základě tohoto rozboru a z výsledků energetického měření jsme vypočítali podíl příkonů na urychlení (přemístění) slámy i podíl příkonu spotřebovaný na vlastní štípání slámy.

Naším cílem bylo vytvořit předpoklady pro konstrukci pracovních orgánů mobilního štípače s nižší energetickou náročností.

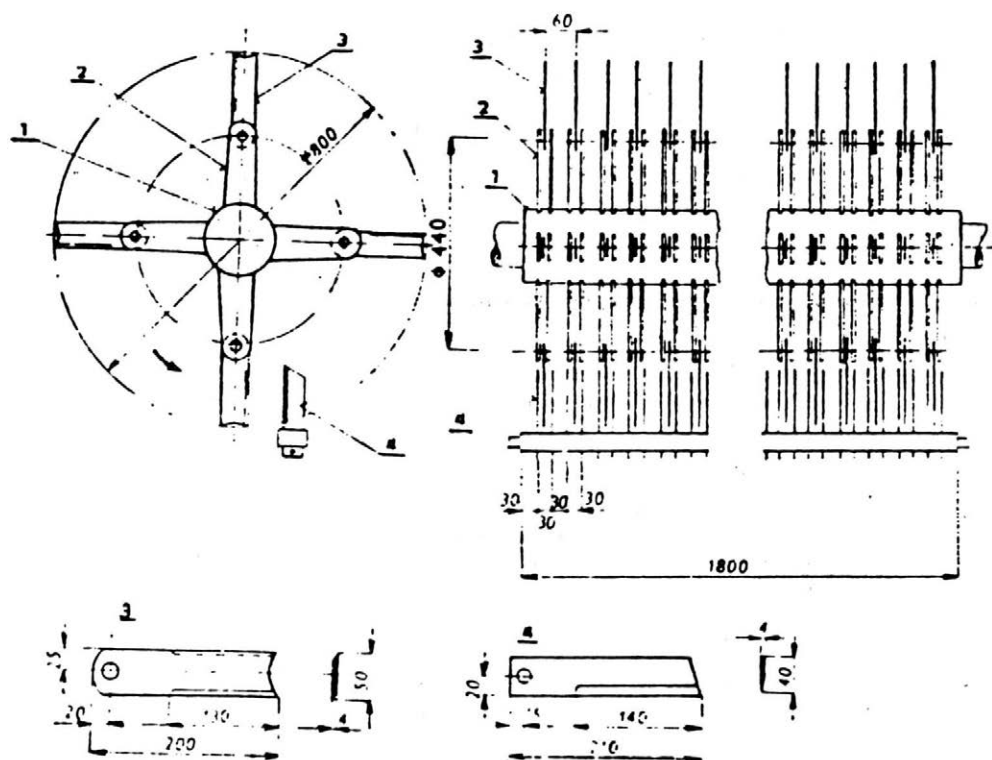
VLASTNÍ PRÁCE

POPIS POUŽITÉHO ZAŘÍZENÍ

Schéma mobilního štípače slámy je na obr. 1. Stroj má tato pracovní ústrojí: sběrací, štípací (tj. rotor a protiostrží) a rozptylovací. Pomocná ústrojí stroje jsou: dvoukolový podvozek, pohon pracovního ústrojí (hnací kloubový hřídel, řetězové a řemenové převody), přívěs s okem pro uchycení k traktoru, hydraulický systém zvedání a spouštění sběracího ústrojí.

Rotor mobilního štípače je znázorněn na obr. 2. Je umístěn ve skřini, která tvoří jeho kryt. Má 112 kyvných noží rozmístěných ve čtyřech řadách, pootočených o 90°. Rozteč kružnic, které nože opisují, je 60 mm. Otáčky rotoru se mění jednak změnou napojení vývodového hřídele na traktor (9–16,66 s⁻¹), jednak změnou hnací řemenice rotoru. Protiostrží tvoří 56 noží pevně uchycených k nosníku.

Technické údaje: délka 4000 mm, šířka 2500 mm, výška 1500 mm, hmotnost 1465 kg; stroj se řešil pro traktory Zetor 8011 a Zetor 12011.



2. Rotor mobilního štípače — Rotor of mobile splitter

1 — hřídel, 2 — držák nože, 3 — nůž rotoru, 4 — nůž protistří

VÝSLEDKY MĚŘENÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Soupravu traktor—mobilní štípač jsme měřili na rovném pozemku při úpravě pšeničné slámy k zaorání.

Točivý moment jsme měřili tenzometrickým torzním dynamometrem do 800 Nm. Přístroj byl umístěn na vývodovém hřídeli traktoru. Současně se snímaly otáčky vývodového hřídele. Točivé momenty se měřily při různé průchodnosti. K měření valivého odporu jsme použili tahové tenzometrické dynamometry 10 a 20 kN. Valivé odpory se měřily při různé rychlosti. Zároveň s valivým odporem jsme měřili i rychlost soupravy a prokluz. Záznamy točivých momentů i valivých odporů byly zpracovány na vyhodnocovacím stroji. Pro jednotlivé průchodnosti jsme vyšetřili střední točivé momenty a střední tahové odpory. Z naměřených hodnot jsme vypočítali celkový střední příkon soupravy.

Zjištěné závislosti příkonů na výkonnosti při určitých otáčkách a v daném rozsahu měření jsme ohodnotili jako lineární. Vypočítali jsme rovnice lineární regrese, korelační koeficienty a testovali jsme jejich významnost. Ze středních příkonů výkonnosti jsme vypočetli měrnou spotřebu energie. Při nejvyšších otáčkách rotoru (40 s^{-1}) dosáhla výkonnost hranice $10,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. U ostatních otáček ($10,66 - 16,83 - 31,66 \text{ s}^{-1}$) byla překročena hranice výkonnosti $14,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$.

Při výkonnosti $10,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ byl střední příkon stroje při $10,66$ otáček rotoru za sekundu 6 kW a měrná spotřeba energie $0,555 \text{ kWh} \cdot \text{t}^{-1}$, při otáčkách rotoru $16,83 \text{ s}^{-1}$ byl střední příkon 12 kW a měrná spotřeba energie $1,11 \text{ kWh} \cdot \text{t}^{-1}$, při otáčkách rotoru $31,66 \text{ s}^{-1}$

byl střední příkon 25,5 kW a měrná spotřeba energie 2,36 kWh. t⁻¹ a při otáčkách 40 s⁻¹ byl střední příkon 35 kW a měrná spotřeba energie 3,24 kWh. t⁻¹.

Při konstantních otáčkách 40 s⁻¹ v rozpětí výkonnosti 3,6 až 10,8 t. h⁻¹ stoupal střední příkon lineárně od 19 do 35 kW (obr. 3) a měrná spotřeba energie klesala z 5,27 na 3,24 kWh. t⁻¹ (obr. 4).

TEORETICKÝ ROZBOR

Dodávané množství slámy a průchodnost štipáče

Průchodnost mobilního víceúčelového štipáče slámy závisí při daných vlastnostech porostu (druh, délka, hustota sbírané slámy) zejména na pojezdové rychlosti stroje. Označíme-li střední řádkovou hustotu slámy na běžný metr q_f (kg. m⁻¹) a pojezdovou rychlost stroje v_p (m. s⁻¹), je okamžitý hmotnostní tok slámy strojem

$$Q_m = q_f \cdot v_p \quad (\text{kg. s}^{-1}) \quad (1)$$

Toto množství slámy je sběračem nadzvednuto a přiváděno do štipáče, kde musí být zpracováno rotorem štipáče. Je také možné vzít v úvahu, že skutečná šířka řádku b_f (m) neodpovídá celé šířce rotoru (záběru štipáče) b_s (m), ale je popř. menší

$$b_f = \alpha \cdot b_s \quad (2)$$

kde: součinitel $\alpha \leq 1$ vystihuje poměr těchto šířek a zároveň zvyšuje zátěž vztaženou na každou řadu nožů rotoru, popř. i na jeden nůž

Platí totiž, že průchodnost jedné řady nožů na rotoru je

$$q_f = \frac{Q_m}{\alpha \cdot n \cdot p} \quad (\text{kg}) \quad (3)$$

kde: n (s⁻¹) — otáčky rotoru
 p — počet řad nožů

Je-li dále v každé řadě $\bar{s}$ nožů, je okamžité množství slámy zpracované jedním nožem

$$q_1 = \frac{q_f}{\bar{s}} = \frac{Q_m}{\alpha \cdot n \cdot p \cdot \bar{s}} \quad (\text{kg}) \quad (4)$$

Poměr obvodové rychlosti rotoru štipáče a rychlosti pojezdu

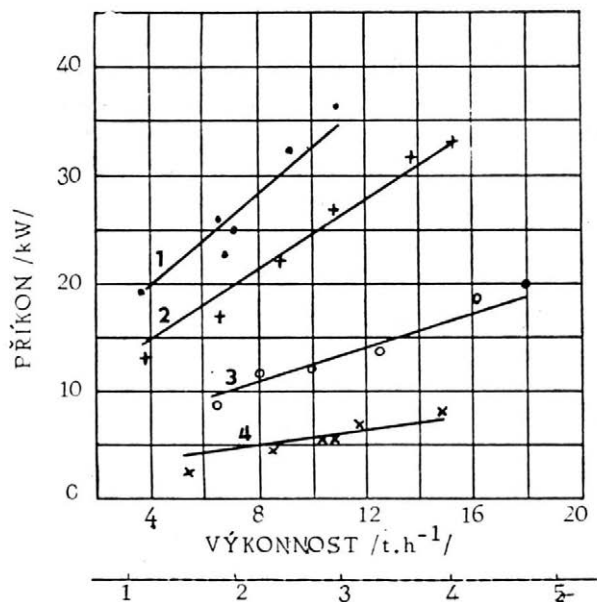
Pro plynulý a ustálený chod mobilního štipáče je nezbytné, aby se množství slámy Q_m přivedené do stroje v závislosti na pojezdové rychlosti v_p podle vztahu (1) spolehlivě zpracovalo na nožích štipáče, kde má sláma po urychlení střední obvodovou rychlost

$$\bar{v} = \omega \cdot \frac{d_{str}}{2} = \pi \cdot n \cdot d_{str} \quad (\text{m. s}^{-1}) \quad (5)$$

Uvažujeme dále, že sláma musí projít mezerami mezi pevnými noži protiosťří, což znamená průřezovou plochu

$$A_d = \alpha(b_s - \bar{s} \cdot b_n) \cdot (h_n + h_o) \quad (\text{m}^2) \quad (6)$$

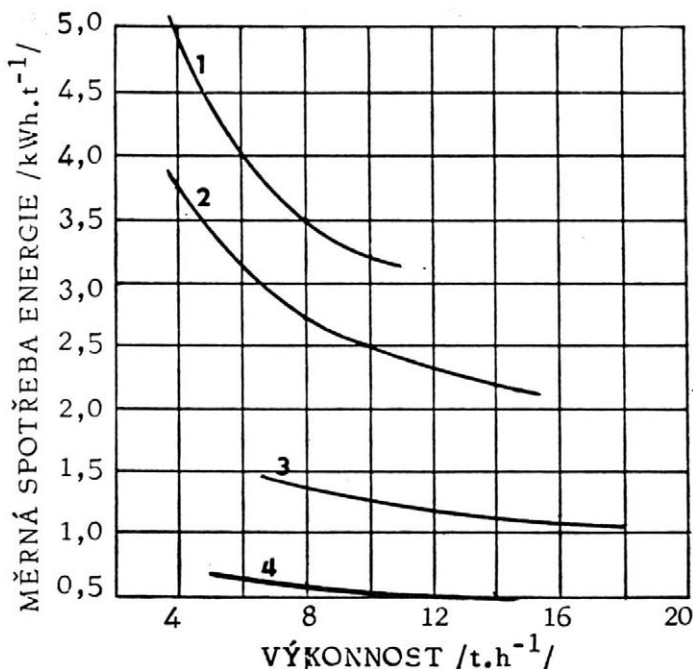
kde: $\bar{s}$ — počet pevných nožů na protiosťří
 b_n — šířka jednoho nože
 h_n — pracovní výška nože
 h_o — vůle mezi hlavou rotačních nožů a lištou protiosťří



- 1 -
 $y' = 11,26 + 2,14x$ $V/0,01/$
 $r = 0,969$ $V/0,01/$
- 2 -
 $y' = 8,34 + 1,61x$ $V/0,01/$
 $r = 0,981$ $V/0,01/$
- 3 -
 $y' = 4,23 + 0,79x$ $V/0,01/$
 $r = 0,926$ $V/0,01/$
- 4 -
 $y' = 2,11 + 0,395x$ $V/0,01/$
 $r = 0,963$ $V/0,01/$

3. Střední příkon při štípání slámy mobilním štípačem v závislosti na výkonosti
 — Mean input power during splitting straw by a mobile splitter in relation to performance

1 — rotor 40 s^{-1} , 2 — rotor $31,66 \text{ s}^{-1}$,
 3 — rotor $16,83 \text{ s}^{-1}$, 4 — rotor $10,66 \text{ s}^{-1}$



4. Měrná spotřeba energie při štípání slámy mobilním štípačem v závislosti na výkonosti
 — Specific consumption of energy during splitting straw by a mobile splitter in relation to performance

Průchodnost štípače je potom

$$Q_m = \rho_d \cdot A_d \cdot v \cdot \bar{v} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (7)$$

kde: ρ_d — objemová hmotnost ztuhlé štípané slámy mezi noži, která je zřejmě vyšší než hustota slámy přiváděné do stroje ρ_s ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Z porovnání vztahů (7) a (1) plyne

$$\rho_f \cdot v_p = \rho_s \cdot A_f \cdot v_p = \rho_d \cdot A_d \cdot \bar{v} \quad (8)$$

odkud pro poměr obvodové a pojezdové rychlosti vychází

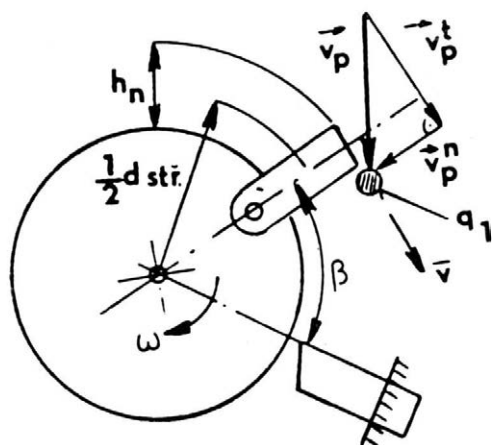
$$\frac{\bar{v}}{v_p} = \frac{\rho_f}{\rho_d \cdot A_d} = \frac{A_f \cdot \rho_s}{A_d \cdot \rho_d} = k \cdot \frac{\rho_s}{\rho_d} \quad (9)$$

kde: A_f — průřezová plocha řádku slámy na poli (průměrná)

k — konstanta označující poměr k průřezové ploše ze vztahu (6)

Z rovnice (9) se dá buď řešit ρ_d , je-li znám poměr rychlostí, nebo naopak usuzovat,

zda zařazený převod a rychlost pojezdu zabezpečuje správnou funkci štípače (při zkouškách prototypu se projevilo i zahlcování rotoru štípače, jakmile poměr (9) klesl pod jistou hranici).



5. Síly působící na urychlení pohybu slámy — The forces of the acceleration of straw movement

Příkon spotřebovaný na urychlení pohybu slámy

Budeme-li předpokládat, že vstupní rychlost částic slámy q_1 do štípače je téměř rovna pojezdové rychlosti $\bar{v}_p$, jíž je přizpůsobena i obvodová rychlost sběrače, a směr vstupní rychlosti slámy není obecně tangenciální vzhledem k rotoru štípače (obr. 5), je třeba tuto rychlost rozložit na složky v_p^t a v_p^n vzhledem k rotujícímu noži v okamžiku setkání.

Jeden nůž urychluje téměř rázově slámu z rychlosti v_p^t na střední obvodovou rychlost $\bar{v}$, a to ve velmi krátkém intervalu Δt , značnou impulsní silou $\vec{F}_1$ působící mezi nožem a částicí slámy. Platí

$$q_1(\bar{v} - v_p^t) = \int F_1 dt \doteq F_1 \cdot \Delta t \quad (10)$$

Je-li celkový úhel přemístění nože od místa setkání se slámou až do místa štípání o stacionární nůž označen jako β a předpokládáme-li, že k vlastnímu urychlení slámy dojde na úhlovém přemístění $\kappa \cdot \beta$, kde $\kappa \in (0, 1)$, potom časový interval

$$\Delta t \doteq \frac{\kappa \cdot \beta}{\omega} = \frac{\kappa \cdot \beta}{2\pi n} \quad (\text{s}) \quad (11)$$

a ze vztahu (10) vyjde

$$F_1 = \frac{q_1 (\bar{v} - v_p^t)}{\kappa \cdot \beta} \cdot 2\pi n = \frac{2\pi Q_m}{\alpha \cdot p \cdot s \cdot \kappa \cdot \beta} (\bar{v} - v_p^t) \quad (12)$$

Příkon na urychlení částice slámy na jednom noži je

$$P_{u1} = F_1 \cdot \bar{v} = \frac{2\pi Q_m \cdot v}{\alpha \cdot p \cdot s \cdot \kappa \cdot \beta} (\bar{v} - v_p^t) \quad (W) \quad (13)$$

a celkový příkon na rotoru štípače je zřejmě $(\alpha \cdot p \cdot s)$ krát větší, tj.

$$P_u = \alpha \cdot p \cdot s \cdot P_{u1} = \frac{2\pi Q_m \cdot \bar{v}}{\kappa \cdot \beta} (\bar{v} - v_p^t) \quad (W) \quad (14)$$

Ze vztahu (14) je zřejmé, že příkon pro urychlení částice slámy závisí zejména na průchodnosti štípače Q_m , na střední obvodové rychlosti rotoru $\bar{v}$ a na složce vstupní rychlosti slámy v_p^t . Obecně je rychlost $\bar{v}$ závislá na otáčkách vývodového hřídele a na zařazeném stupni tažného stroje, tedy i na pojezdové rychlosti. Celkový převod však není jednoznačný, mění se skokem a navíc z funkčního hlediska štípače nevýhodně, neboť pro rostoucí rychlost pojezdu, a tedy i Q_m , klesají otáčky rotoru štípače, a tím i účinnost jeho funkce.

Příkon spotřebovaný na štípání slámy

Příkon spotřebovaný na štípání slámy pro jeden nůž se dá vyjádřit vztahem

$$P_{s1} = C \cdot q_1 \cdot \bar{v} \quad (W) \quad (15)$$

kde: konstanta C — má rozměr zrychlení ($m \cdot s^{-1}$) a zahrnuje vliv kvalitativních faktorů slámy a štípacího ústrojí (určuje se experimentálně)

Celkový příkon rotoru je dán vztahem

$$P_s = \alpha \cdot p \cdot s \cdot P_{s1} = C \cdot \frac{Q_m}{n} \bar{v} = C \cdot \pi \cdot d_{stř} \cdot Q_m \quad (16)$$

Příkon při chodu naprázdno a při rozběhu

Pro rozběh celého mechanismu štípače ovládaného vývodovým hřídelem taženého stroje platí rovnice mechanické soustavy

$$I_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{hr} - M_{zr} \quad (17)$$

kde: I_{red} ($kg \cdot m^2$) — redukovaný moment setrvačnosti všech pohyblivých částí štípače, přepočtený na rotor, popř. na vývodový hřídel, což je s ohledem na experimentální ověření zřejmě lepší

M_{hr} a M_{zr} — redukované hnací, resp. ztrátové momenty na zvolenou hlavní součást, jejíž úhlová rychlost je označena jako ω

Úpravou rovnice (17) vyjde pro celkový hnací příkon na hřídeli vztah

$$P_h = M_{hr} \cdot \omega = I_{red} \frac{d\omega}{dt} \omega + M_{zr} \cdot \omega = P_r + P_z \quad (18)$$

Po ukončení rozběhu štípače na jmenovité otáčky se dá vyjádřit tzv. ustálený příkon naprázdno, zahrnující veškeré pasivní odpory ve štípači při ustáleném režimu jeho chodu bez slámy

$$P_{h_n} = P_z = M_{zr} \cdot \omega \quad (W) \quad (19)$$

Někdy se tato závislost vyjadřuje jako nelineární funkce ω , neboť se projevuje tzv. ventilátorový efekt na bubnu štipáče vlivem odporu prostředí. Je možné např. počítat se vztahem

$$P_z = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3 \quad (\text{W}) \quad (20)$$

kde: konstanty A, B — se určují experimentálně pro různé případy otáček chodu naprázdno

U mobilního štipáče je vztah (20) důležitý zejména pro případy jeho funkčního nasazení s adaptéry pro zdvojování řádků a pro odhoz slámy do vedle jedoucího vozu, ale i pro základní provedení štipáče, neboť v zakrytovaném prostoru se ventilátorového efektu využívá k dopravě slámy.

Rozběhový příkon štipáče je dán vztahem

$$P_r = I_{red} \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_{red} \cdot \omega^2 \right) = \frac{dE_k}{dt} \quad (21)$$

kde: E_k — kinetická energie mechanismu štipáče, redukována na zvolený hlavní člen

Pro stálý příkon při rozběhu by tedy po integraci rovnice (21) vyšlo

$$P_r = E_k \cdot \frac{1}{t_r} \quad (\text{W}) \quad (22)$$

kde: t_r — doba rozběhu štipáče z klidu na jmenovité otáčky (s)

Celkový příkon mobilního štipáče v činnosti

Shrnutím příkonů ze vztahů (14), (16) a (19), resp. (20) vyjde pro celkový příkon štipáče výraz

$$\begin{aligned} P_p &= P_u + P_s + P_z = Q_m \left[\frac{2\pi}{z \cdot \beta} (\bar{v} - v_p^t) \cdot \bar{v} + C \cdot \pi \cdot d_{stř} \right] + P_z = \\ &= K \cdot Q_m + P_z \quad (\text{W}) \end{aligned} \quad (23)$$

V této rovnici byl výraz v hranaté závorce označen jako součinitel K , který zahrnuje vlastní děj urychlování a štipání slámy v závislosti na všech fyzikálních veličinách daného mechanismu a slámy.

Tento součinitel se dá měřeními mobilního štipáče v daných podmínkách stanovit, známe-li celkový přivedený výkon na vývodovém hřídeli a příkon chodu naprázdno pro dané otáčky.

Platí

$$K = \frac{1}{Q_m} (P_p - P_z) \quad (\text{W} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1} = \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (24)$$

Některé numerické hodnoty mobilního štipáče

Na základě měření mobilního štipáče lze aplikovat některé vztahy uvedené v tomto teoretickém rozboru na konkrétní případ.

Podle vztahu (1) bylo např. určováno sekundové množství slámy Q_m neboli průchodnost štipáče v rozmezí 1 až 4,5 kg.s⁻¹. Součinitel α z rovnice (2) by zde měl konkrétní hodnotu

$$\alpha = \frac{1,2}{1,86} = 0,715$$

Hodnoty průchodnosti na jednu řadu a jeden nůž jsou různé podle okamžitých podmínek, proto je zde neuvádíme.

Z údajů naměřeného příkonu naprázdno pro dvě hodnoty otáček vývodového hřídele se podle vztahu (20) dají vyhodnotit konstanty A , B :

$$A = 34,03 \text{ W} \cdot \text{s}, \quad B = 2,9 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{s}^3$$

takže je možné aproximovat ztrátový příkon i pro každé jiné otáčky.

Užitím rovnic (20) a (24) a naměřených údajů se dá vypočítat střední hodnota součinitele K pro jednotlivé otáčky pracovního rotoru:

$$40,00 \text{ s}^{-1} K = (8,6 - 8,7) 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$31,66 \text{ s}^{-1} K = (6,0 - 6,5) 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$16,83 \text{ s}^{-1} K = (3,0 - 3,3) 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$10,66 \text{ s}^{-1} K = (1,3 - 1,4) 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Rozpětí hodnot součinitele K vyplývá z nerovnoměrností pojezdu, ale je zřejmé, že pro jednotlivé otáčky rotoru vychází součinitel K ve velmi úzkém rozmezí.

DISKUSE

V práci je popsán rotor přívěsného štipáče s výkonností do $18 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Rotor byl sledován z hlediska kvality práce (Maleř, 1978) i z hlediska energetické náročnosti.

Při štipání slámy mobilním štipáčem s popsáním rotorem při konstantních otáčkách 40 s^{-1} v rozpětí výkonnosti $3,6$ až $10,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ stoupal střední příkon v rozsahu měření lineárně od 19 do 35 kW a měrná spotřeba klesala z $5,27$ na $3,24 \text{ kWh} \cdot \text{t}^{-1}$.

Cílem této práce byl teoretický rozbor činnosti rotoru štipáče a protiostrů, který by umožnil lepší pohled na energetickou náročnost vykonávané operace, popřípadě by odhalil rezervy při snižování této energetické náročnosti.

Výsledky teoretického rozboru umožňují přehodnotit konstrukční řešení mobilních štipáčů slámy.

ZÁVĚR

Předkládaná práce rozšiřuje naše poznatky o štipání slámy mobilními štipáči. Objasňuje zejména energetickou náročnost operace štipání slámy mobilními štipáči v závislosti na dosahované průchodnosti, objasňuje i pohyb částic slámy ve štipáči.

Literatura

- AMBERGER, A. — AIGNER, H.: Ergebnisse eines achtjährigen Feldversuches mit Strohdüngung. Z. Acker- Pfl.-Bau, 13, 1969, č. 4, s. 291-303.
ELEMA, H. M.: Hakselen en onderwerken van stro. Bedrijfsontwikkeling. Akkerbouw, 2, 1971, č. 6, s. 61-63.
ESTLER, M.: Was tun mit dem Stroh nach der Körnermaisernte? Prakt. Landtechn., 24, 1971, s. 365-368.
HERRMANN, K. — ENGELMANN, B.: Der Feldhäcksler 066 mit Verteileinrichtung — ein Mechanisierungsmittel zur Strohdüngung. Agrartechnik, 21, 1971, č. 5, s. 227-228.
HEUSCHEN, J.: Welches Gerät zur Stroh einbringung in den Acker? Lohnunternehmen. Land- u. Forst-Wirtsch., 26, 1971, č. 5, s. 178-179.
HUBER, E.: Die Verwertung der Strohernte als Düngung. Fortschr. Landwirt, 47, 1969, č. 14, s. 2-3.
MALER, J.: Úprava slámy přívěsným štipáčem před zaoráním. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 7, s. 395-408.
MALER, J.: Energetická náročnost úpravy slámy neseným drtičem na sklízecí mlátičce. Zeměd. Techn., 32, 1986, č. 6, s. 331-343.

Došlo dne 4. 12. 1986

МАЛЕРЖ, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): *Энергоемкость механической обработки соломы передвижным соломоизмельчителем*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 267-276.

Для обработки соломы в полевых условиях разработан и испытан передвижной соломоизмельчитель с производительностью до 18 т/ч. Эта машина пригодна для обработки соломы для заправки на тяжелых почвах, для обработки соломы перед уборкой соломоподборщиками и при сдвигании валков, для обработки соломы с одновременной ее уборкой в рядом едущий прицеп с кузовом большой вместимости, для обработки сырой и слежавшейся соломы в валке. Решение передвижного соломоизмельчителя подлинно. Установили зависимость средней потребляемой мощности передвижного соломоизмельчителя от производительности и числа оборотов ротора измельчителя. При постоянных оборотах 40 об./с в диапазоне производительности 3,6—10,8 т/ч средняя потребляемая мощность линейно возрастала от 19 до 35 квт, а удельный расход энергии с 5,27 падал до 3,24 квт/т. Новый рабочий орган был подвержен теоретическому анализу и из результатов измерений были для отдельных оборотов ротора выведены коэффициенты K , позволяющие вычисление уравнений потребляемых мощностей передвижного соломоизмельчителя.

ротор с ножами; отбойный щит; пропускная способность; потребляемая мощность

MALEŘ, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *Energy Demands for Mechanical Treatment of Straw by a Mobile Splitter*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 267-276.

A mobile splitter with the output up to 18 t.h⁻¹ was designed and tested for straw treatment in field conditions. This machine is suitable for treatment of straw to be ploughed in on heavy-textured soils, for treatment of straw before collection by harvest machines and with double rows, for treatment of straw with a parallel collection into a large-capacity truck going side by side, for treatment of damp straw settled in a row. The design of a mobile splitter is original. A dependence of the mean input power of a mobile splitter on performance and speed of the splitter rotor was determined. At a constant rotor speed of 40 s⁻¹ within the performance range 3.6 to 10.8 t.h⁻¹, the mean input power increased linearly from 19 to 35 kW and specific consumption of energy decreased from 5.27 to 3.24 kWh.t⁻¹. The new equipment was theoretically analysed and the coefficients K were derived for the individual rotor speeds, enabling to calculate the input power equations of a mobile splitter.

rotor with knives; dispersion plate; throughput; power inputs

MALEŘ, J. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepy): *Energiebedarf der mechanischen Aufbereitung von Stroh mittels mobiler Strohsplattmaschine*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 267-276.

Zur Aufbereitung von Stroh in Feldbedingungen wurde eine mobile Strohsplattmaschine mit Durchsatz von 18 t.h⁻¹ entworfen und getestet. Diese Maschine ist für eine Aufbereitung von Stroh vor der Einarbeitung auf schweren Böden, für die Strohaufbereitung vor der Bergung mittels Erntemechanismen und bei Schwadverdoppelung, für Strohaufbereitung bei gleichzeitiger Bergung in einen nebenfahrenden Grossraumwagen, für die Behandlung von feuchtem und abgesetztem Stroh in Schwaden, geeignet. Die Lösung der mobilen Strohsplattmaschine ist originell. Wir stellten eine Abhängigkeit des mittleren Antriebsleistungsbedarfs der Strohsplattmaschine von der Nutzleistung und der Drehzahl des Maschinenrotors fest. Bei einer konstanten Drehzahl von 40 s⁻¹ im Durchsatzbereich von 3,6 bis 10,8 t.h⁻¹ stieg der mittlere Kraftbedarf im Messbereich linear von 19 bis 35 kW und der spezifische Energieverbrauch sank von 5,27 auf 3,24 kWh.t⁻¹. Der neue Arbeitsmechanismus wurde einer theoretischen Analyse unterzogen und anhand der Messergebnisse wurden für die einzelnen Drehzahlen des Rotors die Koeffizienten K abgeleitet, die eine Berechnung der Antriebsleistungsgleichungen der mobilen Strohsplattmaschine ermöglichen.

Rotor mit Messern; Verteilerplatte; Durchgangsleistung; Antriebsleistungsbedarf

Adresa autora:

Doc. ing. Josef Maleř, DrSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha-Řepy

URČENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ HMOTNOSTNÍHO TOKU OBJEMNÝCH KRMIV

M. Seknička

SEKNIČKA, M. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Určení silových účinků hmotnostního toku objemných krmiv*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5): 277–288.

Měřili jsme hmotnostní tok objemných krmiv pro potřeby další automatizace krmných linek skotu na principu hmotnostního průtokoměru s nárazovou deskou. K ověření vhodnosti zvoleného principu snímače byl sestaven měřicí stav. Je popsána jeho konstrukce a metoda měření. Dále je uvedeno analytické řešení mechanické části snímače, které je konfrontováno s experimentálně získanými poznatky. Zkouškami byla potvrzena lineární funkční závislost silových účinků toku materiálu na velikosti hmotnostního toku objemných krmiv.

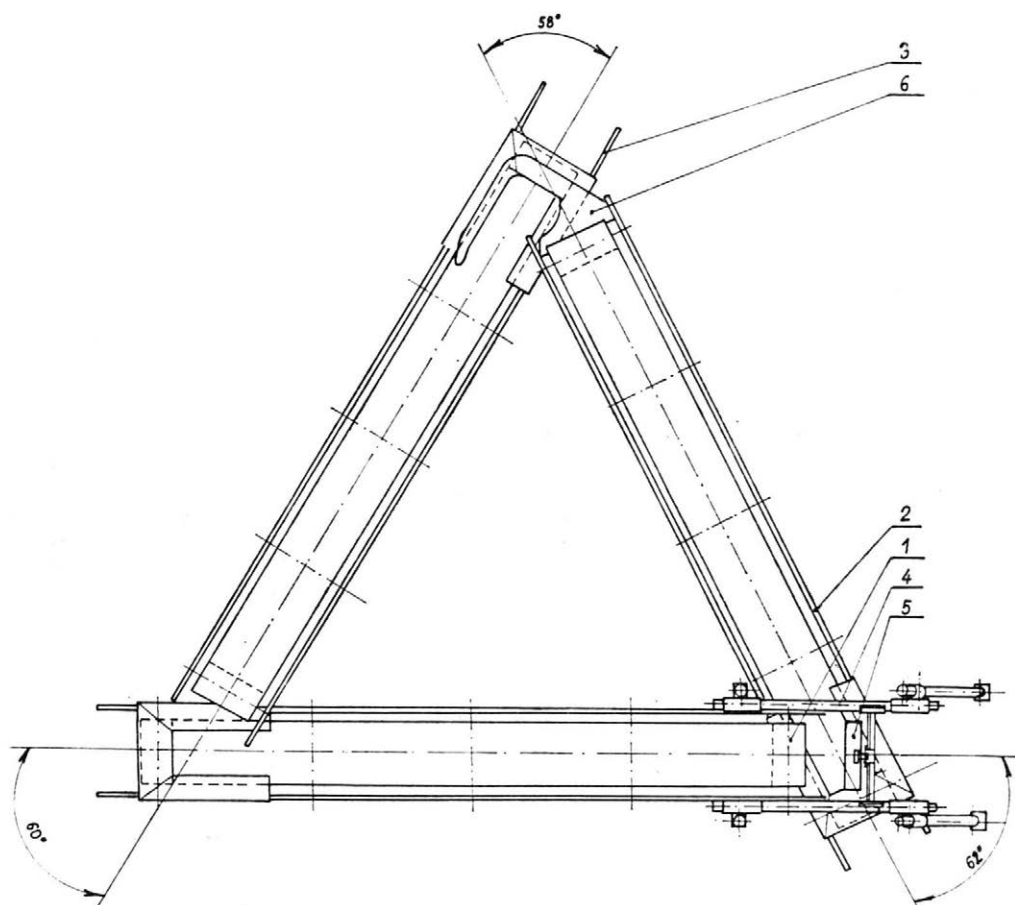
automatizace krmných linek skotu; hmotnostní tok objemných krmiv; snímač hmotnostního toku

V moderní kontinuální vážicí technice sypkých materiálů se mimo pásové váhy stále více používá i systémů využívajících silových účinků materiálového toku jako míry jeho hmotnostního toku. Tyto účinky se zjišťují měřením silového působení toku materiálů při jeho usměrňování ve volném pádu nárazovou deskou nebo při jeho přivádění skluzovým žlabem k následujícímu článku strojní linky.

U principu s nárazovou deskou se měří účinek rázových sil, které vyvolává materiál dopadající na desku. U principu se skluzovým žlabem se měří účinek odstředivých sil, vznikajících při působení dopravovaného materiálu na skluzný žlab v celé jeho délce s křivkovou dráhou. K převodu silových účinků na elektrický signál se nejčastěji používají snímače výchylky měřicích členů z rovnovážné polohy a tenzometrické snímače deformace. V obou případech se nekonečný počet silových účinků částic sypkého materiálu integruje v čase a kontinuální výstupní signál z měřicí aparatury je využíván v systémech automatické kontroly, registrace a regulace technologických procesů. Předností těchto hmotnostních průtokoměrů sypkých materiálů je malá prostorová náročnost umožňující instalaci do dopravních tras s ohledem na ochranu pracovního prostředí před prašností, minimální energetická náročnost (jen příkon vyhodnocovací aparatury) a rychlá reakce na změny hmotnostního toku, která umožňuje i rychlou regulaci (Gäthje a Kreutz, 1979).

V současné době se při další automatizaci krmných linek skotu stává aktuální potřebou řešit kontrolu, registraci a regulaci dopravovaného a zakládaného množství objemných krmiv.

K pokrytí těchto potřeb v ČSSR již existuje ve stadiu vývoje čidlo kontroly toku objemných krmiv, které je pouze schopno registrovat, zda příslušný krmný materiál je dopravován pásovými dopravníky či nikoliv. Dále se vyrábí zařízení na kontrolu krmných dávek ZP 7-010, které je určeno k registraci hmotnostního toku směsných krmných dávek vyskladňovaných z centrální přípravy krmiv pro skot, popřípadě jejich objemných komponentů přiváděných do přípravy pásovými dopravníky. Toto zařízení pracuje



1. Schéma uspořádání měřicího stavu — Diagram of the measuring equipment

1 — pásový dopravník č. 1, 2 — pásový dopravník č. 2, 3 — pásový dopravník č. 3, 4 — nosná konstrukce snímače včetně seřizovacích prvků, 5 — snímač silových účinků toku, 6 — štít k usměrnění toku materiálu

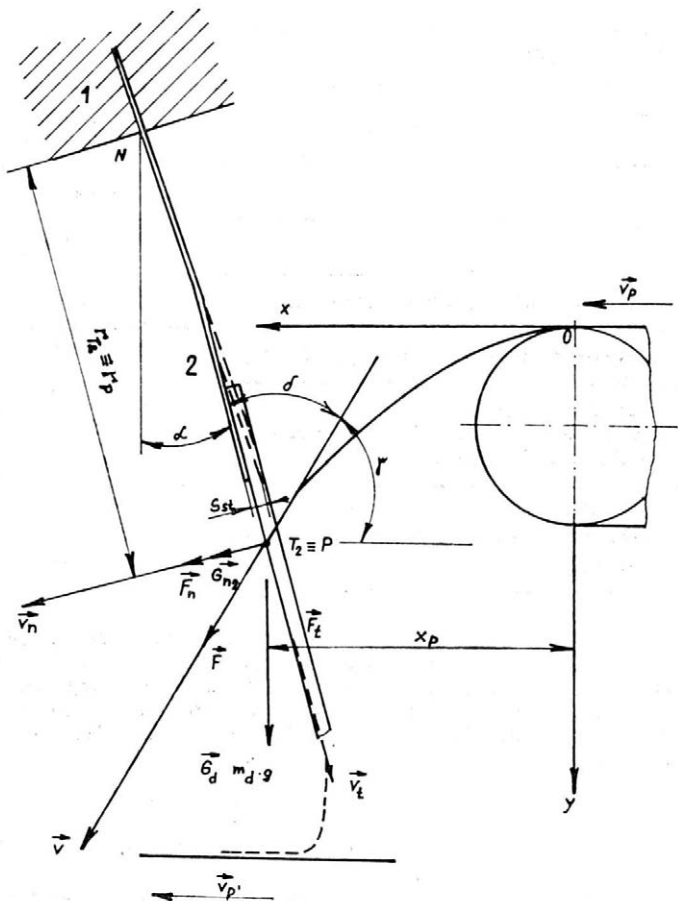
na principu pásové váhy samostatné speciální konstrukce. Na rozdíl od vážicího zařízení s nárazovou deskou nebo se skluzným žlabem je prostorově náročnější na instalaci, mechanicky složitější a energeticky náročnější. Vzhledem k rozměrům tohoto zařízení s ním nelze počítat k použití v další automatizaci distribuční vnitrostájové části krmných linek.

Proto byl stanoven úkol navrhnout a ověřit snímač hmotnostního toku s nárazovou deskou a posoudit jeho vhodnost k využití při automatizaci stacionárních krmných linek skotu, uplatňovaných v ČSSR.

MATERIÁL A METODA

! K určení determinačních závislostí silových účinků toku sypkých materiálů s nízkou objemovou hmotností při jejich usměrňování ve volném pádu nárazovou deskou byl sestaven laboratorní měřicí stav, jehož dispoziční schéma je znázorněno na obr. 1. Při jeho návrhu a realizaci se vycházelo ze tří základních požadavků. Prvním požadavkem byla možnost vytvořit tok zkoušených objemných krmiv s opakovaným oběhem při 20% až 100% využití jmenovité výkonnosti použitých pásových dopravníků (tj. v rozsahu citlivosti průmyslově vyráběných pásových vah). Druhým požadavkem bylo, aby nárazová deska nenarušovala rovnoměrnost toku a aby bylo možné realizovat opako-

2. Silové a rychlostní poměry při nárazu materiálu — The forces and speeds during material impacts



vaná měření při všech zvolených variantách hmotnostního toku za stejných podmínek. Třetím požadavkem bylo, aby nárazovou desku bylo možné umístit do té části trajektorie pohybu materiálu, v níž lze předpokládat shodu teoretické a skutečné vřhové paraboly pohybu materiálu po opuštění pásového dopravníku na vyprazdňovacím konci (Klose, 1979). V měřicím stavu byly použity tři pásové dopravníky typu PD-4m o délce pásu 4 m, šířce 0,4 m, rychlosti pásu 1,6 m · s⁻¹ a objemové výkonnosti 48 m³ · h⁻¹.

Mezi pásové dopravníky č. 1 a 2 byl umístěn snímač silových účinků toku materiálu, který byl uchycen v samostatné nosné konstrukci (4) se seřizovacími prvky nastavení nárazové desky vzhledem k trajektorii toku materiálu z dopravního pásu. Mechanická část vlastního snímače je tvořena nárazovou deskou pevně připevněnou k listové pružině, která je svým druhým koncem vtěknutě vázána k nosné konstrukci.

Teoretické zdůvodnění funkce, výpočet konstrukčních parametrů a cejchování realizovaného snímače popsal ve své práci Seknička (1984). K experimentálnímu ověřování byly použity nárazové desky a listové pružiny s těmito parametry

— nárazových desek:

materiál	rozměry (mm)	hmotnost (kg)
ocelový plech	560 × 400 × 2	4,2
novodurová deska	470 × 400 × 2	1,8
hliníkový plech	510 × 400 × 2	1,5
— listových pružin:		
materiál	rozměry (mm)	tuhost (N.m ⁻¹)
ČSN 42 5301, tř. 13 251	500 × 30 × 2,8	$k_I = 575$
ČSN 42 5301, tř. 13 251	500 × 30 × 2,0	$k_{II} = 270$

Nastavení nárazové desky vzhledem k místu vyprazdňování pásového dopravníku je určeno parametry x_p a α , jak je patrné z obr. 2. Při experimentálních měřeních byl regulován parametr $\alpha = 0; 5; 15; 25^\circ$ v základním nastavení nárazové desky při $x_p = 360$ mm.

Druh materiálu	Měrná hmotnost	Sypný úhel	Obsah sušiny
—	ϱ_s (kg · m ⁻³)	φ_s (°)	x_s (%)
1	2	3	4
Kukuřičná siláž s vyšším obsahem sušiny	204	40	24,4
Směs kukuřičné siláže s cukrovými řízky (1 : 1)	267	37	15,2
Vicesložková směs A (siláž z cukrových skrojků; cukrové řízky; kukuřičná siláž; štípaná sláma)	280	38	19,7
Vicesložková směs B (siláž z cukrových skrojků a řízky; kukuřičná siláž; štípaná sláma)	289	39	20,6

Silové účinky toku sypkých materiálů na nárazovou desku byly měřeny u krmných materiálů uvedených v tab. I. Potřebná velikost toku těchto materiálů byla vytvářena rovnoměrným rozvrstvením odvažovaných dávek (ϱ_1) na každý metr délky dopravních pásů tak, aby po současném spuštění chodu dopravníků byl vytvořen konstantní tok pro opakovaná měření jednotlivých variant hmotnostního toku. Odvažovaná množství odpovídala délkové hustotě (ϱ_1), která se určovala podle vztahu

$$\varrho_1 = \frac{Q_m}{v_p} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (1)$$

Takto byl při měření modelován hmotnostní tok $Q_m = 0,4$ až $3,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ při rychlosti dopravních pásů $v_p = 1,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

K vlastnímu měření silových účinků toku materiálu v podobě rázových sil byl použit tenzometrický snímač z odporových drátkových tenzometrů nalepených na plochu listové pružiny ve vzdálenosti 10 mm od místa vetknutí N .

Schéma zapojení přístrojů k převodu deformace listové pružiny na elektrický signál a jeho registraci je znázorněno na obr. 3.

ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ

Při provozu pásových dopravníků vytváří materiál na dopravním pásu souvislou vrstvu s variabilní délkovou hustotou (ϱ_1). Vyjdeme-li z limitních poměrů, potom platí:

$$Q_m \cdot dt = \varrho_1 \cdot dl \quad (\text{kg}) \quad (2)$$

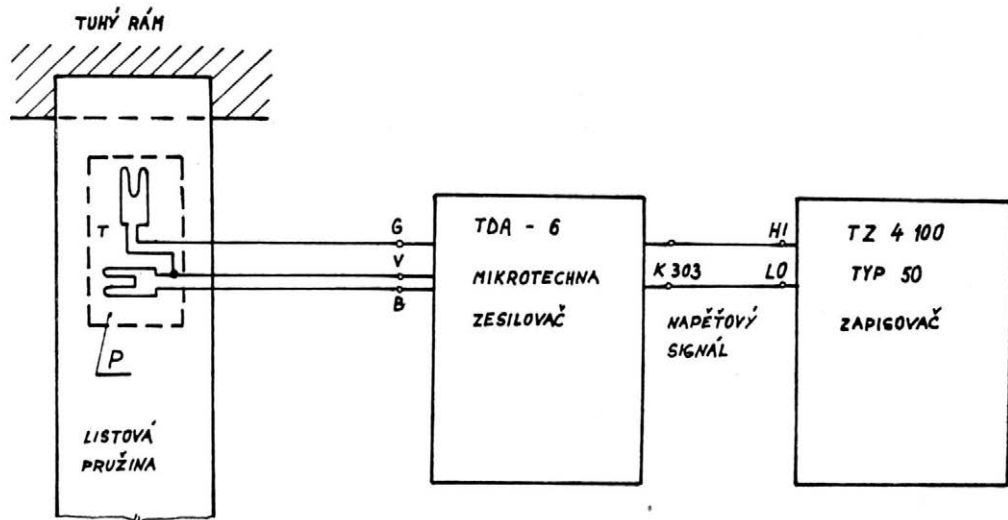
po úpravě

$$Q_m = \varrho_1 \cdot \frac{dl}{dt} = \varrho_1 \cdot v_p \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (3)$$

Porovnáme-li vztahy (3) a (1), vidíme, že zvolená metoda modelování toku zkoušených materiálů umožňovala při stejné a konstantní rychlosti dopravníků (v_p) dosahovat konstantního hmotnostního toku (Q_m).

Když materiál opustí dopravní pás, pohybuje se po dráze vrhové paraboly a naráží na nárazovou desku snímače (obr. 2). Během nekonečně krátkého časového intervalu (dt) naráží na desku materiál o hmotnosti, která má hybnost (H):

$$H = Q_m \cdot dt \cdot v_n \quad (\text{N} \cdot \text{s}) \quad (4)$$



3. Schéma zapojení měřicích přístrojů — Diagram of the connection of measuring devices
 T — tenzometrický snímač, 2 tenzometry Hottinger typ 3/120 LY 11 R = 120, K = 2,00
 P — neutralizační silikonová pryž 3140

Ke stanovení silového účinku toku na nárazovou desku byla použita teorie rázu (Loprais, 1981), protože částice materiálu v toku považujeme za soustavu hmotných bodů, která se při rázu chová jako nedokonale pružné těleso.

Okamžitá síla (F_n), kterou bude hmotný element působit na nárazovou desku, je rovna časové změně jeho hybnosti a je určena vztahem

$$F_n = \frac{d}{dt} (Q_m \cdot dt \cdot v_n) \quad (\text{N})$$

a po úpravě:

$$F_n = Q_m \cdot d v_n \quad (\text{N}) \quad (5)$$

kde: $d v_n$ — změna normálové složky rychlosti materiálu při rázu; lze ji stanovit jako rozdíl v_{np} (na začátku rázu) a v_{nk} (na konci rázu); přitom v souladu s teorií rázu jsou tyto složky rychlosti ve vztahu: $-v_{nk} = v_{np} \cdot \varepsilon$

Potom lze výraz (5) napsat ve tvaru

$$F_n = Q_m \cdot v_{np} \cdot (1 + \varepsilon) = Q_m \cdot v \cdot \sin \delta \quad (\text{N}) \quad (6)$$

Podle vztahu (6) určíme okamžitou rázovou sílu (F_n), kterou působí okamžitý tok materiálu na nárazovou desku jako výsledný účinek nekonečného počtu nárazů hmotných elementů představovaných velikostí hmotnostního toku (Q_m) při rychlosti dopadu materiálu na desku (v) a úhlu dopadu (δ).

Ze vztahu (6) zároveň vyplývá, že k získání determinační funkce $F_n = f(Q_m)$ je třeba při experimentálním měření zabezpečit konstantní úroveň parametrů (v ; δ ; ε). Z obr. 2 a z principu převodu silových účinků na elektrický signál je však zřejmé, že se změnou hmotnostního toku (Q_m) se v důsledku deformace pružiny od okamžité síly (F_n) mění i místo působení vyjádřené souřadnicí (x_p), a tím se zároveň mění parametry v a δ . Změna těchto parametrů je vyjádřena vztahy

$$v = \sqrt{v_p^2 + g^2 \cdot \frac{x_p^2}{v_p^2}} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (7)$$

$$\delta = \alpha + (90 - \gamma); \quad \gamma = \arctg 2 \cdot 1,99 \cdot x_p \quad (^\circ) \quad (8)$$

II. Vyhodnocené průměrné hodnoty parametru $\bar{h}$ (mm) ; F_n (N) — The evaluated average values of parameter $\bar{h}$ (mm) ; F_n (N)

Faktor	Hladina									
	1		2		3		4		5	
	$\bar{h}$	$\bar{F}_n$	$\bar{h}$	$\bar{F}_n$	$\bar{h}$	$\bar{F}_n$	$\bar{h}$	$\bar{F}_n$	$\bar{h}$	$\bar{F}_n$
A opakování	6,73	3,63	6,75	3,65	6,78	3,70	6,75	3,65	6,69	3,60
B deska	5,71	3,10	6,97	3,80	7,54	4,00				
C úhel α	4,68	2,50	5,53	3,00	7,13	3,85	9,63	5,00		
D Q_m	3,73	2,00	5,99	3,30	7,95	4,20	9,30	4,85		
E materiál	6,20	3,40	6,23	3,45						

Při zvětšování determinační funkce $F_n = f(Q_m)$ se zvětšuje rychlost dopadu materiálu na desku (v), ale zmenšuje se úhel dopadu (δ). Konstrukční řešení mechanické části snímače je voleno tak, aby součin (v) a ($\sin \delta$) byl v předpokládaném rozmezí zkoušených hmotnostních toků přibližně konstantní. Zbývající ovlivňující faktor — součinitel restituace (ε) vyjadřuje ztrátu impulsu rázové síly (F_n) dokonale pružného materiálu, k níž dochází u dokonale plastického a nedokonale pružného materiálu v důsledku vzájemného pohybu částic materiálu a deformace. Protože součinitel restituace (ε) je závislý na druhu materiálu a tvaru rázových těles, lze u zkoušených materiálů rovněž předpokládat jeho jistý vliv na funkci $F_n = f(Q_m)$.

Princip přeměny okamžité rázové síly (F_n) na elektrický signál prostřednictvím tenzometrického snímače deformace listové pružiny je založen na zákonu zachování toku mechanické energie v potenciálovém poli konzervativních sil. Tok kinetické energie, představovaný tokem materiálu, je nárazovou deskou převáděn rázovým dějem na tok potenciální energie konzervativní síly, představované směrem silou deformované listové pružiny.

Použitý princip jsme popsali vztahem

$$\begin{aligned}
 P_{Kp} + P_{Pp} &= P_{Kk} + P_{Pk} \quad (W) \\
 \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{dt} (m \cdot v_{np}^2) + \frac{1}{2} \cdot k \cdot \frac{d}{dt} (s_p^2) &= \\
 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{dt} (m \cdot v_{nk}^2) + \frac{1}{2} \cdot k \cdot \frac{d}{dt} (s_k^2) \quad (W) \quad (9)
 \end{aligned}$$

kde: P_{Kp}, P_{Kk} — tok kinetické energie na začátku a konci rázu
 P_{Pp}, P_{Pk} — tok potenciální energie na začátku a na konci rázu
 s_p, s_k — výchylka konzervativní soustavy
 m — hmotnost materiálu dopadajícího na desku v (dt)

Po úpravách vztahu (9) vzhledem ke konstrukčnímu řešení mechanické části snímače, jeho cejchování a postupu vyhodnocování grafických záznamů elektrického signálu

III. Rozdíly mezi průměrnými hodnotami hladin jednotlivých faktorů — Differences in the average values of various parameters

Průměry hladin		Rozdíly mezi průměry hladin			
hladina	$\bar{h}_i$ (mm)	2	3	4	5
Faktor A — opakované měření					
1	6,73	0,02	0,05	0,02	0,04
2	6,75		0,03	0,00	0,06
3	6,78			0,03	0,09
4	6,75				0,06
5	6,69				
Faktor B — druh nárazové desky					
1	5,71	1,26 ⁺⁺	1,83 ⁺⁺		
2	6,97		0,57 ⁺⁺		
3	7,54				
Faktor C — úhel základního nastavení					
1	4,68	0,85 ⁺⁺	2,45 ⁺⁺	4,95 ⁺⁺	
2	5,53		1,60 ⁺⁺	4,10 ⁺⁺	
3	7,13			2,50 ⁺⁺	
4	9,63				
Faktor D — hmotnostní tok					
1	3,73	2,26 ⁺⁺	4,22 ⁺⁺	5,57 ⁺⁺	
2	5,99		1,96 ⁺⁺	3,31 ⁺⁺	
3	7,95			1,35 ⁺⁺	
4	9,30				
Faktor E — zkoušený materiál					
1	6,20	0,03			
2	6,23				

⁺⁺ vysoce průkazný rozdíl (na hladině významnosti $P = 0,01$)
 bez označení — rozdíl neprůkazný

jako míry deformace pružiny snímače byla odvozena teoretická deformační funkce $h_t = f(Q_m)$, vyjádřená vztahem (Seknička, 1984)

$$h_t = \frac{v_n \cdot r_p}{k \cdot r_c \cdot k_p} \cdot Q_m \cdot (1 + \varepsilon) \quad (\text{mm}) \quad (10)$$

kde: h_t — vypočtená výchylka zapisovače
 r_c — rameno cejchovní síly k místu vetknutí pružiny (N)
 r_p — rameno rázové síly k místu (N)
 k_p — faktor proporcionality

IV. Výsledky analýzy variance spolupůsobnosti faktoru *A* (všechny výsledky testu potvrzují neprůkazný rozdíl) — The results of the analysis of variance of the cooperation of factor *A* (all test results demonstrate an insignificant difference)

Zdroje variability (faktory)	Součet čtverců	Počet stupňů volnosti	Průměrný čtverec	Testovací <i>F</i> -kritérium
<i>A</i>	0,63	4	0,16	2,25
<i>A, B</i>	0,70	8	0,09	1,24
<i>A, C</i>	0,80	12	0,07	0,95
<i>A, B, C</i>	0,75	24	0,03	0,45
<i>A, D</i>	0,91	12	0,07	1,08
<i>A, B, D</i>	1,46	24	0,06	0,86
<i>A, C, D</i>	2,66	36	0,07	1,05
<i>A, B, C, D</i>	6,32	72	0,09	1,25
<i>A, E</i>	1,23	8	0,15	2,18
<i>A, B, E</i>	0,74	16	0,05	0,66
<i>A, C, E</i>	1,80	24	0,07	1,07
<i>A, B, C, E</i>	3,10	48	0,06	0,92
<i>A, D, E</i>	1,15	24	0,05	0,68
<i>A, B, D, E</i>	2,15	48	0,04	0,64
<i>A, C, D, E</i>	5,16	72	0,07	1,02
<i>A, B, C, D, E</i>	10,14	144	0,07	1,10

Výsledky měření silových účinků toku materiálu na nárazovou desku v podobě grafických záznamů $h = f(Q_m)$ byly graficko-numericky vyhodnoceny na soubory hodnot (h_i) při vzorkovacím kroku $\Delta t = 0,2$ s (tj. 1 mm délky časové základny). Tyto soubory hodnot z pěti opakovaných měření pro jednotlivé varianty zkoušek byly zpracovány počítačem na průměrné hodnoty ($\bar{h}$), které byly dále podrobeny analýze vícefaktorové variace, abychom poznali vzájemnou spolupůsobnost regulovaných parametrů. Abychom získali determinační závislosti $\bar{h} = f(Q_m)$ a $\bar{U} = f(Q_m)$, byl parametr ($\bar{h}$) vyhodnocen regresní analýzou.

Výsledky analýzy vícefaktorové variace jsou uvedeny v tab. II až IV. Výsledky regresní analýzy jsou uvedeny v tab. V a na obr. 4.

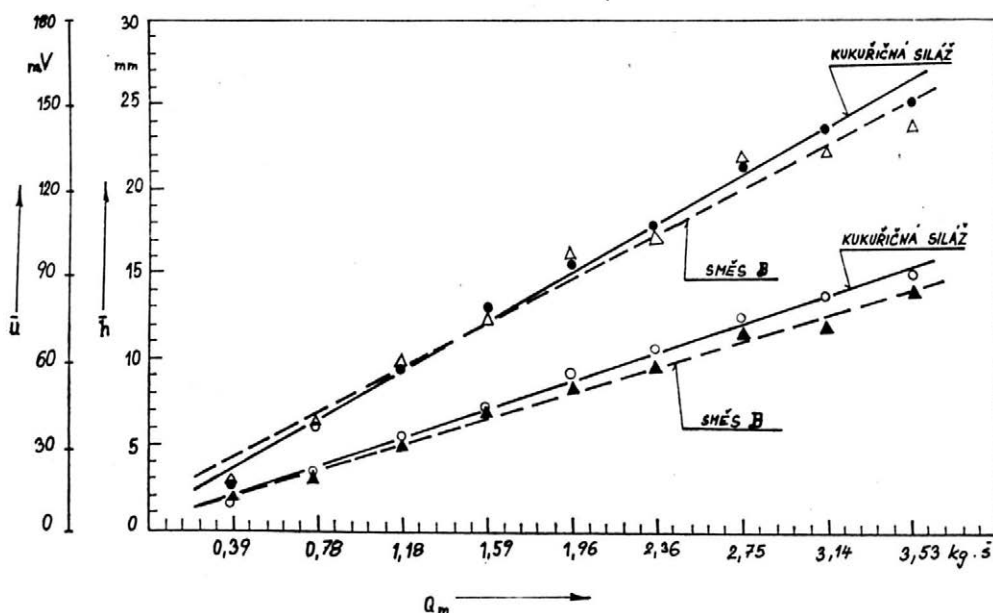
VÝSLEDKY

Analýzu rozptylu jsme dělali pro tyto faktory a jejich hladiny:

faktor	hladiny
<i>A</i> — opakovaný tok materiálu	1—5 (pořadové číslo opakovaného měření)
<i>B</i> — druh nárazové desky	1—3 (1 — ocelová; 2 — novodurová; 3 — hliníková)
<i>C</i> — úhel nastavení základního nárazové desky (α)	1—4 (1—0°; 2—5°; 3—15°; 4—25°)
<i>D</i> — hmotnostní tok (Q_m)	1—4 (1—0,78; 2—1,57; 3—2,36; 4—3,14)
<i>E</i> — druh zkoušeného materiálu	1—2 (1 — kukuřičná siláž s cukrovkovými řízky, 2 — vícesložková směs objemných krmiv A)

V. Hodnoty parametrů skutečné determinační funkce $\bar{h}_s = f(Q_m)$ — The values of the parameters of the real determination function $\bar{h}_s = f(Q_m)$

Parametr	Pružný člen (k_I)		Pružný člen (k_{II})	
	kukuřičná siláž	vícesložková směs B	kukuřičná siláž	vícesložková směs B
a_0	0,33	0,68	0,86	1,70
b	6,77	5,95	11,30	10,52
r	0,997	0,996	0,996	0,987
F	1049,4	872,4	805,9	265,9



4. Průběh závislosti $\bar{h} = f(Q_m)$; $\bar{U} = f(Q_m)$ — The relationship $\bar{h} = f(Q_m)$; $\bar{U} = f(Q_m)$

- k_I ——— $y = 0,335 + 6,770 x$, $r = 0,997$
- ▲ k_I ——— $y = 0,685 + 5,946 x$, $r = 0,996$
- k_{II} ——— $y = 0,864 + 11,304 x$, $r = 0,996$
- △ k_{II} ——— $y = 1,703 + 10,519 x$, $r = 0,987$

Pro testování průkaznosti rozdílu mezi průměry byla stanovena hypotéza H_0 , kterou lze vyjádřit vztahem

$$H_0 = \mu_1 = \mu_2 = \dots = \mu_k$$

kde: μ_i — průměrná hodnota příslušné varianty a hladiny

Alternativní hypotéza $H_1 = \mu_i \neq \mu_p$

kde: $i \neq p$

byla stanovena pro případ, že alespoň pro jednu dvojici průměrů rovnost neplatí.

Testovým kritériem byla normovaná veličina (F). Průkaznost rozdílu u konkrétních kombinací dvojic byla zjišťována metodou kontrastů, tj. Scheffeho testem.

Výsledkem F -testu bylo přijetí nulové hypotézy (H_0) pro průměry hladin podle faktoru A a E . Pro všechny dvojice hladin faktorů B , C , D byla nulová hypotéza (H_0) zamítnuta.

Regresní analýzou experimentálních výsledků bylo nalezeno analytické vyjádření a byla prokázána velmi těsná funkční závislost vztahu

$$\bar{h}_s = a_0 + b \cdot Q_m \quad (\text{mm}) \quad (11)$$

Testování této lineární závislosti bylo provedeno pomocí kritických hodnot rozdělení F .

DISKUSE

Vyhodnocené výsledky experimentálních měření (tab. II–IV) potvrdily zanedbatelný vliv měřicího stavu, včetně vlastní nárazové desky, na rovnoměrnost toku zkoušených materiálů při jejich opakovaném oběhu. Měřený parametr (h) je adekvátní nárazové síle (F_n) převedené na elektrický napěťový signál (U) a podle vztahu (6) je lineárně závislý na (Q_m). Podle statistické neprůkaznosti rozdílů mezi průměry ($\bar{h}$) u zkoušených materiálů s rozdílnými fyzikálně mechanickými vlastnostmi lze konstatovat, že u objemných krmiv se dá předpokládat velká shoda v rázových vlastnostech (tab. III). Toto konstatování je příznivé vzhledem k požadavku na univerzálnost systému měření hmotnostního toku při dopravě směsi krmných dávek na bázi objemných krmiv.

Výsledky statistického vyhodnocení vlivu změny parametrů (α ; Q_m) na ($\bar{h}$) potvrzují správnost vztahů analytického řešení (6; 8; 10).

Vysoce průkazný vliv změny druhu nárazové desky vyplývá z rozdílnosti hmotností použitých desek. Při použití desky s největší hmotností (ocelová = 4,2 kg) byly získány nejmenší hodnoty parametrů ($\bar{h} = 5,71$ mm) a naopak s nárazovou deskou o nejmenší hmotnosti (hliníková = 1,48 kg) byly získány hodnoty parametru největší ($\bar{h} = 7,54$). Příčinu lze spatřovat ve vlivu vlastní hmotnosti nárazové desky na úhlovou frekvenci vlastních kmitů (Ω) konzervativní soustavy (deska upevněná na vetknuté listové pružině). Tuto závislost vyjádříme vztahem (12)

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m_d}} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (12)$$

Podle vztahu (12) je zřejmé, že snímač s nárazovou deskou o nižší hmotnosti má při konstantní tuhosti (k) větší úhlovou frekvenci vlastních kmitů (Ω) a je schopen věrněji kopírovat nerovnoměrnost silových účinků toku hmotnostně nehomogenního materiálu — objemných krmiv.

Z porovnání vztahů (10) a (11) vyplývá, že skutečná a teoretická determinační funkce je lineární. Teoretická determinační funkce prochází počátkem souřadnicového systému, kdežto skutečná je posunuta o hodnotu parametru (a_0) v kladném smyslu osy závisle proměnné. Parametr (a_0) ve vztahu (11) vyjadřuje velikost při $Q_m = 0$ a nemá v tomto smyslu teoretické opodstatnění. Lze však předpokládat, že jeho příčinou jsou vibrace konzervativní soustavy, které nebyly v této fázi řešení snímače do analytického zdůvodnění zahrnuty.

Vypočtené hodnoty (F) (tab. V) svědčí o vysoké průkaznosti lineární závislosti, protože kritická hodnota rozdělení (F) pro úroveň významnosti $P = 0,01$ činí $F = 12,25$ (Kubíček, 1974).

Směrnice (b) je ve všech vyhodnocovaných případech kladná. Tomu v souladu s teoretickým řešením odpovídá zvětšování výchylky desky, a tedy i napětového signálu na výstupu z tenzometrického zesilovače v závislosti na (Q_m). Tato závislost je patrná podle stupnice ($\bar{U}$) grafu na obr. 4. Zároveň lze konstatovat, že ověřovaný princip snímače umožňuje získávat lineární průběh elektrického signálu se strmostí závislou na lineární tuhosti použité listové pružiny.

ZÁVĚR

V práci byl ukázán postup, jak získat poznatky, jimiž lze posoudit vhodnost použití hmotnostního průtokoměru s nárazovou deskou ke kontinuálnímu měření hmotnostního toku objemných krmiv. Na základě vyhodnocených výsledků experimentálních měření lze konstatovat lineární závislost mezi velikostí hmotnostního toku a informací v podobě elektrického napětového signálu. Tato skutečnost potvrzuje teoreticky předpokládanou vhodnost ověřovaného principu snímače k využití v automatizovaných krmných linkách skotu, a to na získání informací o činnosti pásových dopravních článků, o rovnoměrnosti toku krmiva linkou a ke kontinuálnímu měření okamžitého a kumulativního množství dopravovaného a zakládáného krmiva.

V příspěvku není uveden rozbor vlivu rázových vlastností zkoušených materiálů na přesnost měření hmotnostního toku ani řešení tlumicího členu nežádoucích kmitů snímače. Touto problematikou se budou zabývat další články.

Literatura

- GÄTHJE, H. — KREUTZ, B.: Vergleichende Betrachtung von Schüttstrommessern. Wägen und Dosieren, 1979, č. 2, s. 46-49.
KLOSE, M.: Untersuchungen zur Optimierung von Bandfütterungsanlagen. Agrartechnik, 29, 1979, č. 2, s. 54-58.
KUBÍČEK, J.: Statistika. (Skripta.) Brno, Vysoká škola zemědělská 1974. 308 s.
LOPRAIS, A.: Technická mechanika II. (Skripta.) Praha, Státní pedagogické nakladatelství 1984, s. 118-121.
SEKNIČKA, M.: Využití dynamiky toku krmiv v automatizaci krmných linek skotu. [Kandidátská disertace.] Brno, Vysoká škola zemědělská 1984, s. 60-88.

Došlo dne 10. 11. 1986

СЕКНИЧКА, М. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Установление силовых действий массового потока грубых кормов. Земед. Techn., 33, 1987 (5): 277-288.

Измеряли массовый поток грубых кормов для нужд дальнейшей автоматизации кормовых линий у крупного рогатого скота на принципе массового расходомера с ударной пластиной. Для испытания пригодности избранного принципа датчика был сконструирован измерительный станок. Описаны его конструкция и методы измерений. Затем приведено аналитическое решение механической части датчика, которое сопоставляется с экспериментальными результатами. Испытания подтвердили линейную функциональную зависимость силовых действий потока материала от размера массового потока грубых кормов.

автоматизация кормовых линий; крупный рогатый скот; массовый поток грубых кормов; датчик массового потока

SEKNIČKA, M. (University of Agriculture, Brno): *Determination of Force Effects of the Weight Flow of Bulk Feeds*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 277-288.

The weight flow of bulk feeds was measured for the purpose of automation of feed lines for cattle using the principle of a weight flowmeter with an impact plate. A measuring equipment was made up to test the principle of the sensor. Its construction and method of measuring are described. Further, an analytical solution of the mechanical part of the sensor is given and confronted with the experimentally reached findings. A linear functional dependence of the force effects of the flow of material on the size of the weight flow of bulk feeds was confirmed by the tests.

automation of feed lines; cattle; weight flow of bulk feeds; sensor of weight flow

SEKNIČKA, M. (Landwirtschaftliche Hochschule, Brno): *Bestimmung der Kräfte-wirkung des Massestromes voluminöser Futtermittel*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 277-288.

Zum Zweck einer weiteren Automatisierung von auf dem Prinzip eines Masse-durchflussmessers mit Prallplatte arbeitenden Futterverteilungsstrecken für Rinder wurde der Massestrom der Grobfuttermittel gemessen. Zur Testung der Eignung des erwählten Gebers wurde ein spezieller Meßstand gebaut. Beschrieben werden seine Konstruktion und die Messmethode. Ferner wird die analytische Lösung des mechanischen Teils des Gebers dargestellt und diese wird mit den experimentell gewonnenen Ergebnissen konfrontiert. Anhand der Testungen wurde eine lineare Funktionsabhängigkeit der Kräftewirkung des Materialstromes von der Grösse des Massestromes der Grobfuttermittel bestätigt.

Automatisierung von Futterverteilungsstrecken; Rind; Massestrom voluminöser Futtermittel; Massestromgeber

Adresa autora:

Ing. Miroslav Seknička, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

STLAČOVÁNÍ SUCHÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH PÓRÉZNÍCH MATERIÁLŮ PŘI VYSOKÝCH TLACÍCH

J. Blahovec, O. Kubát

BLAHOVEC, J. — KUBÁT, O. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Stlačování suchých zemědělských pórézních materiálů při vysokých tlacích*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5): 289–302.

Suchá ječná sláma dvou různých vlhkostí (podíly vlhkosti 11–12 % a 17–18 %) a zrno pšenice (podíl vlhkosti 7–8 %) byly stlačovány ve speciální uzavřené komoře až do tlaku ~ 980 MPa. U získaných stlačovacích křivek je při objemových hmotnostech 1450 až 1580 kg.m⁻³ patrný charakteristický zlom, který signalizuje, že proces vytlačování vzduchu ze stlačovaného materiálu skončil. Hustota buněčných stěn (pevné fáze) stlačovaných vzorků a odhad modulu pružnosti těchto složek byly získávány lineární regresní analýzou vztahu mezi tlakem a reciprokou hodnotou objemové hmotnosti v oblasti velmi vysokých tlaků nad uvedenou hranicí s charakteristickým zlomem. Bylo zjištěno, že voda a pevná fáze sledovaných materiálů nejsou objemově aditivní až do relativně vysokých vlhkostí (podíl vlhkosti 17–18 %). Byla nalezena mocinná závislost mezi měrnou deformační energií na stlačení a dosaženou objemovou hmotností. Tato energie je výrazně nižší než u protlačovacích lisů.

sláma; lisování; tvarování; briketa; pórovitost; hustota; modul pružnosti; energie

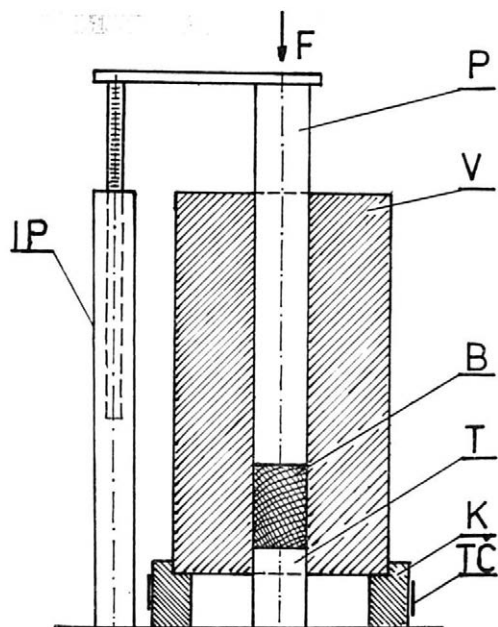
Tvarování vysokými tlaky je technologický proces využívaný v zemědělské výrobě pro konečnou úpravu krmiv slamnatého a sypkého původu. Je to proces energeticky velmi náročný a z hlediska mechanických vlastností tvarovaných materiálů značně komplikovaný. Hlubší pochopení procesů probíhajících v materiálu v průběhu jeho stlačování může být východiskem pro racionálnější realizaci celé operace.

K prohloubení znalostí o průběhu lisování zemědělských materiálů vysokými tlaky přispěli zejména západoněmečtí autoři (Matthies a Busse, 1966 a další). Byla solidním způsobem zmapována stlačovací křivka pro vlhké stébelniny s podílem vlhkosti od 20 do 80 % až do tlaků ~ 100 MPa a byly navrženy některé empirické vztahy pro její popis. Obdobným problémům se ve velké šíři věnovali sovětsí odborníci (Osobov aj., 1974).

V této práci jsme se zabývali vztahy mezi použitým tlakem a dosaženou objemovou hmotností v oblasti vysokých tlaků 10 až 1000 MPa, abychom našli souvislosti mezi průběhem stlačovací křivky a mechanickými vlastnostmi buněčných stěn a upřesnili souvislosti mezi stupněm stlačení a energetickou bilancí procesu.

MATERIÁL A METODA

K experimentům byla použita ječná sláma a pšeničné zrno. Sláma jarního ječmene odrůdy 'Karát' byla odebrána na pozemcích JZD ČSSP Svítkov, okr. Pardubice, ihned po sklizni sklízecí mlátičkou. Sláma pak byla nařezána na délku 2 cm a skladována dva až tři měsíce v laboratoři. V době měření byl podíl vlhkosti slámy 10 až 11 %. Část slámy byla zvlhčena zkrápěním vodou, důkladně promíchána a homogenizována v uzavřeném prostoru po dobu nejméně 48 hodin. Podíl vlhkosti takto zvlhčené slámy byl 17 až 18 %. Zrno pšenice ozimé, odrůdy 'Slávie', bylo odebráno na posklizňové lince JZD ČSSP Svítkov (1984) a skladováno v laboratoři zhruba pět měsíců před měřením. V průběhu měření se podíl vlhkosti pohyboval v rozmezí 7 až 8 %.



1. Schéma přípravku na realizaci stlačovacího testu — Diagram of the equipment used to make a compression test

P — píst, V — válcová komora, B — briketa (stlačovaný materiál), T — trn (dno komory), K — opěrný kroužek, TC — tenzometrická čidla, IP — indikátor polohy, F — přítlačná síla

Z takto předem připraveného materiálu jsme navažovali vzorky o hmotnosti 5 g (sláma) a 10 g (zrno). Jednotlivé vzorky byly vloženy do přípravku (Kubát, 1985) znázorněném na obr. 1 a v něm stlačovány. Přípravek je tvořen válcem V , v němž mezi pevným trnem T a pístem P je materiál stlačován, takže vznikne briketa B . Poloha pístu ve válci je určována indikátorem polohy IP (v našem případě posuvným měřítkem). Válec V spočívá na opěrném kroužku K , který zachycuje třecí síly z komory (vzniklé třením mezi pístem a válcem a mezi briketou a válcem); součet těchto sil je měřen tenzometrickými čidly TC tenzometrické aparatury. V průběhu stlačovacího testu byla průběžně vyhodnocována objemová hmotnost stlačovaného materiálu (ze známé polohy čela pístu v komoře při známé hmotnosti vzorku a průměru válce) a střední tlak na dno komory (trn T) $\bar{p}_d$, vypočtený podle vztahu:

$$\bar{p}_d = 4 \frac{F - F_t}{\pi d^2} \quad (1)$$

kde: F — celková přítlačná síla

F_t — třecí síla zachycovaná kroužkem K

d — vnitřní průměr válce (25 mm)

Jako vnější zdroj síly byl použit trhačí stroj ZDM-50 t (NDR) s hydraulickým přenosem síly. Tento stroj se vyznačuje složitou reakcí na regulační zásahy ovládacími prvky a neumožňuje přímé využití některého ze standardních způsobů zatěžování vzorků při jejich zkouškách (stálá rychlost deformace, stálé zatížení apod.). Proto bylo měření uspořádáno tak, že se po každém zvýšení tlaku v ovládací části hydrauliky stroje vždy vyčkávalo na ustálení stavu, tj. na vyrovnání sil mezi přípravkem a příčnickem trhačky. Po uplynutí doby ustálení (cca 10 min) se příčník trhačky zastavil a za tohoto stavu byly odečítány příslušné hodnoty. Je to postup pracný, ale umožnil získat relativně dobře reprodukovatelné výsledky.

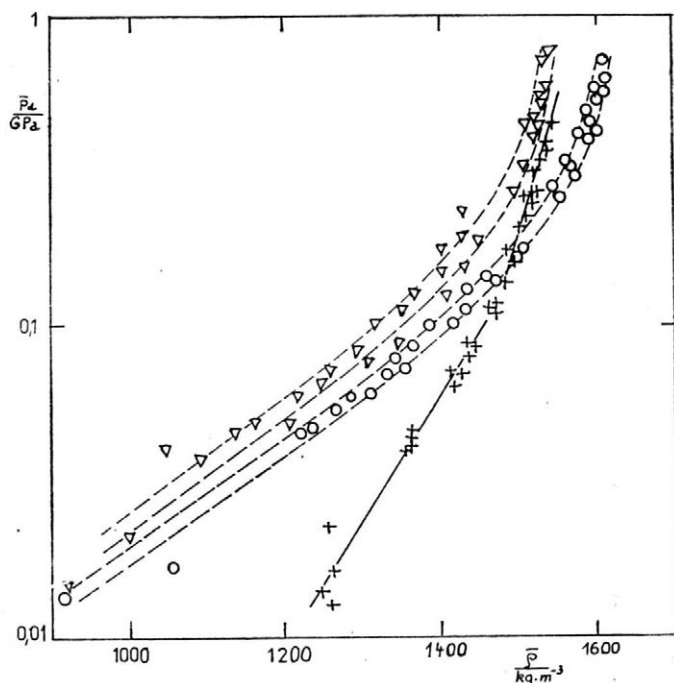
Pro každý testovaný materiál jsme měření čtyřikrát až pětikrát opakovali s různými vzorky. Každý vzorek byl stlačen postupně na maximální užitý tlak (pro slámu $\bar{p}_d \sim 980$ MPa), pak postupně odtěžován a opětovně zatěžován. Pro každou větev (zatěžování, odtěžování) stlačovací křivky jsme udělali 11 až 14 dílčích měření.

VÝSLEDKY

Stlačovací křivky naměřené při prvním stlačování volně sypaného materiálu jsou uvedeny v obr. 2. Ve všech případech (sláma o dvou různých vlhkostech a zrno pšenice) jsou znázorněny výsledky ze čtyř opakování uskutečněných s různými vzorky téhož

2. Vztah mezi středním tlakem na dno komory $\bar{p}_d$ a střední objemovou hmotností $\bar{\rho}$ při prvním stlačování volně sypaných materiálů (čtyři opakovaná měření) — Relation between a medium pressure on the bottom of the chamber $\bar{p}_d$ and medium volume weight $\bar{\rho}$ at the first compression of loosely poured materials (four repeated measurements)

▽ ječná sláma (GJ1)
○ ječná sláma (GJ2)
+ zrno pšenice (GP)



materiálu. Stlačovací křivky jsou vyneseny v semilogaritmických souřadnicích. Z obr. 2 je zřetelně patrný rozdílný průběh stlačovacích křivek pro slámu a zrno; stlačovací křivka zrna je zpočátku mnohem strmější než stlačovací křivka slámy, jak to odpovídá vyšší počáteční objemové hmotnosti zrna vzhledem ke slámě. Na všech stlačovacích křivkách z obr. 2 je patrná výrazná změna směrnice (v semilogaritmických souřadnicích) v oblasti objemových hmotností v rozmezí 1400 až 1600 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Podle předchozí práce (Blahovec, 1986) označíme oblast s objemovými hmotnostmi nižšími, než je uvedené rozmezí, symbolem IIb (druhá prodloužená oblast mocninných vztahů) a oblast vyšších hodnot objemové hmotnosti označíme symbolem III (finální oblast).

Stlačovací křivky v oblastech IIb a III můžeme aproximovat buď závislostmi exponencionálními

$$\bar{p}_d = z_i \exp(v_i \bar{\rho}) \quad (2)$$

nebo mocninnými

$$\bar{p}_d = a_i \bar{\rho}^{n_i} \quad (3)$$

kde: $\bar{\rho}$ — střední objemová hmotnost stlačovaného materiálu

z_i, v_i, a_i, n_i — parametry

Index i specifikuje oblast stlačovací křivky, která je vztahem aproximována; index $i = 2$ použijeme pro oblast IIb a index $i = 3$ použijeme pro oblast III. Získané hodnoty parametrů z_i, v_i, a_i a n_i pro provedené experimenty, včetně průsečíků aproximovaných závislostí v oblastech IIb a III (průsečíky jsou vyznačeny symboly ρ_m a p_m), jsou uvedeny v tab. I a II.

V tab. I a II nejsou uvedeny hodnoty pro všechny uskutečněné experimenty; příčinou je velký rozptyl naměřených hodnot v opakovaných testech, tj. nižší reprodukovatelnost výsledků. Tento rozptyl je výraznější zejména v některých režimech vykonávaných testů. Je to zejména odtěžovací část testu a experimenty se slámou, které se projevují nižší reprodukovatelností průběhu při jejich opakování na různých vzorcích.

I. Interpretace stlačovacích křivek exponenciálními vztahy (2) — Interpretation of the compression curves by help of exponential relations (2)

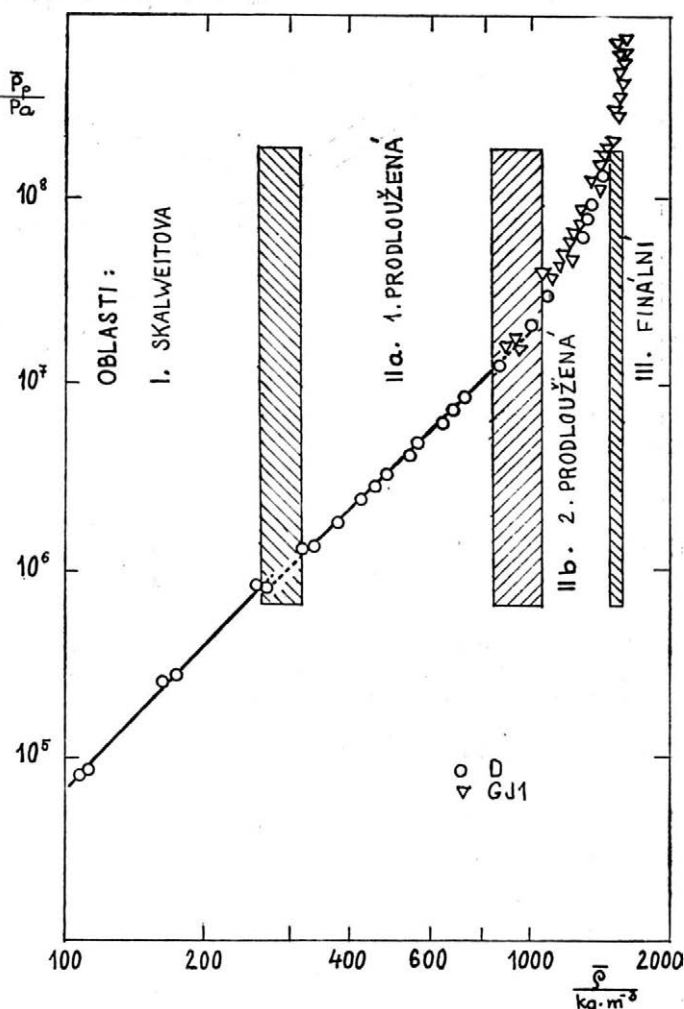
Produkt		Z ⁺	IIb			III			$\frac{\varrho_m}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}}$	$\frac{p_m}{\text{MPa}}$ ^a
			$\frac{z_2}{\text{MPa}}$	v_2	r	$\frac{z_3}{\text{MPa}}$	v_3	r		
Ječná sláma	GJ1	1Z	$4,09 \cdot 10^{-1}$	0,00411	0,993	$4,71 \cdot 10^{-17}$	0,02846	0,981	1507	200
		2Z	$3,21 \cdot 10^{-9}$	0,01679	0,947	$1,24 \cdot 10^{-4}$	0,00986	0,801	1524	416
	GJ2	1Z	$2,72 \cdot 10^{-1}$	0,00418	0,092	$3,05 \cdot 10^{-11}$	0,01901	0,906	1545	174
		2Z	$7,49 \cdot 10^{-13}$	0,02910	0,986	$5,79 \cdot 10^{-6}$	0,01144	0,735	1514	194
Zrno pšenice	GP	1Z	$1,40 \cdot 10^{-3}$	0,00762	0,999	$7,70 \cdot 10^{-10}$	0,01750	0,984	1462	97
		1O	$4,76 \cdot 10^{-32}$	0,05168	0,905	$1,24 \cdot 10^{-11}$	0,02019	0,971	1493	154
		2Z	$4,68 \cdot 10^{-18}$	0,03029	0,975	$1,04 \cdot 10^{-4}$	0,00983	0,938	1511	350

II. Interpretace stlačovacích křivek mocninnými vztahy (3) — Interpretation of the compression curves by help of power relations (3)

Produkt	Z ⁺	IIb			III			$\frac{\rho_m}{\text{kg} \cdot \text{m}^3}$	$\frac{p_m}{\text{MPa}}$
		$\frac{a_2}{\text{MPa}}$	n_2	r	$\frac{a_3}{\text{MPa}}$	n_3	r		
Ječná sláma GJ1	1Z	$4,28 \cdot 10^{-11}$	5,873	0,926	$1,17 \cdot 10^{-69}$	24,396	0,659	1452	160
	GJ2	$7,21 \cdot 10^{-13}$	6,413	0,965	$4,90 \cdot 10^{-130}$	43,066	0,830	1547	229
Zrno pšenice GP	1Z	$3,47 \cdot 10^{-27}$	10,88	0,975	$4,39 \cdot 10^{-83}$	28,53	0,968	1469	99
	1O	$5,83 \cdot 10^{-158}$	50,23	0,949	$4,70 \cdot 10^{-67}$	21,62	0,999	1505	236
	2Z	$1,45 \cdot 10^{-291}$	92,31	0,999	$1,59 \cdot 10^{-100}$	32,07	0,987	1484	82

+ Z značí režim zatěžování vzorku: 1Z — 1. zatěžování
 1O — 1. odtěžování
 2Z — 2. zatěžování

3. Stlačovací křivka suché slámy v logaritmických souřadnicích. Jsou uvedeny výsledky získané u suché ječné slámy (GJ1) a výsledky získané u suché žitné slámy (Blahovec, 1984), označené symbolem D — Compression curve of dry straw in logarithmic coordinates. There are given the results of measuring dry barley straw (GJ1) and the results reached in dry rye straw (Blahovec, 1984), marked by symbol D

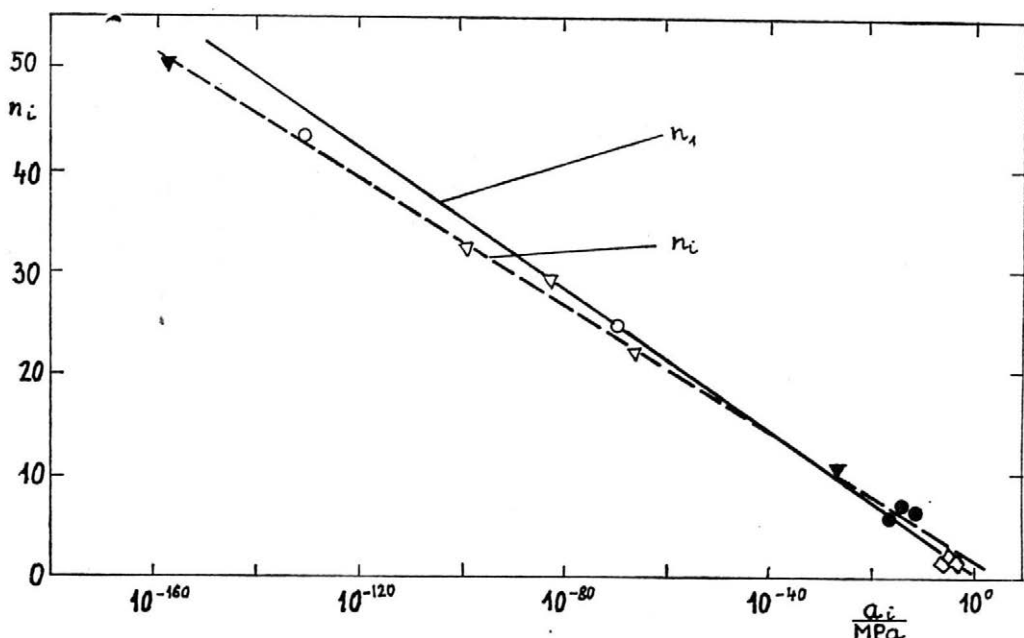


DISKUSE

HRANICE MEZI OBLASTMI STLAČOVACÍCH KŘIVEK

Hranice mezi oblastmi IIb a III u sledovaných stlačovacích křivek jsou dány hodnotami ρ_m a p_m (tab. I a II). Z těchto tabulek je zřejmé, že hranice mezi uvedenými oblastmi nejsou ostré, zejména hodnota tlaku p_m nabývá rozdílných hodnot pro různé větve experimentu (první a druhé zatížení, odtížení). Souvisí to mimo jiné se sníženou reprodukovatelností experimentů, která je lepší v případě stlačování pšeničného zrna. Nicméně je z tab. I a II zřejmé, že hustota na hranici oblastí IIb a III se u slámy GJ1 a u pšeničného zrna (GP) pohybuje v rozmezí 1450 až 1520 kg.m⁻³, zatímco u slámy GJ2 je rozmezí od 1520 do 1550 kg.m⁻³.

Měřítkem těsnosti aproximujících vztahů v tab. I a II je korelační koeficient. U použitých exponenciálních vztahů (2) jsou jeho hodnoty vyšší než u vztahů mocninových (3). Zdá se však, že nižší hodnoty r pro vztah (3) nejsou ani tak projevem nižší



4. Vztah mezi parametry mocninných vztahů v oblastech IIb a III stlačovacích křivek (experimenty GJ1, GJ2 a GP) — Relation between the parameters of power relations in spheres IIb and III of the compression curves (experiments GJ1, GJ2 and GP)

$$n_1 = 2,328 - 0,152 \ln \frac{a_1}{a_0} \text{ (Blahovec aj., 1985)}$$

$$n_i = 3,286 - 0,1365 \ln \frac{a_i}{a_0}$$

$$r = 0,999 \quad a_0 = 1 \text{ Pa}$$

Značení: ● sláma I Ib, ○ sláma III, ▼ zrno I Ib, ▽ zrno III, ◇ sláma z oblasti II a (Blahovec aj., 1985) — k těmto hodnotám se vztahuje také plná čára v obrázku

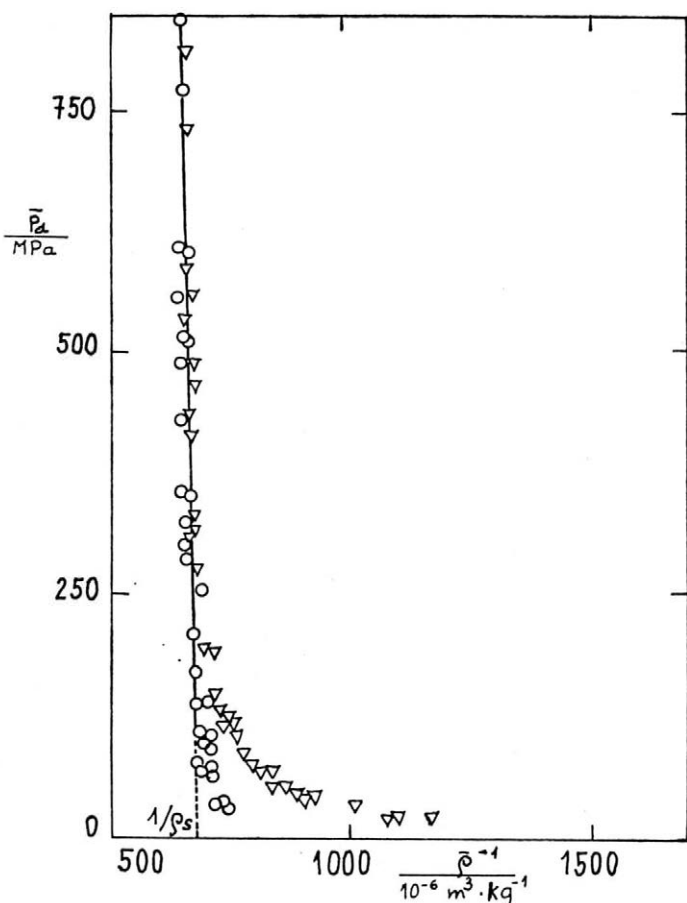
těsnosti použitého vztahu pro proměnné $\bar{p}_d$ a $\bar{q}$, jako spíše projevem použité logaritmické transformace souřadnic (linearizace problému v regresní analýze).

V obr. 3 jsou vyneseny údaje o stlačovací křivce pro suchou ječnou slámu GJ1 spolu se staršími údaji pro suchou žitnou slámu (Blahovec, 1984). Oba soubory dat, získané u slámy s blízkými hodnotami podílu vlhkosti, se navzájem dobře doplňují a pokrývají téměř celou oblast stlačování tlaků $\sim 0,01$ MPa do ~ 1 GPa. Stlačovací křivky jsou vyneseny v logaritmických souřadnicích a jsou na nich patrné dílčí oblasti, v nichž jsou stlačovací křivky v použitých souřadnicích přibližně lineární. Jsou to tedy oblasti mocninných vztahů: I (Skalweitova), IIa (první prodloužená oblast mocninných vztahů), IIb a III. Skalweitova oblast stlačovací křivky je známa již více než 50 let (Matthies a Busse, 1966), oblast IIa byla zavedena v předchozí práci (Blahovec, 1982). Pro Skalweitovu oblast je typické vyplňování mezer mezi stébly, oblast II (a i b) je charakteristická vytěšňováním vzduchu z vnitrostěbelných dutin a v oblasti III probíhá stlačování buněčných stěn (Matthies a Busse, 1966). Oblast IIa je možné přisoudit vytlačování vzduchu z parenchymu stébla, zatímco oblast IIb lze vztáhnout k těmto procesům v pletivech se silnostěnnými buňkami (Blahovec, 1986).

Parametry a_i a n_i mocninných vztahů, použitých k popisu jednotlivých částí stlačovací křivky, nejsou zcela nezávislé (Blahovec aj., 1985). Pro naše výsledky je to patrné z obr. 4, který zachycuje závislost parametru n_i na $\ln a_i$. S klesající hodnotou $\ln a_i$ veličina

5. Závislost středního tlaku na dno komory při stlačování ječné slámy (GJ1) na reciproké hodnotě střední objemové hmotnosti — Relation of the medium pressure on the bottom of the chamber during compression of barley straw (GJ1) to the reciprocal value of the medium volume weight

- ▽ 1. zatěžování
○ 2. zatěžování



n_i roste, a to přibližně lineárně. Porovnáním plné čáry, která představuje závislost získanou pro oblast IIa v předchozí práci (Blahovec aj., 1985), s výsledky z oblastí IIb a III, získanými v této práci (přerušovaná čára v obr. 4), je patrný trend poklesu hodnoty směrnice závislosti $n_i - \ln a_i$ s klesajícími hodnotami $\ln a_i$ (s rostoucím tlakem).

MECHANICKÉ VLASTNOSTI BUNĚČNÝCH STĚN

Homogenní stlačování izotropního elastického tělesa v oblasti malých deformací je možné popsat rovnicí:

$$p = K \varepsilon_v \quad (4)$$

kde: p — všestranný tlak

K — objemový modul pružnosti

ε_v — poměrná objemová deformace

Tento výraz je vyjádřením Hookeova zákona pro stlačování tělesa všestranným tlakem. Vyjádříme-li ε_v jako poměrnou změnu objemu a za p dosadíme měřenou veličinu $\bar{p}_d$, pak úpravou rovnice (4) získáme výraz:

$$\bar{p}_d = K (1 - \rho_s / \bar{\rho}) \quad (5)$$

kde: ρ_s — střední hustota biopolymerů podílejících se na stavbě stěn buněk (v nezatiženém stavu)

Rovnice (5) nabývá platnosti po vyplnění mezistěbelných mezer a vnitrostěbelných dutin za stavu, kdy stěny jednotlivých buněk jsou ve vzájemném kontaktu a mimo ně nejsou ve stlačovaném materiálu prostory vyplněné vzduchem. Za tohoto stavu je hodnota objemové hmotnosti $\bar{\rho}$ větší než hustota buněčných stěn ρ_s .

V obr. 5 je vyneseno střední tlak na dno komory v závislosti na reciproké hodnotě objemové hmotnosti stlačované slámy (GJ1). V obrázku je patrná lineární část této závislosti, kterou je možné popsat vztahem (5). Výsledky regresní analýzy experimentálních dat s použitím vztahu (5) jsou uvedeny v tab. III. Analyzovány byly hodnoty z vysokotlakých okrajů proměřených stlačovacích křivek testovaných materiálů, včetně opakovaných stlačení. Nebyly vyhodnocovány odtěžovací větve stlačovacích křivek s ohledem na nižší reprodukovatelnost získávaných hodnot parametrů K a ρ_s v těchto případech. Oblast stlačovací křivky, v níž byla prováděna regresní analýza vztahu $\bar{p}_d - 1/\bar{\rho}$, je v tab. III charakterizována střední hodnotou tlaku $\bar{p}_d$ v této oblasti (její konec je vždy tvořen nejvyšší měřenou hodnotou $\bar{p}_d$ příslušné větve analyzované stlačovací křivky); značíme ji $\bar{p}$. Podle vztahu (5) vedla regresní analýza takto vybraných souborů dat k poměrně dobře reprodukovatelným hodnotám ρ_s a v případě stlačování pšeničného zrna i k reprodukovatelným hodnotám K . Hodnoty objemového modulu pružnosti K pro slámu nejsou dobře reprodukovány a silně závisejí na volbě úseku stlačovací křivky, v němž se analýza uskutečňuje. Pro K proto uvádíme pouze intervaly, v nichž jsou nejrealističtější experimentálně stanovené hodnoty.

U vztahu (5) je třeba si uvědomit meze použitelnosti. Tento vztah je odvozen pro malá poměrná stlačení ε_v , ale již v případě suché slámy (GJ1) představuje její stlačení na objemovou hmotnost $\bar{\rho} = 1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ poměrné stlačení rovné $(\bar{\rho} - \rho_s)/\rho_s \cdot 100 \% = (1600 - 1469)/1469 \cdot 100 \sim 9 \%$. Toto stlačení již není možné považovat za malé a vztah (5) ztrácí své opodstatnění. Lze předpokládat růst objemového modulu pružnosti K s rostoucí hodnotou tlaku $\bar{p}_d$, a tedy růst $\bar{p}_d$ s rostoucí objemovou hmotností $\bar{\rho}$ stlačeného materiálu výraznější, než jaký předpokládá vztah (5) se stálou hodnotou K .

Získané hodnoty hustoty buněčných stěn pro slámu a obilní zrna (zde se na výsledné hodnotě výrazněji podílí obsah buněk prostřednictvím škrobu) jsou v tab. IV srovnány s hodnotami uváděnými literaturou pro hustotu dřeva a základních složek buněčných stěn. Z tab. IV je zřejmá shoda literárních údajů s hodnotami určenými v této práci. Poněkud překvapivá je vyšší hodnota ρ_s pro vlhčí slámu (GJ2) než pro slámu s nižším podílem vlhkosti (GJ1). Vzhledem k tomu, že hustota vody je výrazně nižší než hustota buněčných stěn, plyne z těchto výsledků, že buněčné stěny a voda nejsou ve slámě komponentami objemově aditivními, a to ani při vysokém podílu vlhkosti (17–18 %). I při této vlhkosti se voda zřejmě ukládá do prostorů uvnitř stěn buněk. O existenci prostorů uvnitř stěn buněk při uvedených hladinách vlhkosti svědčí i nižší hodnoty objemového modulu pružnosti u slámy s nižším podílem vlhkosti.

MĚRNÁ SPOTŘEBA ENERGIE

Měrná deformační energie ($\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$) na stlačení materiálu z počáteční objemové hmotnosti $\bar{\rho}_1$ na konečnou objemovou hmotnost $\bar{\rho}$ je dána vztahem (Blahovec, 1982):

$$w_{\bar{\rho}} = \int_{\bar{\rho}_1}^{\bar{\rho}} \frac{\bar{p}_d}{\bar{\rho}^2} d\bar{\rho} \quad (6)$$

kde: $\bar{p}_d$ – použitý tlak

V obr. 6 je vynesena závislost této veličiny na dosažené objemové hmotnosti $\bar{\rho}$, když za počáteční objemovou hmotnost považujeme objemovou hmotnost volně sypaného materiálu. Ukazuje se, že v téměř celém studovaném oboru stlačovací křivky lze

III. Regresní parametry rovnice (5) — The regression parameters of equation (5)

Materiál	Z 1/2	$\frac{K}{\text{GPa}}$	r	$\frac{\rho_s}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}}$	$\frac{\bar{p}}{\text{MPa}}$
Ječná sláma GJ1	1	18,4	−0,984	1467	599
		12,6	−0,967	1437	523
		14,1	−0,975	1468	412
		11,6	−0,978	1457	382
		19,7	−0,937	1477	519
		13,9	−0,916	1475	527
	střední hodnota		13–20 (15,3)		1469 ± 5
	2	13,0	−0,979	1485	480
		16,0	−0,985	1481	433
		13,6	−0,987	1476	402
		19,3	−0,997	1466	605
		11,9	−0,966	1437	574
	střední hodnota		13–20		1469 ± 6
Ječná sláma GJ2	1	29,3	−0,982	1573	602
		15,7	−0,940	1545	526
		23,0	−0,896	1561	636
		15,6	−0,903	1538	598
		20,8	−0,996	1563	556
		16,6	−0,998	1554	523
	střední hodnota		20–30 (30)		1566 ± 3
	2	26,8	−0,984	1567	670
		17,2	−0,946	1546	600
		30,8	−0,975	1583	636
		13,8	−0,933	1520	554
		19,0	−0,999	1561	610
		18,0	−0,998	1559	574
	střední hodnota		20–30		1574 ± 4

Materiál	Z 1/2	$\frac{K}{\text{GPa}}$	r	$\frac{\rho_s}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}}$	$\frac{\bar{p}}{\text{MPa}}$
Pšenice — zrno GP	1	7,54	-0,993	1460	348
		8,67	-0,992	1465	308
		8,39	-0,909	1478	287
		8,67	-0,991	1465	348
		7,67	-0,991	1460	308
		7,77	-0,995	1454	289
		8,39	-0,909	1478	277
		7,09	-0,954	1466	249
		9,54	-0,965	1478	309
		8,33	-0,970	1465	288
	střední hodnota	8,20 $\pm$ 0,16		1467 $\pm$ 2	
	2	7,59	-0,988	1462	323
		8,02	-0,994	1459	303
		8,00	-0,997	1462	286
		7,44	-0,998	1455	347
		7,81	-0,998	1424	310
		8,10	-0,998	1461	290
		9,77	-0,985	1475	329
		8,24	-0,992	1461	289
		7,98	-0,996	1458	268
		7,73	-0,994	1473	255
		9,85	-0,991	1478	290
		9,23	-0,994	1473	275
	střední hodnota	8,31 $\pm$ 0,17		1460 $\pm$ 3	

závislost $w_{\bar{v}} - \bar{v}$ aploximovat mocninným vztahem s jedinou dvojicí empirických konstant. Větší odchylky od této závislosti lze pozorovat pouze v oblasti nízkých hodnot objemové hmotnosti ($\bar{v} \lesssim 120 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) a v oblasti III. stlačovací křivky. Šrafovanými úseky je vyznačena oblast experimentálních hodnot získaných u různě upravené slámy (Blahovec, 1982).

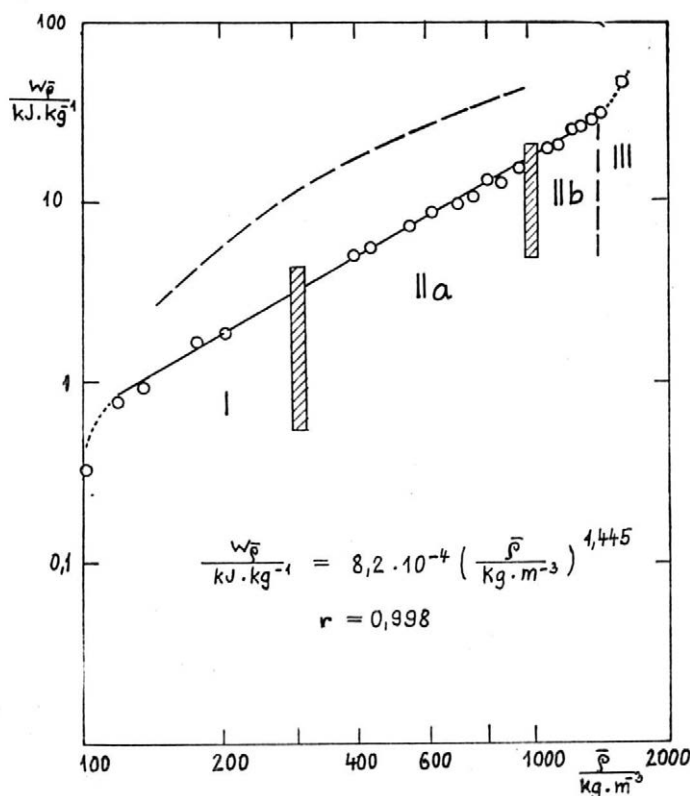
Přerušovanou čarou je v obr. 6 vyznačena měrná energie spotřebovaná na stlačení slámy (podíl vlhkosti 18,4 %) do briket v závislosti na objemové hmotnosti těchto briket po vyjmutí z komory a následné relaxaci. Takto pojatá měrná energie spotřebovaná na stlačení slámy je dvakrát až třikrát vyšší než námi uváděná veličina vztažená k objemové hmotnosti materiálu v okamžiku stlačení.

IV. Hustoty buněčných stěn a jejich komponent — Densities of the cell walls and their components

Charakteristika	$\frac{\rho_s}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}}$	Zdroj
Buněčné stěny:		
sláma GJ1	1470	tato práce
GJ2	1570	tato práce
dřevo	1480	Hermans (1949)
	1500	Dinwoodie (1981)
zrna	1460	tato práce
Složky:		
krystalická celulóza	1592	Hermans (1949)
hemicelulóza	1490	Hermans (1949)
lignin	1600	Hermans (1949)
celulóza (len, bavlna)	1560	Treolar (1977)

6. Měrná spotřeba energie na stlačování slámy (byla použita i data, která uvedli Blahovec, 1984 a Blahovec aj., 1985) v závislosti na dosažené střední objemové hmotnosti — Specific consumption of energy for straw compression (the data mentioned by Blahovec, 1984 and Blahovec et al., 1985 were also used) in relation to the medium volume weight

Šrafováním jsou vyznačeny intervaly naměřených hodnot pro upravovanou slámu. Přerušovanou čarou je vyznačena závislost $w_{\bar{\rho}}$ na objemové hmotnosti vyjmутých a expandovaných briquet (O'Dogherty a Wheeler, 1984)



Slamnaté brikety jsou obvykle připravovány v extruzních tvarovacích lisech s měrnou spotřebou energie 100 až 300 kJ.kg⁻¹. Obr. 6 ukazuje, že měrná spotřeba energie na stlačení slámy v komoře je výrazně nižší než hodnota uváděná pro extruzní tvarovací lisu, a to zejména tehdy, když je stlačování omezeno na oblasti I. a II. stlačovací křivky. Stlačování slámy v uzavřené komoře můžeme tedy považovat za energeticky mnohem méně náročný tvarovací proces než klasicky používané extruzní tvarování.

ZÁVĚR

Proměřování stlačovacích křivek slámy a obilního zrna v oblasti vysokých tlaků (do 1 GPa) ukázalo, že stlačovací křivka, tj. závislost tlaku na dosažené objemové hmotnosti, se skládá z oblastí, v nichž lze úspěšně používat aproximace stlačovací křivky exponenciálními či lépe mocninnými vztahy. Toto členění je opodstatněno odlišností procesů řídících stlačování materiálu v různých částech stlačovací křivky.

Z vysokotlakých částí stlačovacích křivek byly určeny hodnoty hustoty buněčných stěn (obecněji pevné fáze stlačovaného materiálu) a byl odhadnut jejich objemový modul pružnosti. Získané hodnoty jsou ve shodě s literárními údaji. Údaje o hustotě buněčných stěn ve slámě dvou různých vlhkostí svědčí o tom, že voda a sušina buněčných stěn (obecněji dokonce i buněčné stěny včetně vody v nich vázané) nejsou komponenty objemově aditivní až do relativně vysokých vlhkostí (17–18 %).

Bylo zjištěno, že závislost měrné deformační energie na objemové hmotnosti stlačované slámy je v širokém intervalu hodnot objemové hmotnosti aproximovatelná mocninným vztahem. Je srovnatelná s odpovídajícími literárními údaji a je několikanásobně nižší než měrná spotřeba energie na tvarování slámy v extruzních (protlačovacích) lisech.

Literatura

- BLAHOVEC, J.: Stlačování upravené žitné slámy. Zeměd. Techn., 28, 1982, s. 65-75.
- BLAHOVEC, J.: Fenomenologický model průběhu stlačování stébelnatých materiálů. Zeměd. Techn., 30, 1984, s. 545-555.
- BLAHOVEC, J.: Mechanické vlastnosti vybraných rostlinných materiálů a jejich využití v rostlinné výrobě. [Disertační práce.] Praha 1986. 387 s. — Vysoká škola zemědělská.
- BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. — SZOT, B.: Stlačování suché slámy základních obilnin při nižších tlacích. Zeměd. Techn., 31, 1985, s. 129-142.
- DINWOODIE, J. M.: Timber, its natural and behaviour. New York, Van Nostrand 1981.
- HERMANS, P. H.: Physics and chemistry of cellular fibres with particular reference to rayon. New York, Elsevier Publ. Co. Inc. 1949.
- KUBÁT, O.: Stlačování zemědělských materiálů vysokými tlaky. [Diplomová práce.] Praha 1985. 42 s. — Vysoká škola zemědělská.
- MATTHIES, H. J. — BUSSE, W.: Neuere Erkenntnisse auf dem Gebiete des Verdichtens von Halmgut mit hohem Normaldruck. Grundl. Landtechn., 16, 1966, č. 3, s. 87-92.
- O'DOHERTY, M. J. — WHEELER, J. A.: Compression of straw to high densities in closed cylindrical dies. J. agric. Engng. Res., 29, 1984, s. 61-72.

OSOBOV, V. I. — VASILJEV, G. K. — GOLJANOVSKIJ, A. V.: Mašiny i oborudovanie dlja uplotnénija seno-solomnistych matériálov. Moskva, Mašinostrojenie 1974. 231 s.

TREOLAR, L. R. G.: Physics of textiles. Physics today, 1977, č. 12, s. 23-30.

Došlo dne 7. 11. 1986

БЛАГОВЕЦ, Й. — КУБАТ, О. (Сельскохозяйственный институт, Прага): Прессование сухих сельскохозяйственных пористых материалов при высоких давлениях. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 289-302.

Сухая ячменная солома двух разных степеней влажности (11—12 % и 17—18 %) и зерно пшеницы (влажность 7—8 %) спрессовывались в специальной закрытой камере до давления 980 МПа. У полученных кривых давления при объемных массах от 1450 до 1580 кг/м³ замечен характерный излом, который сигнализирует о том, что процесс выдавливания воздуха из прессуемого материала окончился. Плотность клеточных стенок (плотной фазы) сжимаемых образцов и оценку модуля упругости этих компонентов получали путем линейного анализа регрессии отношения между давлением и реципрокным значением объемной массы в области очень высоких давлений свыше приведенного предела с характерным изломом. Установили, что вода и плотная фаза исследуемых материалов по объему неаддитивны вплоть до относительно высоких влажностей (влажность 17—18 %). Обнаружили степенную зависимость между удельной деформационной энергией на сжатие и достигнутой объемной массой. Эта энергия отчетливо ниже, чем у выдавливающих прессов.

солома; прессование; брикетирование; брикет; плотность; модуль упругости; энергия

BLAHOVEC, J. — KUBÁT, O. (University of Agriculture, Praha): Compression of Dry Farm Porous Materials at High Pressures. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 298-302.

Dry barley straw of two moisture contents (11—12 % and 17—18 %) and wheat grain (moisture content 7—8 %) were compressed in a special closed chamber up to the pressure of 980 MPa. In the compression curves a characteristic breaking point is obvious at the volume weight of 1450 to 1580 kg.m⁻³ which signalizes that the process of air discharge from the compressed material is finished. The density of the cell walls (solid phase) of the compressed samples and estimate of the modulus of elasticity of these components were obtained by linear regression analysis of the relation between pressure and reciprocal value of the volume weight in the sphere of very high pressures exceeding the stated level, with the characteristic breaking point. It has been found out that water and the solid phase of these materials are not volume-additive up to relatively high moisture contents (17—18 %). A power function between specific deformation energy of compression and the volume weight was determined. This energy is significantly lower than in extrusion presses.

straw; pressing; pelleting; briquette; density; modulus of elasticity; energy

BLAHOVEC, J. — KUBÁT, O. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha): Verdichten trockener poröser landwirtschaftlicher Materialien unter hohen Drücken. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5) : 289-302.

Trockenes Gerstenstroh von zweierlei Feuchtigkeiten (Feuchteraten 11—12 % und 17—18 %) und Weizenkörner (Feuchterate 7—8 %) wurden in einer speziellen verschlossenen Kammer unter Drücken bis zu 980 MPa zusammengepresst. Bei den ermittelten Verdichtungskurven erscheint bei Volumenmassen von 1450 bis 1580 kg.m⁻³ eine charakteristische Knickung, die darauf hinweist, dass der Prozess der Luftverdrängung aus dem zu verdichtenden Material bereits beendet ist. Die Dichte der Zellwände (feste Phase) der verdichteten Proben und die Schätzung des Elastizitätsmoduls dieser Komponenten wurden anhand linearer Regressionsanalyse der Beziehung zwischen dem Druck und dem Kehrwert der Volumenmasse im Bereich sehr hoher Drucke oberhalb der angeführten Grenze mit der charakteristischen

Knickung gewonnen. Es wurde festgestellt, dass Wasser und die feste Phase der untersuchten Materialien bis zu relativ hohen Feuchtigkeitsgraden (Feuchterate von 17—18 %) volumenmässig nicht additiv sind. Es wurde eine Potenzabhängigkeit zwischen der spezifischen, zur Verdichtung erforderlichen Deformationsenergie und der erzielten Volumenmasse gefunden. Diese Energie liegt wesentlich niedriger als bei den Strangpressen.

Stroh; Verdichten; Kompaktierung; Briketts; Dichte; Elastizitätsmodul; Energie

Adresa autorů:

RNDr. ing. Jiří Blahovec, CSc., ing. Ondřej Kubát, Vysoká škola zemědělská, 165 00 Praha-Suchbát

L. Novák, R. Říman, K. Tykal

NOVÁK, L. — ŘÍMAN, R. — TYKAL, K. (Vysoká škola zemědělská, Praha; Výzkumný ústav hutnictví železa, Dobruška, pobočka Karlštejn): *Opotřebení šnekovic šnekového lisu Stork Duke*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (5): 303–318.

Uvádíme výsledky sledování opotřebení šnekovic opatřených stelitovým návarem šnekového lisu vyráběného firmou STORK DUKE. Testem významnosti regresních koeficientů byla potvrzena rovnoběžnost regresních přímků funkční závislosti úbytku hmotnosti na době provozu. Ve druhé části práce je popsáno stanovení fyzikálně metalurgických charakteristik základního materiálu a návaru šnekovice po 621. hodině provozu. Na základě stanovení rozdílů tvrdosti a strukturních charakteristik světelnou a elektronovou mikroskopií byl navržen model mechanismu funkčního opotřebení povrchu šnekovice.

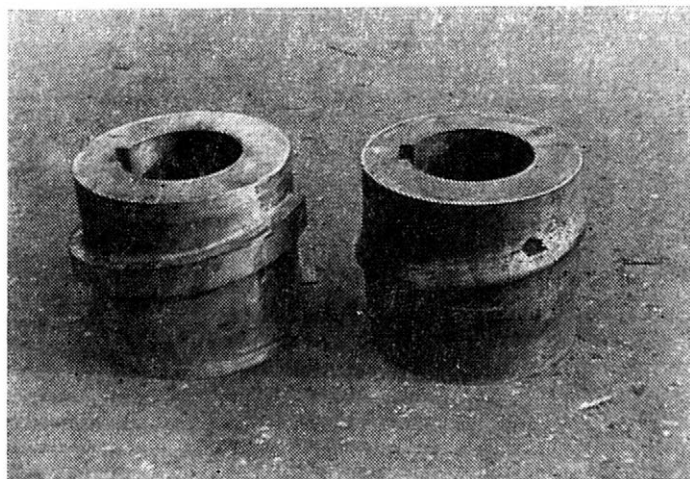
váhová metoda; model průběhu opotřebení; stanovení materiálových charakteristik; mechanismus opotřebení

Nejstarší zprávy o šnekových strojích pocházejí z období mezi lety 1865 až 1880. To platí jak pro šnekové protlačovací lisy, jimiž se mají plastické hmoty tvářet a protlačovat, tak i pro šnekové stroje, které slouží ke kontinuálním procesům spojování nebo rozdělování látek.

Nejstarším pracovním dokladem šnekového protlačovacího lisu je návrh protlačovacího šneku z roku 1873 (Schenkel, 1963). Victor M. Hovey zjistil, že A. G. de Wolfe již v roce 1866 postavil v USA šnekový protlačovací lis pro pláště kabelů (Hovey, 1961). V roce 1869 byl firmou Follows and Bate v Manchesteru v Anglii postaven první dvojité šnekový lis na výrobu vuřtů (Hurlston, 1957). Bližší technické informace o těchto lisech se však nezachovaly.

V potravinářském průmyslu se od roku 1883 začal používat lis vyvinutý Desgoffem a di Giorgioem (Herrmann, 1972). Na přelomu století našly zejména v olejářském průmyslu široké uplatnění šnekové lisy s perforovaným krytem. Lis tohoto typu, vyrobený firmou V. D. Anderson Company v Clevelandu ve státě Ohio v USA, byl používán ke zpracování kopru, arašídů, lněného, sezamového a bavlníkového semene.

V roce 1930 se těmito typy lisů začal velmi intenzivně zabývat chemický průmysl. Tehdy se při výstavbě bavlnářského průmyslu v závodě Wolfen I. G. Farbenindustrie, AG, řešil úkol odluhovat velké množství alkalicko-celulóзовé kaše (Herrmann, 1972). Normální lisovací šneky s dírkovými plášti selhaly, protože při odluhování alkalické celulózy byly dány jiné reologické podmínky než při odvodňování buničiny. Alkalická celulóza se otáčela společně se šnekem, aniž by byla posunována dále ve směru osy. Proto W. Meskat teoreticky i laboratorně studoval jednotlivé fáze lisovacího procesu a reologické a strukturální vlastnosti alkalické celulózy v různých lisovacích stupních. Při pokusech s rotačním viskozimetrem se ukázalo, že alkalicko-celulózová suspenze klouže téměř bez odporu podél hladkých stěn válce. Teprve po zdrsnění stěn válce vyfrézováním podélných drážek mohlo být tomuto klouzání zamezeno. Tento poznatek byl aplikován



1. Porovnání nové a opotřebené šnekovice (6A) — Comparison of a new and worn screw (6A)

při konstrukci pláště šnekového lisu, který se s malými změnami používá při výrobě masokostní moučky dodnes.

Mezi přední firmy, které se zabývají výrobou lisů na zpracování kadaverů a veškerých odpadů živočišného původu, patří holandská firma STORK DUKE. První šnekový lis této firmy byl v ČSSR uveden do provozu roku 1978 v Senci. Od té doby byl instalován v dalších provozech — v Nitře, Drienově, Mankovicích a v Podbořanech.

Vzhledem ke značně vysokému lisovacímu tlaku se šnekovice lisu v poměrně krátké době opotřebovávají. Na obr. 1 je porovnávána nová šnekovice se šnekovicí opotřebenou.

Opotřebení považujeme za složitý proces ovlivňovaný mnoha souběžně působícími faktory. Je zřejmé, že při analýze opotřebení je proto třeba přistupovat k daným procesům jako k náhodným dějům, které je možné hodnotit metodami matematické statistiky.

V tomto příspěvku je popsán návrh modelu průběhu opotřebení, na jehož základě by bylo možné hodnotit dosažené výsledky, jejich spolehlivost, reprodukovatelnost a předpovídat pravděpodobný průběh opotřebení šnekovic šnekového lisu.

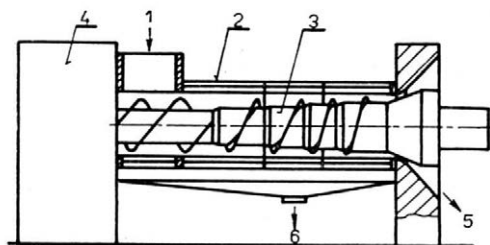
Opotřebení bylo sledováno v době od 15. 11. 1981 až do 10. 1. 1984 na dvou lisech umístěných ve veterinárním asanačním ústavu v Podbořanech (Götz, 1985).

Velikost opotřebení byla určována u šnekovic opatřených stelitovým návarem. Měřili jsme hmotnost úbytků šnekovic a zároveň jsme sledovali velikost opotřebení jednotlivých částí jejich závitu řezovou metodou. Výsledky této části práce budou uvedeny v dalším článku. V závěru práce je na základě pozorování funkčního povrchu šnekovic odhadnut mechanismus opotřebení.

PRACOVNÍ PROCES LISU

Vlastní proces lisování probíhá při teplotě masokostní kaše asi 110 °C. Masokostní kaše je přiváděna šnekovým dopravníkem do vstupního otvoru šneku (obr. 2), který se otáčí v lisovací komoře opatřené úzkými šterbinami. Vlastní šnek je konstruován jako dělený, skládající se z jednotlivých šnekovic navlečených na hřídeli. Masokostní kaše je závit na šnekovicích posunována do stále se zmenšujícího lisovacího prostoru, vytvořeného zvětšujícím se průměrem šnekovice. Tím se tuk z masokostní kaše odlisovává a vytlačuje přes šterbiny v plášti do sběrače, odkud je dopravován k odstředivce. Na konci šneku odchází vlastní masokostní moučka.

2. Princip šnekového lisu na výrobu masokostní moučky — A principle of a screw press for the production of meat and bone meal
1 — vstup lisovaného materiálu; 2 — cedník; 3 — lisovací šnek; 4 — poháněcí ústrojí; 5 — výstup zpracovaného materiálu; 6 — odtok vyliisovaného tuku



METODIKA

Opotřebení posledních tří šnekovic opatřených stelitovým návarem bylo sledováno na dvou šnekových lisech umístěných ve veterinárním asanačním ústavu v Podbořanech. Ke sledování jsme použili váhové metody. Zvážené šnekovice byly na své čelní straně označeny pořadím, ve kterém potom byly umístěny na hřídeli (obr. 3). Takto připravený hřídel byl vložen do šnekového lisu. U šnekovic označených jako 6A, 6B a 6C jsme sledovali dobu provozu do výměny a nutné renovace v důsledku zvýšeného procentuálního obsahu tuku ve vyrobené masokostní moučce.

Mezitím byly již další nové šnekovice připraveny ve druhém šnekovém lisu (zváženy a označeny), ve kterém mohl výrobní proces pokračovat. Šnekovice vyjmuté z lisu byly znovu zváženy a byla zaznamenána doba provozu, které odpovídal příslušný hmotnostní úbytek materiálu m (tab. I). Tímto způsobem bylo sledováno celkem 27 šnekovic umístěných na devíti šnekových hřídelích.

Doba provozu jednotlivých šnekovic je poměrně velmi rozdílná. Je to způsobeno značnými rozdíly ve složení kafilerní suroviny, která byla v lisech zpracovávána.

U lisu č. 2 bylo v jednom případě dosaženo pouze 303 hodin provozu. Jelikož měl tento lis poškozený šnekový hřídel, musely být demontovány všechny šnekovice. Doby provozu jednotlivých šnekovic umístěných na šnekových hřídelích č. 1–9 odpovídají pořadí, ve kterém byly sledovány. Hřídel č. 8 byl po 621. hodině vyřazen z provozu pro vysoké opotřebení posledních tří šnekovic. Ze šnekovic 6A hřídele č. 8 jsme odebrali vzorek o úhlopříčce 30 mm a z něj jsme

- určovali chemické složení materiálu,
- určovali tvrdost základního materiálu a návaru,
- vyšetřovali mikrostrukturu základního materiálu a návaru,
- stanovili charakteristiky povrchu návaru,
- vyhodnotili zpevnění na povrchu návaru.

VÝSLEDKY

Jednotlivé doby provozu a jim odpovídající zjištěné hmotnosti šnekovic označených na obr. 3 symboly 6A, 6B a 6C jsou sestaveny v tab. I. Hmotnostní úbytek m je vyjádřen podle vztahu

$$m = m_n - m_o$$

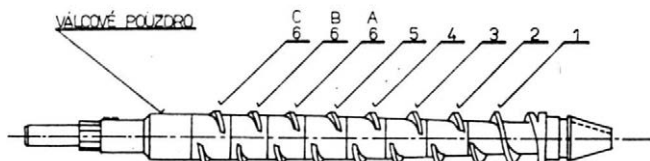
kde: m_n — hmotnost nové šnekovice

m_o — hmotnost opotřeбенé šnekovice

Naměřené doby provozu a příslušné hmotnostní úbytky byly sestaveny do grafu znázorněného na obr. 4.

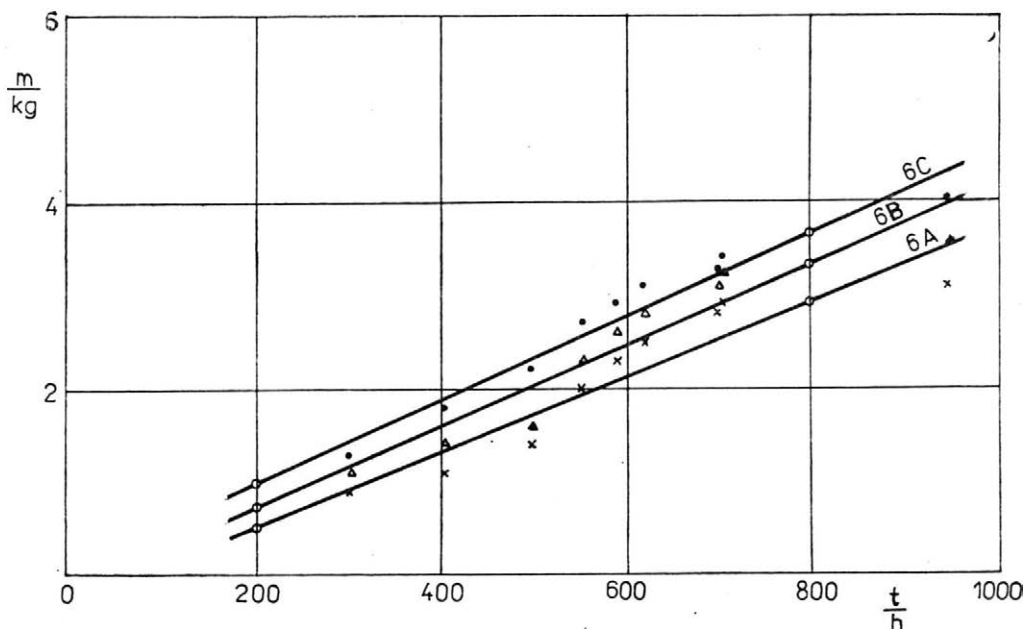
Za nezávisle proměnnou byla zvolena doba provozu a za závisle proměnnou náhodné úbytky šnekovic.

3. Šnekový hřídel s označením polohy jednotlivých šnekovic — A screw shaft with an indication of the position of screws



I. Naměřené hodnoty provozní doby a hmotnostního úbytku materiálu pro sledované šnekovice — The values of operating time and weight loss of the material in the screws under study

	Šne- kový hřídel číslo	$\frac{t}{h}$	Šnekovice 6A			Šnekovice 6B			Šnekovice 6C		
			$\frac{m_n}{kg}$	$\frac{m_o}{kg}$	$\frac{m}{kg}$	$\frac{m_n}{kg}$	$\frac{m_o}{kg}$	$\frac{m}{kg}$	$\frac{m_n}{kg}$	$\frac{m_o}{kg}$	$\frac{m}{kg}$
Lis č. 1	1	706	41,0	38,1	2,9	41,0	37,8	3,2	40,9	37,5	3,4
	2	949	41,0	37,9	3,1	40,9	37,4	3,5	41,0	37,0	4,0
	3	405	41,0	39,9	1,1	41,0	39,6	1,4	41,0	39,2	1,8
	4	700	41,0	38,2	2,8	41,0	37,9	3,1	40,8	37,6	3,2
Lis č. 2	5	554	41,0	39,0	2,0	41,0	38,7	2,3	41,0	38,3	2,7
	6	303	41,0	40,1	0,9	41,0	39,9	1,1	41,0	39,7	1,3
	7	502	40,9	39,5	1,4	40,8	39,2	1,6	41,0	38,8	2,2
	8	621	41,0	38,5	2,5	40,9	38,1	2,8	40,9	37,8	3,1
	9	589	41,0	38,7	2,3	41,0	38,4	2,6	41,0	38,1	2,9



4. Závislost úbytku hmotnosti m na době provozu t u šnekovic (6A, 6B, 6C) — Relation of the weight loss m to operating time t in screws (6A, 6B, 6C)

U všech šnekovic jsou body seskupeny tak, že průběhy jednotlivých korelačních polí lze vystihnout přímkou.

Pro provedení regresní analýzy je však nutné, aby se sledovaný soubor alespoň přibližně řídil normálním rozdělením. Jako orientační kritérium normality se často používá pravidlo tří sigma (Kába, 1980).

Ze dvou veličin — t (doba provozu) a m (hmotnostní úbytek) — byla vybrána pouze

II. Hodnoty pro stanovení distribuční funkce — The values for the determination of a distribution function

Materiál: stelit

n_i	t_i	$\bar{t}$	$(t - \bar{t})^2$	s
1	554	592,111	1 452,457	187,414
2	303	592,111	83 585,235	187,414
3	502	592,111	8 120,012	187,414
4	621	592,111	834,568	187,414
5	589	592,111	9,679	187,414
6	706	592,111	12 970,679	187,414
7	949	592,111	127 369,679	187,414
8	405	592,111	35 010,568	187,414
9	700	592,111	11 640,012	187,414
Součet	5329	592,111	280 992,889	187,414

nezávislá veličina t . Jestliže totiž má náhodná veličina t normální rozdělení $N(\bar{t}; s)$, má libovolná lineární funkce $m = a + b \cdot t$ opět normální rozdělení.

Výchozí hodnoty pro výpočet pravidla tří sigma byly shrnuty do tab. II.

Pro hodnoty s parametry normálního rozdělení $N(\bar{t}; s^2)$ je hustota pravděpodobnosti normálního rozdělení určena vztahem

$$f(t) = \frac{1}{s \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2 \cdot s^2}} \quad -\infty < t < +\infty$$

Této hustotě pravděpodobnosti odpovídá distribuční funkce

$$\Phi(z) = \frac{1}{s \cdot \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{(t-\bar{t})^2}{2 \cdot s^2}} \cdot dt$$

Pravidlo tří sigma pak nabývá tvaru

$$P|\bar{t} - 3s < t < \bar{t} + 3s| = 2\Phi\left|\frac{\bar{t} + 3s}{s}\right| - 1$$

Tvar distribuční funkce rozdělení s parametry $\bar{t} = 592,111$ a $s = 187,414$

$$\Phi = \frac{1}{187,414 \sqrt{2\pi}} \cdot \int_{\bar{t}-3s}^{\bar{t}+3s} e^{-\frac{(t-592,111)^2}{2 \cdot 187,414^2}} \cdot dt$$

Hodnoty distribuční funkce pro oba soubory byly vypočítány Simpsonovým pravidlem. Výpočet byl proveden pro dva počty dělení $K_1 = 32$ a $K_2 = 64$, čímž je určena chyba této numerické metody.

Pro $K_1 = 32$ je pravděpodobnost

$$P_1(\bar{t} - 3s < t < \bar{t} + 3s) = 2 \cdot 0,98387 - 1 = 0,96774$$

pro $K_2 = 64$ je pravděpodobnost

$$P_2(\bar{t} - 3s < t < \bar{t} + 3s) = 2 \cdot 0,98387 - 1 = 0,96774$$

III. Hodnoty regresních parametrů a rovnice regresních přímek typu $m' = a + bt$ pro sledované šnekovice — The values of regression parameters and the equation of regression lines of the type $m' = a + bt$ for the screws under study

Šnekovice	Regresní koeficient	Materiál: stelit
6A	a	-0,28139
	b	0,00404
	rovnice	$m' = -0,28139 + 0,00404 t$ $r = 0,933$
6B	a	-0,14762
	b	0,00430
	rovnice	$m' = -0,14762 + 0,00430 t$ $r = 0,941$
6C	a	0,14828
	b	0,00437
	rovnice	$m' = 0,14828 + 0,00437 t$ $r = 0,974$

pak je chyba Simpsonova vztahu
pro $K_2 = 64$

$$R_{2K} \doteq \frac{1}{15} (P_2 - P_1) \doteq \frac{1}{15} (0,96774 - 0,96774) = 0$$

pro $K_1 = 32$

$$R_K = 16 \cdot R_{2K} \doteq 0$$

Pravděpodobnost pravidla tří sigma je $P_1 = P_2 = 0,96774$, což ukazuje, že oborem prakticky možných hodnot veličiny t , která má rozdělení s parametry $\bar{t}$ a s , je interval $(\bar{t} - 3s; \bar{t} + 3s)$. Veličina t se řídí normálním rozdělením, protože splňuje pravidlo tří sigma.

Podmínky příčinné závislosti mezi dobou provozu a opotřebením jsou dokázány podstatou pracovního procesu a není nutné použít některé z matematických metod statistiky.

Regresní analýzou experimentálních výsledků bylo nalezeno analytické vyjádření a byla prokázána velmi těsná funkční závislost nalezeného vztahu. Vypočtené hodnoty parametrů regresních přímek (obr. 4) a jejich rovnice jsou uvedeny v tab. III.

Pro regresní koeficienty byly stanoveny intervaly spolehlivosti. Pro interval spolehlivosti regresního koeficientu platí nerovnost

$$b - t_{0,05}(f) \cdot 0 < b < b + t_{0,05}(f) \cdot 0$$

Výsledky intervalů spolehlivosti pro regresní koeficienty jsou uvedeny v tab. IV.

Testem významnosti regresních koeficientů je potvrzena rovnoběžnost regresních přímek funkční závislosti $t - m$ jednotlivých šnekovic. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. V. Z výsledků vidíme, že směrnice přímek pro sledované šnekovice mají stejnou hodnotu, to znamená, že jsou rovnoběžné.

Pro jednotlivé korelační koeficienty byl určen 95% interval spolehlivosti. Při vý-

IV. Intervaly spolehlivosti pro regresní koeficienty regresní závislosti $m' = a + bt$ sledovaných šnekovic — Reliability intervals for the regression coefficients of regression relationship $m' = a + bt$ of the screws under study

Šnekovice — materiál	$\frac{s_r}{b}$	$\frac{t_{0,05}}{f}$	Interval spolehlivosti
6A stelit	$\frac{0,3120}{0,0040}$	$\frac{2,367}{7}$	$0,0026 < 0,0040 < 0,0054$
6B stelit	$\frac{0,3113}{0,0043}$	$\frac{2,365}{7}$	$0,0029 < 0,0043 < 0,0057$
6C stelit	$\frac{0,2015}{0,0044}$	$\frac{2,365}{7}$	$0,0035 < 0,0044 < 0,0053$

V. Hodnoty pro testování regresních koeficientů regresní závislosti $m' = a + bt$ — The values for testing the regression coefficients of regression relationship $m' = a + bt$

Šne- kovice	Stelit $n_1 = n_2 = 9 \quad f = 9 + 9 - 4 = 14$					závěr
	b_j	b	$s_{b_j - b(f+1)}$	t_t	$t_{0,05}$	
6A	b_1	0,00404	$s_{b_1 - b_2}$	0,313	2,145	$2,145 > 0,313$ $H_0 : b_1 = b_2$ nezamítáme
6B	b_2	0,00430	$s_{b_2 - b_3}$	0,100	2,145	$2,145 > 0,100$ $H_0 : b_2 = b_3$ nezamítáme
6C	b_3	0,00437				

počtu byly nalezeny korelační koeficienty veličinou Fischerovy Z-transformace, vypočtenou ze vztahu

$$Z = \frac{1}{2} \ln \frac{1+r}{1-r}$$

a určena dolní mez

$$Z_1 = Z - u_\alpha \cdot \frac{1}{\sqrt{u-3}}$$

a horní mez

$$Z_2 = Z + u_\alpha \cdot \frac{1}{\sqrt{u-3}}$$

Retransformací mezi dostaneme hranice hledaného intervalu spolehlivosti. Pro 5% hladinu významnosti je $u_\alpha = 1,96$. Vypočtené hodnoty a intervaly spolehlivosti, vyjádřené nerovnostmi, jsou uvedeny v tab. VI.

URČENÍ ZÁKLADNÍCH MATERIÁLOVÝCH CHARAKTERISTIK

Pro určení základních materiálových charakteristik a posouzení mechanismu opotřebení (Říman aj., 1985) byl vybrán vzorek šnekovice po 621 hodinách provozu (obr. 5).

Šnekovice	Stelit $n = 9$						
	r	z	z_1	z_2	r_1	r_2	95% interval spolehlivosti
6A	0,933	1,681	0,881	2,481	0,707	0,986	$0,707 < r < 0,986$
6B	0,941	1,747	0,947	2,547	0,738	0,988	$0,738 < r < 0,988$
6C	0,974	2,165	1,365	2,965	0,878	0,995	$0,878 < r < 0,995$

Vzorek šnekovice byl podroben těmto zkouškám:

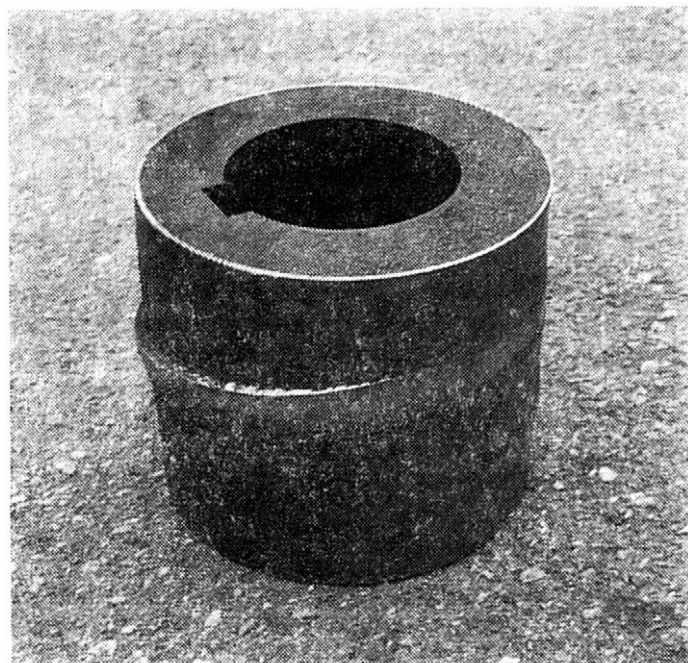
1. stanovení chemického složení základního materiálu a návaru,
2. určení tvrdosti základního materiálu a stelitového návaru,
3. vyšetření mikrostruktury základního materiálu a stelitového návaru,
4. stanovení charakteristik povrchu stelitového návaru,
5. vyhodnocení zpevnění na povrchu stelitového návaru.

EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Stanovení chemického složení

Výsledky chemické analýzy základního materiálu a stelitového návaru jsou uvedeny v tab. VII.

Zjištěné hodnoty obsahu jednotlivých prvků ukazují, že základní materiál odpovídá nelegované nízkouhlíkové oceli, zatímco stelitový návar se vyznačuje především vysokými



5. Šnekovice po 621 hodině provozu, z níž byl zhotoven vzorek pro určení materiálových charakteristik — The screw after 621-hour use from which the sample for the determination of material characteristics was taken

Označení vzorku	Obsah prvků (hm. %)									
	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	W	Co
Základní materiál	0,20	0,60	0,18	0,017	0,018	0,09	0,18	0,06	0,01	0,01
Návar	1,65	0,54	0,94	0,022	0,015	1,18	19,58	0,12	2,47	44,95

podíly kobaltu, chromu, uhlíku a wolframu. Obsah niklu je proti předpokladu nižší. Zbytek do 100 % patrně tvoří železo, které nebylo analyzováno.

Určení tvrdosti

V základním materiálu i v návaru byla stanovena tvrdost podle Vickerse při zatížení 10 kg. Průměrné výsledky ze tří měření tvrdosti odpovídají těmto hodnotám:

základní materiál — HV₁₀ = 106

návar — HV₁₀ = 471

Vyšetření mikrostruktury

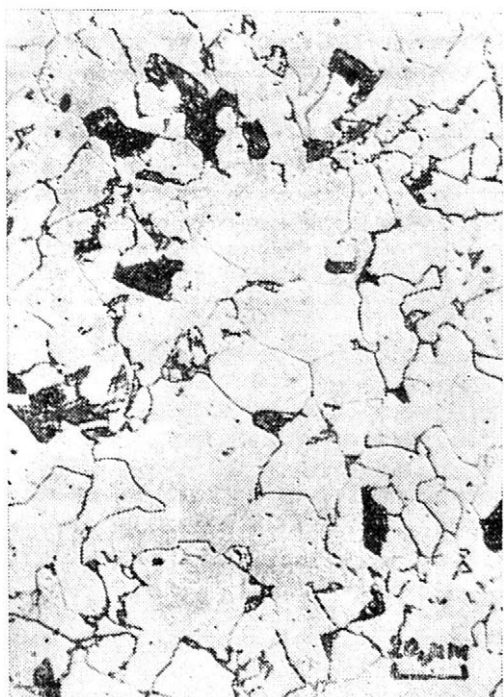
Vzorek zachycující jak základní materiál, tak i stelitový návar byl nejdříve vybroušen za mokra na brusných metalografických papírech o zrnitosti 220, 280, 400 a 600. Potom byl leštěn diamantovou pastou o zrnitosti 2 až 3 μm na silonové tkanině a doleštěn na sametovém sukně zvlhčeném suspenzí jemného kysličníku hlinitého. Po vyleštění byla struktura základního materiálu naleptána nitalem (2% roztok kyseliny dusičné v etylalkoholu) a stelitového návaru leptadlem V2A (10 ml kyseliny dusičné, 100 ml kyseliny solné a 100 ml vody). Takto připravený vzorek byl pozorován na metalografickém mikroskopu Reichert MeF.

Mikrostruktura základního materiálu je tvořena poměrně jemnozrnným feritem s ostrůvky lamelárního perlitu (obr. 6). V tepelně ovlivněné oblasti poblíž spojení s návarem byla zjištěna částečná sferoidizace perlitu (obr. 7). V bezprostřední blízkosti dělicí čáry byla na straně nízkouhlíkové oceli pozorována oduhličená vrstva, projevující se čistě feritickou strukturou (obr. 8). Na rozhraní obou materiálů jsou patrné dvě rozdílné se leptající difúzní vrstvy, u nichž dochází k pronikání některých prvků a s tím souvisejícím strukturním změnám (obr. 9). Na straně návaru následuje pásmo s jemnými karbidy v základní kovové hmotě (obr. 10). Návar vykazuje typickou lící strukturu, tvořenou kovovou maticí a dendriticky uspořádanými karbidickými částicemi nepravidelných tvarů (obr. 11). V povrchové oblasti návaru je výrazná deformace struktury, která se projevuje usměrněním a zhuštěním karbidických útvarů těsně pod povrchem (obr. 12).

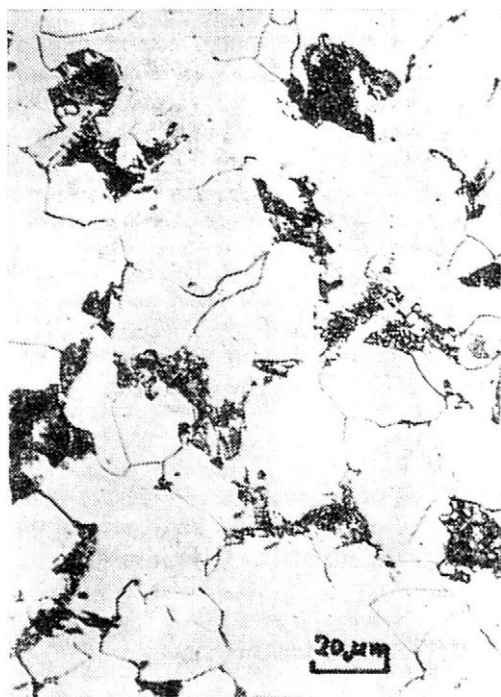
Stanovení charakteristik povrchu stelitu

Účelem studia funkčního povrchu stelitového návaru bylo odhadnout mechanismus opotřebení. Povrch jsme pozorovali optickým mikroskopem a rastrovacím elektronovým mikroskopem.

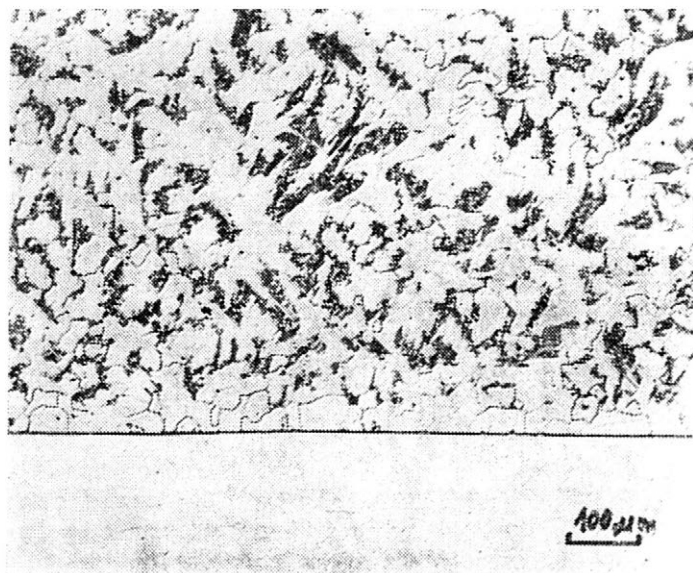
V prvním případě jsme použili optický mikroskop Wild firmy Leitz, z něhož byla zároveň pořízena fotodokumentace. Pozorování se uskutečnilo při menších zvětšeních; snímky byly zhotoveny při zvětšení 10×, 20×, 45×. Optickým mikroskopem byl dokumentován celkový vzhled opotřebení a jeho průběh (obr. 13, 14). Opotřebení se vyskytuje



6. Mikrostruktura základního materiálu ocelového jádra (zvětšeno 500X) — Microstructure of the basic material of the steel core (enlarged 500 times)

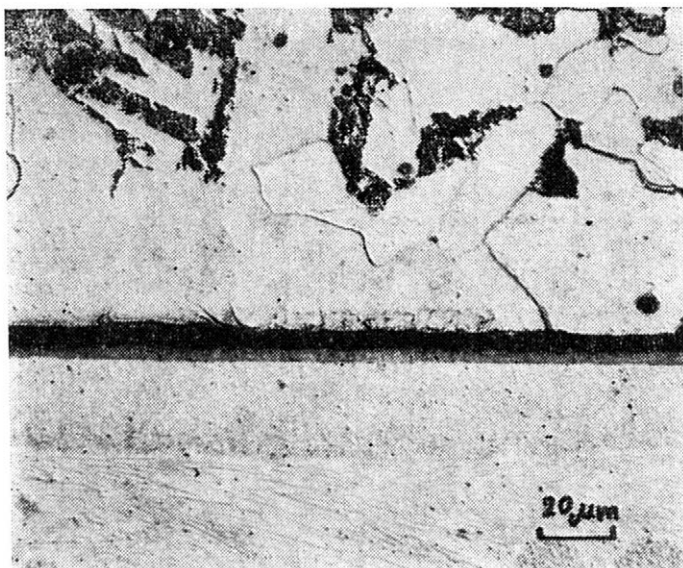


7. Mikrostruktura tepelně ovlivněné oblasti ocelového jádra u spoje s návarem (zvětšeno 500X) — Microstructure of the heat-influenced region of the steel core at the joint with weld deposit (enlarged 500 times)

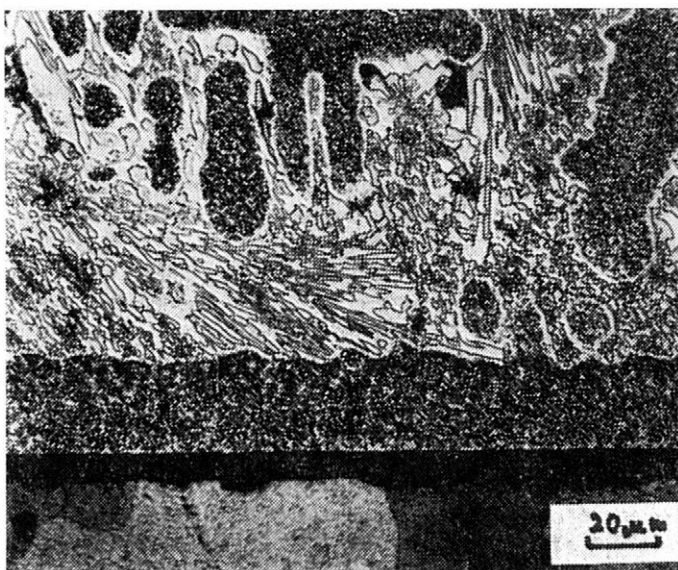


8. Mikrostruktura přechodové oblasti ocelového jádra u spoje s návarem (zvětšeno 100X) — Microstructure of the transient region of the steel core at the joint with weld deposit (enlarged 100 times)

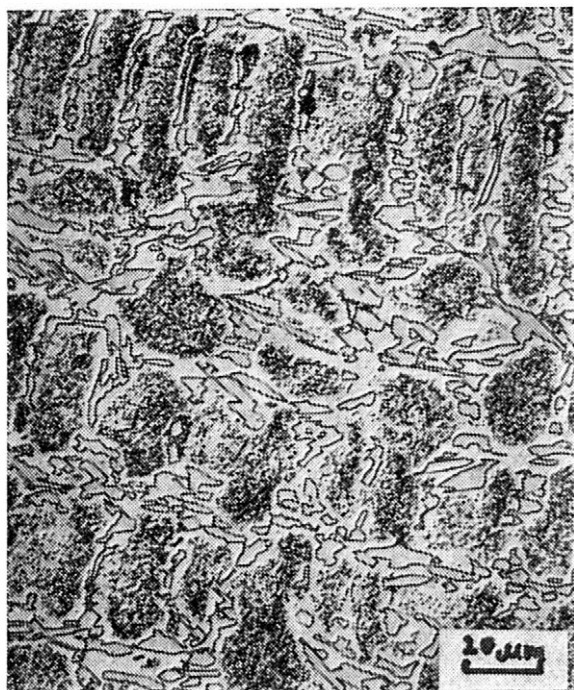
9. Mikrostruktura návaru a jádra v okolí spoje (zvětšeno 500 $\times$) — Microstructure of the weld deposit and steel core around the joint (enlarged 500 times)



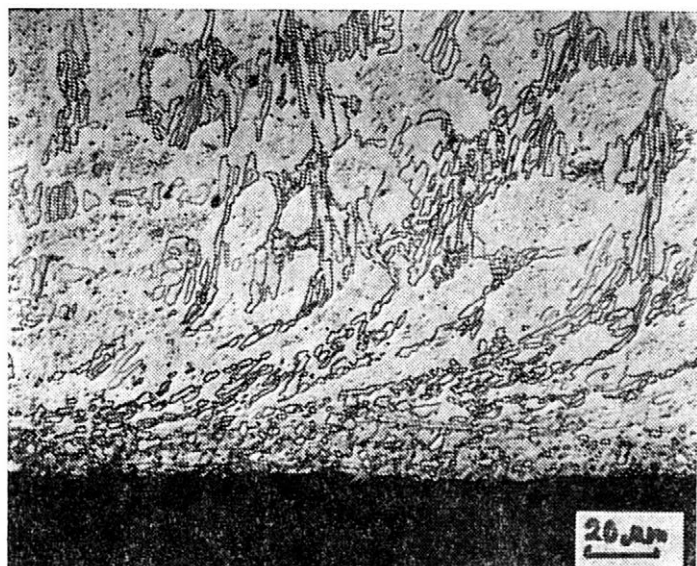
10. Mikrostruktura přechodové oblasti návaru (zvětšeno 500 $\times$) — Microstructure of the transient region of weld deposit (enlarged 500 times)



bez větších změn po celém povrchu vzorku. Směr otěru, který je charakterizován téměř rovnoběžnými rýhami na povrchu, je souběžný s obvodem šnekovice. Povrch stelitu byl detailně vyšetřen rastrovacím elektronovým mikroskopem (SEM) Tesla BS 300 (obr. 15a). Pozorování na SEM se používá pro větší a velmi velká zvětšení, pro která již není vhodný optický mikroskop. Při práci bylo použito urychlovacího napětí 15 kV a fotografické snímky detailů povrchu byly pořízeny na kinofilm Fomapan F 21 při zvětšeních 1000 až 3000 $\times$. Na snímcích je kromě rýh patrné místní porušení celistvosti funkčního povrchu a vystupující částice v rýhách (obr. 15b). To může souviset s intenzivnějším obrušováním základní kovové hmoty než karbidů, popřípadě i s vytrháváním některých karbidických částic při provozu šnekovice.



11. Mikrostruktura vlastního návaru (zvětšeno 500×) — Microstructure of weld deposit (enlarged 500 times)

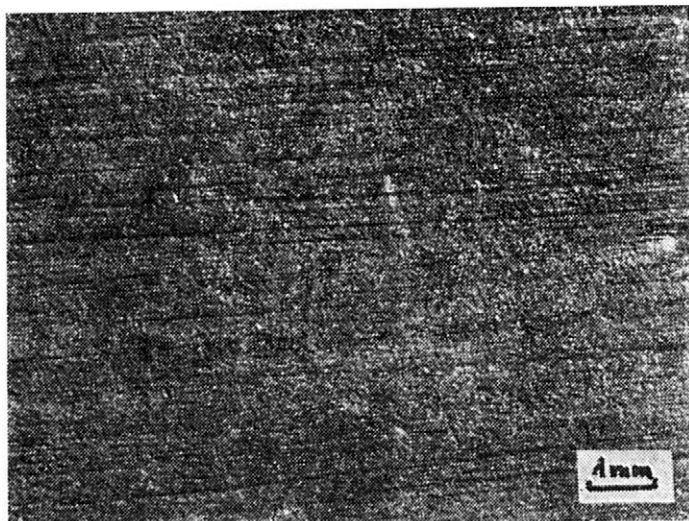


12. Deformovaný povrch návaru (zvětšeno 500×) — The deformed surface of weld deposit (enlarged 500 times)

Vyhodnocení zpevnění povrchu stelitu

Mikroskopické vyšetření povrchových vrstev ukázalo, že deformace struktury začíná přibližně v hloubce 0,1 mm pod povrchem (obr. 12). Dochází zde k usměrňování karbidických částic, k deformaci a zpevňování kovové matrice; tyto změny jsou směrem k povrchu zřetelnější.

13. Makrosnímek funkčního povrchu návaru (zvětšeno 10×) — A macrophoto of the functional surface of weld deposit (enlarged 10 times)



14. Makrosnímek funkčního povrchu návaru (zvětšeno 45×) — A macrophoto of the functional surface of weld deposit (enlarged 45 times)



Intenzitu zpevnění funkční povrchové vrstvy stelitu ukázala zkouška tvrdosti, která dosáhla průměrné hodnoty $HV_{10} = 610$, zatímco v nedeformované oblasti stelitového návaru byla stanovena tvrdost $HV_{10} = 471$. Takový rozdíl v hodnotách tvrdosti představuje zpevnění téměř 30%. V tenké povrchové vrstvě je možné očekávat zpevnění ještě podstatně vyšší, nelze je však prokázat zkouškou tvrdosti HV_{10} . V tomto případě nelze pro nestejnorodost struktury úspěšně použít ani metody stanovení mikrotvrdosti.

DISKUSE A ZÁVĚR

Velikost opotřebení byla sledována u tří šnekovic označených na obr. 3 symboly 6A, 6B a 6C; u těchto šnekovic se součinitel smykového tření pohyboval kolem hodnoty 0,06 (Novák, 1985) a byly u nich zaznamenány největší úbytky materiálu.



15. Detailní vyšetření povrchu stelitu provedené rastrovacím elektronovým mikroskopem [zvětšeno a) 1000 $\times$; b) 3000 $\times$] — The examination of stellite surface in detail carried out by scanning electron microscope (enlarged a — 1000 times; b — 3000 times)

a

b

Metodou stanovení rozdílů hmotnosti byla sledována velikost opotřebení 27 šnekovic u devíti šnekových hřídelů umístěných ve dvou lisech.

Regresní analýzou experimentálně zjištěných hodnot byla zjištěna lineární závislost mezi velikostí úbytku materiálu a dobou provozu. Velikost korelačního koeficientu odpovídala velmi těsné závislosti nalezeného funkčního vztahu. Z obr. 4 vyplývá, že pro sledované šnekovice je směrnice regresní přímky stejná. Regresní přímky se liší v regresním parametru a , jehož rozdílnost ukazuje na různou velikost opotřebení jednotlivých šnekovic. Nejvíce byla opotřebena šnekovice označená jako 6C, po ní následovala šnekovice 6B a nejmenší opotřebení se projevilo u šnekovice 6A. Tyto rozdíly jsou způsobeny hlavně umístěním šnekovice na hřídeli.

Přímky znázorňující průběh opotřebení na obr. 4 nesměřují do začátku grafu. Je to způsobeno tím, že nejkratší doba provozu s příslušným úbytkem materiálu byla zjištěna u šnekového hřídele č. 8, který v důsledku poškození pracoval jen 303 hodiny. Abychom zjistili skutečný průběh opotřebení od začátku grafu do prvního měřeného bodu (tj. 303 h provozu), museli bychom měřit např. po 50 hodinách provozu. To ovšem pro

vysokou pracnost a hlavně pro nutnost zajistit provoz asanačního ústavu, který má pouze tyto dva lisy, není možné. Je ovšem pravděpodobné, že průběh opotřebení v této počáteční fázi lisovacího procesu nebude probíhat lineárně.

Maximální doba provozu byla zjištěna u šnekového hřídele č. 2 — 949 hodin. Opotřebení šnekovic však bylo již tak velké, že závitová část byla velmi špatně patrná. Průběh opotřebení za touto hodnotou by odpovídal přímce rovnoběžné s osou z . Z praktického hlediska však nemá význam, protože v případě maximálního opotřebení závitové části přestává šnekovice plnit svoji funkci.

Nevýhoda váhové metody spočívá v tom, že při sledování jednoho hřídele získáme pouze údaje o dvou měřicích bodech (na začátku a na konci provozu), ale neznáme průběh opotřebení mezi nimi. Tuto nevýhodu odstraňuje nově navržená metoda (Novák, 1985), jejíž podstatou je sledování obsahu železa ve vstupním produktu — masokostní kaši a v konečném produktu — masokostní moučce. Na základě růstu obsahu železa v masokostní moučce je možné usuzovat na stupeň opotřebení šnekovic šnekového hřídele. Šnekovice se potom mohou s dostatečným časovým předstihem vyměnit.

Ze stanovení základních materiálových charakteristik a z posouzení mechanismu opotřebení šnekovic lze učinit tyto závěry:

1. Základní materiál šnekovice je možné definovat jako tvářený výrobek (pravděpodobně vývalek) z nízkouhlíkové nelegované oceli bez tepelného zpracování.

2. Stelitový návar má velmi vysoký obsah kobaltu (44,95 %), dále významné podíly uhlíku (1,65 %), chromu (19,58 %), wolframu (2,47 %) a také niklu (1,80 %). Obsah železa sice nebyl určen, ale lze předpokládat, že výsledky chemického rozboru doplňuje na 100 %. Dvoufázová struktura stelitu s velmi tvrdými karbidy má vysokou odolnost vůči opotřebení.

3. Na zpevnění povrchové vrstvy stelitu se podílí především deformace základní kovové hmoty, která vznikla vlivem značných tlaků a tření při funkčním zatížení šnekovice. Karbidická fáze vzhledem ke své vysoké tvrdosti podléhá deformaci a zpevnění pouze minimálně. Při provozu dochází jen ke změně orientace karbidických útvarů do roviny rovnoběžné se směrem otáčení šnekovice. Mechanismus opotřebení je nejspíše takový, že kovová matrice, která ani po deformaci nedosahuje tvrdosti karbidů, ubývá otěrem rychleji než tvrdé karbidické částice. Ty ze základní hmoty nejdříve vystupují a potom se i vydrolují, přičemž může docházet i k lokálnímu porušení celistvosti základní hmoty. Tento proces se periodicky opakuje.

Literatura

- GÖTZ, J.: Sledování opotřebení šnekových lisů při výrobě masokostní moučky. [Diplomová práce.] Praha 1985. 64 s. — Vysoká škola zemědělská.
- HERRMANN, H.: Schneckenmaschinen in der Verfahrenstechnik. Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag 1972. 179 s.
- HURLSTON, E. H.: Extrusion of natural and synthetic rubbers. Rubb. plast. Age, 1957, s. 50.
- HOVEY, V. M.: History of extrusion equipment for rubber and plastics. Wire, 1961, s. 192-195.
- KÁBA, B.: Statistika. Praha, Vysoká škola zemědělská 1980.
- NOVÁK, L.: Třetí vlastnosti masokostní kaše a moučky za extrémních tlaků. [Kandidátská disertace.] Praha 1985. 141 s. — Vysoká škola zemědělská.
- NOVÁK, L.: Friction of meat-bone flour in extreme pressures. In: Sbor. Physical properties of agricultural materials. Praha 1985, s. 119-126.
- ŘÍMAN, R. — TYKAL, K. — STANĚK, P.: Zpráva o výsledku rozboru šnekovic vysokotlakého lisu. Výzkumný ústav hutnictví železa, Dobruška, pobočka Karlštejn 1985. 12 s.
- SCHENKEL, G.: Kunststoff-Extrudertechnik. München, Carl Hauser 1963. 24 s.

Došlo dne 24. 9. 1986

НОВАК, Л. — РЖИМАН, Р. — ТЫКАЛ, К. (Сельскохозяйственный институт, Прага; Научно-исследовательский институт черной металлургии, Добра, филиал Карлштейн): Износ винтов шнека червячного пресса Шторк Дюке. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (5) : 303-318.

Приведены результаты обследования износа винтов шнека со стеллитной наплавкой у червячного пресса, производимого фирмой ШТОРК ДЮКЕ. При помощи теста достоверности коэффициентов регрессии была подтверждена параллельность прямых регрессии функциональной зависимости убыли массы от срока эксплуатации. Во второй части работы описано определение физико-металлургических характеристик основного материала и наплавки шнекового винта после 621 часа эксплуатации. На основе определения различий жесткости и структурных характеристик при помощи светового и электронного микроскопирования спроектирована модель механизма функционального износа поверхности шнекового винта.

весовой метод; модель хода износа; определение материальных характеристик; механизм износа

NOVÁK, L. — ŘÍMAN, R. — TYKAL, K. (University of Agriculture, Praha; Research Institute of Ferrous Metallurgy, Dobrá, Station Karlštejn): *The Wear of Screws of Stork Duke Screw Press*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (5) : 303-318.

The results are given of the study of the wear of screws with stellite weld deposit manufactured by the firm STORK DUKE. Using the test of the significance of regression coefficients, we confirmed the regression lines of a functional relationship of weight loss to operating time. In the second part of the paper, the determination of physical and metallurgical characteristics of the basic material and stellite weld deposit after 621-hour use is described. Determining the differences of hardness and structural characteristics by the light and electron microscopy, a model of the mechanism of the functional wear of screw surface has been proposed.

weight method; model of wear pattern; determination of material characteristics; wear mechanism

NOVÁK, L. — ŘÍMAN, R. — TYKAL, K. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha; Forschungsinstitut für Eisenmetallurgie, Dobrá, Zweigstelle Karlštejn): *Verschleiß der Schnecke in Schneckeipressen Stork Duke*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (5) : 303-318.

Angeführt werden Ergebnisse von Untersuchungen über den Verschleiß der mit Stellite-Aufschweissung versehenen Schnecken in den von der Firma STORK DUKE hergestellten Schneckenpressen. Anhand von Testen der Regressionskoeffizientensignifikanz wurde eine Kollinearität der Regressionslinien der funktionalen Abhängigkeit der Masseabnahme von der Betriebsdauer bestätigt. Im zweiten Teil der Arbeit wird die Bestimmung der physikalisch-metallurgischen Charakteristika des Grundmaterials und der Aufschweissung der Schnecke nach 621 Betriebsstunden beschrieben. Aufgrund von Ermittlungen der Unterschiede der Härte und der Strukturcharakteristika mittels Auflicht- und Elektronenmikroskopie wurde ein Modell des Mechanismus des Funktionsverschleißes der Schneckenoberfläche entworfen.

Wägungsmethode; Modell des Verschleißverlaufs; Bestimmung von Materialiencharakteristika; Verschleißmechanismus

Adresy autorů:

Ing. Luboš Novák, CSc., Vysoká škola zemědělská, 165 00 Praha-Suchbát

Ing. R. Říman, CSc., K. Tykal, Výzkumný ústav hutnictví železa, Dobrá, 267 18 pobočka Karlštejn

Výběr z nových přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.00 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

E 38.142/419

Einsatzempfehlungen für den Traktor T 150 K mit seinem Gerätesystem.

Markkleeberg, Landwirtschaftsausstellung d. DDR — Agra 1981. 48 s., 10 obr., 8 tab. (Traktory kolové — T 150 K — využití)

C 11.642/5449/85/109

Proces verbal des essais d'un tracteur agricole à roues. Marque: Renault. Modèle: Standard DMA. Velizy Villacoublay, Standard à 4 RM. Type: R 7832.

Antony, CEMAGREF 1984. 26 s., tab., 4 gr. Bulletin d'essais machinisme 5449/85/109. (Traktory kolové — zkoušení — Francie — zprávy)

Dieseltraktor Lindner 1065 A.

C 15.353/1983/150

Hersteller und Anmelder: Traktorwerk Lindner GmbH., Kundl. Wieselburg, Bundesanstalt f. Landtechnik 1983. 38 s., tab. Prüfbericht 150/83. (Traktory kolové — zkoušení — Rakousko — zprávy)

Bränsleförbrukning hos traktor Volvo BM Valmet 605-4.

D 50.847/2861

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 8 s. Meddelande 2861. (Traktory kolové — palivo — spotřeba — zkoušení — Švédsko — zprávy)

Traktor Volvo BM Valmet 705-4.

D 50.847/2964

Del II. Beställare av provning: Scantrac AB, Eskilstuna, Tillverkare: Valmet OY, Tourula Works, Jyväskylä, Finland.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1985. 8 s., 7 obr., 1 tab. Meddelande 2964. (Traktory kolové — zkoušení — Švédsko — zprávy)

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 6 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- B. Groda, M. Seknička, E. Hruška: Analýza teplotních poměrů skladu ovoce s řízenou atmosférou
- M. Ďuriš, M. Ostrožlík: Analýza disponibilných časových fondov pre nasadenie obilných kombajnov
- T. Kvasňovský: Možnosti znižovania merného tlaku na pôdu konštrukciou zberacích návesov
- R. Tóth: Vynútené kmitanie prstov hroznového kombajnu
- V. Navrátil, J. Filip, M. Řešl: Rizikovost při obsluze mechanizačních prostředků pro dopravu a manipulaci s materiálem
- M. Šťastný: Svanovací lisy

INHALT

Sklenář A: Lösung des optimalen Fahrregimes von Traktorenmotoren	265
Maleř J.: Energiebedarf der mechanischen Aufbereitung von Stroh mittels mobiler Strohsplattmaschine	276
Seknička M.: Bestimmung der Kräftewirkung des Messestromes voluminöser Futtermittel	288
Blahovec J., Kubát O.: Verdichten trockener poröser landwirtschaftlicher Materialien unter hohen Drücken	301
Novák L., Říman R., Tykal K.: Verschleiss der Schnecke in Schneckenpressen Stork Duke	318

Rukopisy odevzdány k tisku 27. 1.1987 — Podepsáno k tisku 1. 4. 1987

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

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