

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 18 (XLV)
PRAHA
BŘEZEN 1972
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1972

■

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

■

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

■

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Slezská 7.

■

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion Prag 2, Slezská 7.

■

Le journal scientifiques ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des renseignements scientifiques et techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Slezská 7.

Zemědělská technika — jeden z hlavních faktorů dalšího rozvoje zemědělské výroby

Ke konci dubna se sešel VIII. sjezd JZD, který ve svém jednání bude vycházet ze závěrů XIV. sjezdu KSČ k dalšímu rozvoji zemědělství systémem uplatňováním progresivních výsledků vědy a techniky a průmyslové organizace práce tak, aby byl splněn cíl „zabezpečit přínástek společenské

Od roku 1948 sehrála technika nebyvalou úlohu v přestavbě našeho zemědělství. Produktivita práce se od té doby zvýšila 3,5krát, tržní produkce na jednoho pracovníka se zvýšila pětkrát. Podle směrnice XIV. sjezdu KSČ se má v páté pětiletce zvýšit zemědělská výroba ve srovnání s rokem 1970 zhruba o 14 % a nákup zemědělských výrobků do státních fondů o 18 až 19 %.

Nesjou to v podnikáckých, zemědělství úkolů mále, ale při využití zkušeností lidí a při uplatňování všech intenzifikáčních faktorů jsou sporné.

Jestliže v období kolektivizace našeho zemědělství a upevňování jednotných zemědělských družstev byl hlavním úkol zmechanizovat naše zemědělství tak, aby byl nahrazen citelný úbytek pracovníků sil a aby byly uplatněny velké výrobní formy a socialistických zemědělských podniků, což se nám v páté pětiletce především o změny kvalitativní.

Půjde o postupné změny v organizaci výroby a základny zemědělství tak, aby mohla být využívána ve výrobě nejnovější technika a nejprogresivnější technologie, které vedou k výraznému snížení potřeb živé práce ve výrobě. Proto budou hlavní směry technického rozvoje a dodávky zemědělské techniky do zemědělství soustředěny na ta odvětví, ve kterých nově dodanou techniku, tzv. techniku druhé generace, můžeme nejvíce ovlivnit zvýšením rentabilitu a snížení počtu pracovníků sil, kterých u nás, tak jako ve všech zemích s pokrokovou zemědělskou výrobou na světě, přude ubývá.

Chceme dosáhnout toho, aby se u hlavních odvětví výroby snížila potřeba živé práce v hodinách na 1 ha proti stavu na konci čtvrté pětiletky. Tak u obilovin čimla potřeba 70 hodin — chceme dosáhnout jen 20 hodin, u cukrovky ze 720 hodin na 115 hodin, u pšeni na 62 hodin zhruba na 10 hodin.

Stejný problém je v živočišné výrobě, která váže stále mnoho pracovníků sil v jednotlivých zemědělských družstvech. Potřeba hodin živé práce na jeden kus za rok je dosud vysoká; chceme, aby se u dojníc snížila z dnešních 110 až 160 hodin na 80, u odchovu selat ze 45 až 55 na 25, u odchovu mláďého skotu ze 40 až 55 na 25, u výkrmu prasat ze 2 až 5 hodin na cca 1,5 hodiny, u chovu nosnic z dnešních 1,5 na 0,4 hodiny atd.

Abychom dosáhli těchto změn, je třeba přeházet k novým formám ve výrobě při používání výkonných techniky. V páté pětiletce bude z celkového počtu 190 typů nových výkonných strojů zajištěna v tužemské výroba 107 typů strojů a na základě vzájemné spolupráce v zemích RVHP 36 typů strojů.

Potřebu komplikovanější bude situace v živočišné výrobě, kde máme dnes řadu stavebně nevyhovujících objektů se zastaralým technologickým zařízením. Část staveb, která sice vyhovuje stavebně, není vybavena progresivním technologickým zařízením.

Půjde tedy především o to, aby se rekonstruovali dosavadní objekty umožňující nová technologická výroba a v menší míře pak aby se v souladu s plány nové výstavby v páté pětiletce postavily takové objekty, které budou vyhovovat jak velkokapacitně, tak vybavením novým technologickým zařízením po-žadavkům na neefektivnější výrobu masa, mléka a ostatních živočišných výrobků. Tyto nové stavby by měly již plně odpovídat záměrným přestavbám zemědělství z hlediska koncentrace a specializace výroby, která se u nás bude uplatňovat zejména kooperací jednotlivých zemědělských podniků.

Tak například u hlavních energetických zdrojů — traktorů — se nepočítá se zvyšováním jejich počtů, ale půjde zde o zvyšování jejich síly. Jestliže dnes máme jeden fyzický traktor na 44,7 ha zemědělské půdy o průměrné síle 41,3 k, zvýší se ke konci pětiletky průměrná síla traktorů na 68 k; výhledově do r. 1980 se má zvýšit na 87,2 k a v roce 1985 dokonce na 95,6 k.

K těmto silným traktorům bude dodáváno i odpovídající závěsné nářadí. Celá řada strojů bude přestavěna na samohodné, s podstatně vyšším výkonem než dosud.

U sklizňových strojů, u kterých se počítá s podstatně vyšším výkonem, bude řešeno zejména posklizňové zpracování vhodnými komplexně mechanizovanými linkami. Proto daly směrnice XIV. sjezdu KSČ úkol zabezpečit sklizeň téměř 100 % kombajny, na 95 % ploch cukrovky sklízet soupravami pro dělenou sklizeň, více než tři čtvrtiny ploch brambor sklízet pokrokovou technologií. Sklizeň píce bude orientována na vyšší podíl sklizně sklízecími rezačkami a sběracími vozy.

V zemědělské dopravě se počítá především se zvyšováním tonáže přívěsů a návěsů až na dvojnásobek. Ke konci pětiletky má být do zemědělství dodáván speciální zemědělský automobil, který bude svým uzpůsobením vyhovovat pro přepravu různých materiálů.

Objem strojních investic za pátou pětiletku do zemědělství činí v ČSR 14 miliard Kčs, tj. zhruba tolik, kolik činí v této době celkový objem základních strojních fondů.

Další etapa v rozvoji zemědělství, vytyčená směrnicemi XIV. sjezdu KSČ, se bude svým významem rovnat etapě kolektivizace zemědělství s rozdílem jejich kvalitativních stránek — půjde o přechod zemědělství na průmyslovou organizaci práce při nejmenší potřebě lidské práce, zabezpečení maximální výroby a při její nejvyšší efektivnosti.

Tyto cíle nejen zabezpečí nebývalý růst výroby, a tím také záruku neustále vyšší společenské spotřeby, ale dojde i k dalšímu zkulturnění zemědělské práce, k dalšímu odstraňování rozdílů mezi městem a vesnicí a dodávkami nové dokonalé techniky i k dalšímu upevňování svazku dělníků a rolníků.

Družstevníci se v diskusích na pracovištích seznámí s materiály, které byly k VIII. sjezdu vydány, a jistě se vysloví i ke všem závěrům, které jsou v těchto materiálech — včetně opatření v zemědělské technice — uvedeny. Okresní konference JZD a nakonec VIII. sjezd JZD stanoví směry a cesty, jak jít dále k plnému zabezpečení směrnic XIV. sjezdu KSČ.

Ing. Josef Dvořák, vedoucí oddělení mechanizace MZVŽ

631.373:621.869(23) 631.373:614.8 531.2

Sběrací vozy, dodávané ve velkém počtu do zemědělských podniků západní Evropy již od roku 1963, byly dlouho považovány za nevhodný přepravní a nakládací prostředek pro socialistickou velkovýrobu (Kolektiv 1965).

V r. 1966 upozornil Strouhal (1966) na možnost jejich využití i v podmínkách čs. zemědělství. Předpokládalo se, že tato dopravní zařízení budou vhodná zejména ve svahovitých oblastech. Technologická, laboratorní i provozní ověření uskutečněná ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Praze 6 — Řepích v r. 1966 tento předpoklad nejen potvrdila, ale z rozborů (Sladký, Syrový 1967) vyplynula možnost daleko širšího využití sběracích vozů i mimo svahovité oblasti.

Zatímco v rovinatých oblastech je rozsah v jejich použití dán především ekonomickou výhodností, jsou na svazích sběrací vozy mnohdy jediným přijatelným technologickým řešením dopravy stébelnin.

Dosavadní praxe potvrdila teoretické předpoklady o vhodnosti použití sběracích návěsů v zemědělské velkovýrobě a poptávka zemědělských podniků po nich daleko převýšila nabídku výrobních podniků.

Ze zkušenosti zemědělských závodů, které v horských podmínkách zcela přešly při dopravě stébelnin k použití sběracích návěsů, jako např. státní statek Vysoké n. Jizerou, je zřejmé, že je nutné zabývat se možnostmi zvýšení svahové dostupnosti agregátu traktoru se sběracím návěsem, popřípadě jej nahradit zařízením o vyšší svahové dostupnosti.

PROBLEMATIKA SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI

Svahovou dostupností je v tomto případě myšlena nejvyšší hodnota sklonu svahu, na kterém souprava traktoru se sběracím návěsem nebo samohybný sběrací vůz mohou pracovat, a to s ohledem na:

- bezpečnost práce,
- pracovní výkonnost,
- kvalitu práce,
- působení pojezdového ústrojí na podložku
(ničení porostu zejména prokluzem kol).

Určení svahové dostupnosti je velmi složitý problém. Pohyb agregátu na svahu je ovlivňován řadou činitelů, z nichž mnohé jsou těžko postižitelné. Pracovní podmínky se mění v takových rozmezích, že je obtížné vybrat ty, které by měly reprezentativní charakter.

Bezpečnost práce na svazích vyžaduje, aby souprava byla v běžných pracovních

podmínkách a při obvyklé technice jízdy dobře ovladatelná a nehrozila jí ztráta stability. Obecně může dojít ke ztrátě stability v příčném nebo podélném směru.

K porušení příčné stability dochází především působením boční složky tíhy (při jízdě po vrstevnici), dynamických účinků vzniklých nerovnostmi povrchu, při zatáčení také působením odstředivé síly.

Porušení podélné stability má za následek zvedání (odlehčování) předních řídicích kol traktorů. Tato stabilita úzce souvisí s řiditelností soupravy. Ovlivňuje ji zejména podélná složka tíhy (při jízdě po spádnicí), moment tahové síly a působení zrychlujících sil a rázů.

Problémem řiditelnosti a stability se zabýval Grečenko (1961, 1963), který pro podélnou stabilitu určuje dvě meze — mez stability a mez řiditelnosti. Meze stability je dosaženo, ztrácí-li přední kola styk s podložkou.

Aby byl traktor bezpečně směrově ovládán, musí působit na přední řídicí nápravě určitá minimální adhezní tíha, která umožňuje překonávat boční síly působící na přední kola při jízdě a řízení traktoru. Ztrácí-li přední kola vlivem nízké adhezní tíhy schopnost směrově vést, je dosaženo meze řiditelnosti. Na směrové vedení má vliv i boční sjíždění soupravy na svahu. Jeho velikost je závislá na mnoha faktorech souvisejících s vlastnostmi a stavem povrchu a konstrukčním řešením vozidla, zejména pojezdového ústrojí. Boční sjíždění působí nepříznivě také z hlediska bezpečnosti práce, energetické bilance agregátu a kvality práce.

Zvětšováním úhlu svahu se vzhledem k zvyšování energetické náročnosti snižuje nejvýše možná pracovní rychlost. Svahová dostupnost je tedy omezena i z tohoto hlediska. Souprava může pracovat do určité minimální rychlosti, kdy je ještě práce z hlediska ekonomického nebo technologického výhodná.

Prokluzující kola na měkké podložce strhávají její vrchní část a tím více či méně ničí porosty. Proto na trvalých porostech nebo podsevech musí být velikost prokluzu omezena.

Aby bylo možné teoreticky určit svahovou dostupnost traktoru se sběracím návěsem (popř. samohybného sběracího vozu), bylo nutné z mnoha činitelů na ni působících vybrat ty, které mají podstatný vliv, nejméně podléhají subjektivnímu hodnocení a u kterých je možné mezní podmínky zjistit výpočtem.

Omezení svahové dostupnosti bylo pak zjišťováno z hlediska:

- výkonové bilance soupravy s ohledem na energetický zdroj,
- příčné stability návěsu,
- příčné stability traktoru,
- podélné stability traktoru,
- řiditelnosti traktoru,
- schopnosti hnacího ústrojí přenést tečnou sílu na podložku (prokluzu).

Traktor se sběracím návěsem tvoří celek, u něhož je nutné přihlížet k vzájemnému působení obou strojů (tak např. příčná stabilita traktoru je mimo jiné ovlivněna i tíhou návěsu přenášenou na závěsné zařízení traktoru a naopak na příčnou stabilitu návěsu má vliv i vzdálenost závěsného zařízení traktoru od podložky).

V rozboru svahové dostupnosti nebyl brán zřetel na boční sjíždění soupravy. Z práce Netíka a Picka (1964), zabývajících se některými příčinami bočního sjíždění traktoru, a zejména z práce Habarty (1968) je zřejmé, že boční sjíždění je ovlivněno tolika faktory, že je těžko bez měření v jednotlivých konkrétních případech stanovit hodnotu sjíždění nebo úhlu natočení podélné osy stroje vůči směru pohybu. Zobecnění doposud uskutečněných pokusů, které by umožnilo tyto hodnoty stanovit výpočtem, není zatím k dispozici.

K teoretickému stanovení mezních stavů pro jednotlivá hlediska bylo zapotřebí některé doposud neznámé nebo nedostatečně přesné hodnoty změřit (např. součinitel

valivého odporu, příkon na poháněcím hřídeli, polohu těžiště sběracích návěsů, prokluz hnacích kol traktoru). Tyto hodnoty se zjišťovaly podle běžně používaných metodik (Sladký 1967).

TEORETICKÝ ROZBOR SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI SOUPRAVY TRAKTORU SE SBĚRACÍM NÁVĚSEM

1. VÝKONOVÁ BILANCE SOUPRAVY

Užitečný výkon (P_u), který je traktor schopen předat následnému zařízení, musí krýt potřebu příkonu (P_p) sběracího návěsu; vyjádřeno rovnicí:

$$P_u = P_p \quad (k) \quad (1)$$

Vycházíme-li při určování potřebného příkonu sběracího návěsu z obecně platné bilance příkonů poháněného mobilního zařízení ve tvaru:

$$P_p = P_\phi + P_s + P_a + P_o + P_w \quad (k) \quad (2)$$

a zanedbáme-li při uvažovaném rovnoměrném pohybu příkon na zrychlení (P_a) a neuvážujeme-li příkon spotřebovaný odporem vzduchu (P_w), který nemá při používaných rychlostech význam, zjednoduší se předchozí rovnice na tvar:

$$P_p = P_\phi + P_s + P_o \quad (k) \quad (3)$$

Příkon k překonání jízdních odporů

Příkon spotřebovaný jízdními odpory, daný vztahem

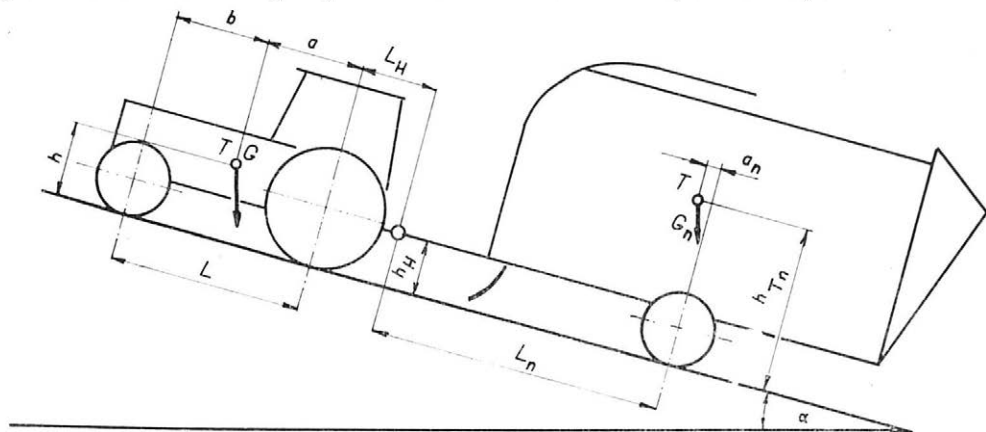
$$P_\phi + P_s = \frac{F \cdot v}{270} \quad (k) \quad (4)$$

podstatně ovlivňuje dopravní výkonnost sběracích návěsů na svazích.

Velikost tahového odporu (F) závisí na řadě činitelů, jak je patrné z rovnice použité k jeho stanovení

$$F = G_n \cdot \sin \alpha + q G_n \frac{\cos \alpha (L_n - a_n) + \sin \alpha (h_{Tn} - h_H)}{L_n + q h_H} \quad (kp) \quad (5)$$

(Rozměrové schéma soupravy traktoru se sběračem návěsu je na obr. 1).



1. Rozměrové schéma soupravy traktoru se sběracím návěsem

Rozhodující význam pro velikost tahového odporu má vedle úhlu (α) celková tíha návěsu (G_n) a součinitel odporu valení (φ).

Celkovou tíhu návěsu tvoří tíha prázdného návěsu (G) a užitečného zatížení (N):

$$G_n = G + N \quad (\text{kp}) \quad (6)$$

Přibližně 200 různých typů návěsů vyráběných v zahraničí je možné podle nejvyššího dovoleného užitečného zatížení rozdělit do šesti kategorií, jak je patrné z tab. I.

Nejvyšší dovolené užitečné zatížení čs. sběracích návěsů se pohybuje mezi 1500—2500 kp; připravuje se výroba sběracích návěsů s užitečným zatížením do 4000 kp (Agrostroy, n. p., Prostějov; STS, n. p., Lomnice nad Popelkou aj.).

Důležitým hlediskem hodnocení sběracího návěsu, které do značné míry vyjadřuje konstrukční a výrobně-technologickou úroveň výrobce a zároveň naznačuje jeho vhodnost pro svaňovité oblasti, je podíl tíhy prázdného návěsu a nejvyššího užitečného zatížení (γ_G):

$$\gamma_G = \frac{G}{N} \quad (-) \quad (7)$$

I. Rozdělení sběracích návěsů vyráběných v zahraničí podle nejvyššího užitečného zatížení

Skupina podle užitečného zatížení	kp . 10 ³	1,0 až 1,4	1,5 až 1,9	2,0 až 2,4	2,5 až 2,9	3,0 až 3,4	více než 3,5
Podíl z celkového počtu	%	1,4	9,2	39,8	40,8	6,3	2,5

II. Rozdělení sběracích návěsů vyráběných v zahraničí podle podílu tíhy prázdného návěsu a užitečného zatížení (γ_G)

γ_G	—	do 0,30	0,31—0,40	0,41—0,50	0,51—0,60	0,61—0,70	0,71—0,80	nad 0,80
Podíl z celkového počtu	%	2,1	10,1	30,3	31,9	20,7	3,8	1,1

Rozdělení sběracích návěsů podle tohoto podílu udává tab. II. U čs. sběracích návěsů je podíl (γ_G) 0,7 až 1,3.

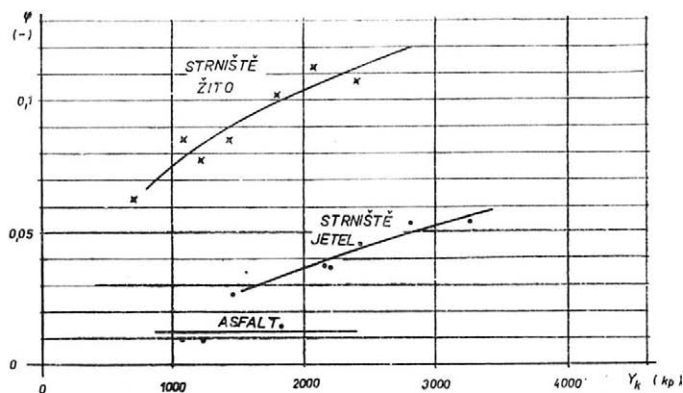
Zpracováním výsledků měření tahových odporů bylo zjištěno, že součinitel valivého odporu (φ) na měkkých podložkách není konstantní, ale mění se i v jinak stejných podmínkách podle zatížení pneumatiky. Rozsah těchto změn je značný (až 1 : 2), a proto je nutné na to při výpočtech brát zřetel.

Pro nejčastěji používané pneumatiky u sběracích návěsů 10—15, které má 83 % typů, jsou změny součinitele valivého odporu v závislosti na zatížení nápravy (Y_k) pro asfalt, pro žitné strniště o vlhkosti půdy 23 až 25 % a pro strniště po jeteli o vlhkosti půdy 15 až 18 % patrné z obr. 2.

Valivý odpor na měkkých podložkách stoupá také lineárně s rostoucí rychlostí. Toto zvýšení je však v rozsahu používaných rychlostí zanedbatelné.

K dosažení přijatelné dopravní výkonnosti agregátu byla za minimální považována rychlost 4 km . h⁻¹, dosahovaná na I. silniční převodový stupeň u traktorů unifikované řady.

2. Závislost součinitele valení (φ) na zatížení nápravy (Y_k) pro asfalt, žitné strniště o vlhkosti půdy 23 až 25 %, pro strniště po jeteli o vlhkosti 15–18 % a pro pneumatiky 10–15



Příkon na poháněcím hřídeli (P_o)

Tento příkon, potřebný k pohonu pracovních orgánů sběracího návěsu, tj. nakládačského (plnicího), sběracího, vyprazdňovacího, popřípadě řezacího ústrojí, je stanovený ze vztahu:

$$P_o = \frac{M_k \cdot n}{716,2} \quad (k) \quad (8)$$

Krouticí moment na poháněcím hřídeli, a tím i příkon, je v průběhu nakládání (plnění ložného prostoru) proměnlivý, a to především v závislosti na zaplnění ložného prostoru. Tento průběh má zhruba lineární charakter až do určité hodnoty zaplnění vozu. Pak nastává intenzivní stlačování hmoty a růst její objemové hmotnosti, zejména v blízkosti plnicího kanálu. To způsobuje prudký růst krouticího momentu a s tím spojený pokles výkonnosti v nakládce. Proto, zejména při práci na svazích, je vhodné nakládání před tímto vzrůstem ukončit. Podle měření je hranicí pozvolného růstu krouticího momentu 75 % až 90 % maximálního zaplnění ložného prostoru, a to v závislosti na druhu nakládaného materiálu a na konstrukci plnicích orgánů a ložného prostoru.

Velikost krouticího momentu na poháněcím hřídeli se značně mění podle konstrukce sběracího návěsu a dopravovaného materiálu. Krouticí moment „naprázdno“, tedy moment spotřebovaný pouze na překonání vlastních odporů pracovních orgánů, je 0,7 až 4,1 kpm. Střední krouticí moment při nakládání se pohybuje mezi 2,2 až 10,6 kpm. Poměr mezi středním a maximálním krouticím momentem bývá 1,8–6,9. Rozsah maximálních krouticích momentů je 8 až 47 kpm. (Údaje jsou uvedeny na základě podrobného měření krouticích momentů sběracích návěsů zahraniční výroby Ladomat Spezial fy Kemper (NSR), LW 3 fy Dechentreiter (NSR), Pionier fy Pöttinger (Rakousko), Hamster fy Steyr (Rakousko), EL fy Welger (NSR) a tuzemské výroby SUN 24, výrobce STS Beroun a Horal, STS Lomnice nad Popelkou).

Užitečný výkon traktoru pro pohon sběracího návěsu (P_u)

Užitečný výkon, který traktor může předat sběracímu návěsu, aby byla splněna podmínka vyjádřená rovnicí (1), je:

$$P_u = P_e \cdot \eta_t \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) - [G_t(\sin \alpha + \varphi \cos \alpha) + \varphi(G_n \cos \alpha - Y_k)] \frac{v}{270} \quad (k) \quad (9)$$

kde: $G_n \cos \alpha - Y_k$ — určuje velikost tíhy přenášené návěsem na traktor

Reakce na nápravě (Y_k) je dána:

$$Y_k = G_n \frac{\cos \alpha (L_n - a_n) + \sin \alpha (h_{Tn} - h_H)}{L_n + q h_H} \quad (\text{kp}) \quad (10)$$

Sběrací návěsy přenáší obvykle 0,1 až 0,2 své celkové tíhy na traktor při rovnoměrném rozložení nákladu a využití užitečného zatížení.

2. PŘÍČNÁ STABILITA NÁVĚSU

Mezní úhel statické příčné stability návěsu (α_n^{mez}) je dán vztahem

$$\alpha_n^{mez} = \arctg \left(\frac{h_H - a_n \cdot \tg \beta}{h_{Tn} - a_n \tg \beta} \right) \frac{\sin \delta'}{\sin \beta} \quad (\text{stupně}) \quad (11)$$

platným pro trojúhelníkovou základnu stability (obr. 3). Základnu stability tvoří dotykové body kol s podložkou a závěsné oko oje. K porušení stability dojde tehdy, překročí-li průsečík těžnice se základnou stability hranu této základny. K určení mezního úhlu stability, tj. úhlu, při kterém se může nejdříve návěs překloupit, počítáme nejkratší dráhu tohoto průsečíku z osy vozu k hraně trojúhelníka stability. Tou je kolmice na tuto hranu. Nejmenší stabilitu má návěs po otočení vrstevnice o úhel δ' se svahu ve směru jízdy. Při známých souřadnicích těžiště návěsu a_n a h_{Tn} za použití vztahů k výpočtu úhlu β a δ'

$$\beta = \arctg \frac{h_H}{L_n} \quad (\text{stupně}) \quad (12)$$

$$\delta' = \arctg \frac{s \cdot \sin \beta}{2 h_H} \quad (\text{stupně}) \quad (13)$$

je možné určit mezní úhel příčné stability.

Provozní stabilita je pak dána vztahem:

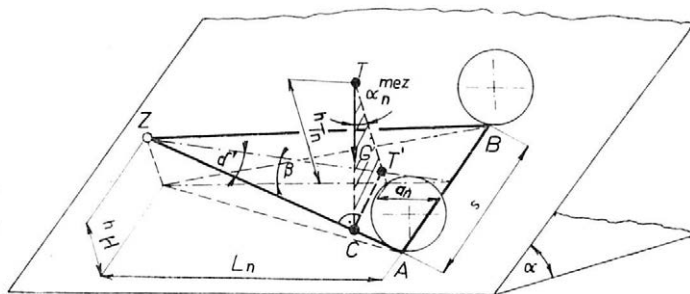
$$\alpha_n^{prov} = \frac{\alpha_n^{mez}}{k_1} \quad (\text{stupně}) \quad (14)$$

Pro součinitel bezpečnosti (k_1) je možné po praktických zkušenostech z provozu sběracích návěsů doporučit hodnotu 2 až 2,5.

Poznámka: Volba poněkud nižšího součinitele k_1 proti obdobnému součiniteli používanému u traktorů (2,5 až 3) vyplynula z rozboru podmínek, za kterých by ke ztrátě příčné stability sběracích návěsů mohlo dojít. Je to především při jízdě po poli, protože na silnici ani na polní cestě se obvykle vyšší hodnota příčného sklonu nevyskytuje. Převrátit se může především vůz naložený. Nejnepríznivější z hlediska stability je případ, kdy je plně využito ložného prostoru i dovoleného užitečného zatížení. V takovém případě je nejvyšší pracovní rychlost (při přepravě po poli) 10 km h⁻¹ (Sladký 1967). Při této rychlosti je menší nebezpečí vzniku dynamických účinků vlivem nerovnosti povrchu než u traktoru, kde je nutné počítat i s jízdou samotného traktoru (tedy vyšší rychlostí blízké se 25 km · h⁻¹) na povrchu s relativně vyššími nerovnostmi než jsou nerovnosti na strništi. Kromě toho je při převrácení sběracího návěsu menší nebezpečí, že se traktorista zraní, než při převrácení samotného traktoru.

Velikost součinitele byla doporučena na základě subjektivního posouzení a bude třeba ji upřesnit.

3. Schéma způsobu zjištění mezní stability návěsů (ABZ — trojúhelník stability; A, B — dotykové body kol s podložkou; Z — připojovací zařízení; T — těžiště návěsu; T' — průsečík těžnice s trojúhelníkem stability; T'C — nejkratší dráha průsečíku těžnice s trojúhelníkem stability k hraně tohoto trojúhelníka)



3. PŘÍČNÁ STABILITA TRAKTORU

Pro stanovení mezních úhlů stability je nutné brát traktory s maximálním rozchodem a s dotížením hnací nápravy přidavným závažím (popřípadě vodou v hnacích pneumatikách) v úpravě, jak by měly na svazích pracovat.

Přenos zatížení návěsem na traktor způsobuje posun těžiště traktoru přibližně o 40 mm směrem k zadní nápravě; tím se však příčná stabilita téměř nezmění proti údajům běžně udávaným pro traktory.

4. PODÉLNÁ STABILITA TRAKTORU

Aby mohl být traktor směrově ovládán, je nutné, aby na řídicí kola působila alespoň minimální normálová reakce (Y_A), určená podílem z celkové hmotnosti traktoru

$$Y_A^{min} = k_2 \cdot G_t \quad (\text{kp}) \quad (15)$$

Uvažujeme-li rovnoměrný pohyb bez rázů, pak požadavek na dodržení minimální reakce na přední nápravě omezuje velikost tahové síly (F_H^{mez}), kterou traktor na různém svahu může vyvinout

$$F_H^{mez} = \frac{G_t(a \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha - k_2 L) - (G_n \cos \alpha - Y_k) l_H}{h_H} \quad (\text{kp}) \quad (16)$$

Řiditelnost traktoru v soupravě s návěsem a vlivy, které na ni působí, se podrobně zabýval Habarta (1970). Navrhl nové znění definice pro zjištění podélné stability a řiditelnosti traktoru. V práci je však řiditelnost traktoru posuzována ještě podle doposud platných předpisů vycházejících z rovnice (15) ($k_2 = 0,2$).

5. SCHOPNOST HNACÍHO ÚSTROJÍ PŘENĚST TEČNOU SÍLU NA PODLOŽKU

Dalším omezujícím faktorem tahové síly traktoru je schopnost hnacího ústrojí realizovat tečnou sílu. Pro traktor s připojeným návěsem je pak maximální velikost tahové síly z tohoto hlediska dána:

$$F_H^{max} = \frac{G_t \left[\cos \alpha \left(\frac{b}{L} \mu - \varphi \right) - \sin \alpha \left(1 - \frac{h}{L} \mu \right) \right] + (G_n \cos \alpha - Y_k) \left[\mu \left(1 + \frac{L_H}{L} \right) \right]}{1 - \frac{h_H}{L}} \quad (\text{kp})$$

Pro výpočet byly brány podmínky charakteristické pro provoz sběracích vozů, a to strniště po obilovinách a jeteli, drn, louka, polní cesta v rozmezí součinitele φ 0,05 až 0,1 a součinitele μ 0,8 až 0,6. Pro suché strniště po jeteli a pro drn byl za dovolený prokluz kol traktoru považován 20% prokluz. Při vyšším prokluzu se intenzívně ničí porosty.

6. SOUHRN VÝSLEDKŮ A JEJICH ROZBOR

Podle uvedených hledisek byla svahová dostupnost vypočítána a řešena graficky (obr. 4) na základě známých nebo změřených hodnot pro soupravu traktoru (Zetor 3011 o celkové tíze 2590 kp, Zetor 4011 o celkové tíze 3015 kp a Zetor 5645 o celkové tíze 3400 kp) a sběracího návěsu (NTVS 2,5, výrobce Agrostroj Prostějov; Horal, výrobce STS Lomnice nad Popelkou; Otavan, výrobce STS Horažďovice; SUN 24, výrobce STS Beroun; bez zatížení, s užitečným zatížením 1800 a 2500 kp).

Z výsledků vyplynuly mezní hodnoty svahové dostupnosti v jednotlivých hlediscích:

Výkonová bilance soupravy s ohledem na energetický zdroj; svahová dostupnost soupravy traktoru o výkonu motoru do 30 k se sběracím návěsem s nejvyšším užitečným zatížením 1800 až 2500 kp je 8 až 12°, s traktorem o výkonu motoru 40 k 11 až 16° a s traktorem o výkonu motoru 50 k 15 až 20°. Práce soupravy nad uvedený svah je z hlediska výkonové bilance teoreticky možná, vyloučíme-li omezení z hledisek dále uváděných, ovšem při snížení pracovní (nakládací) výkonnosti pod požadovanou mez.

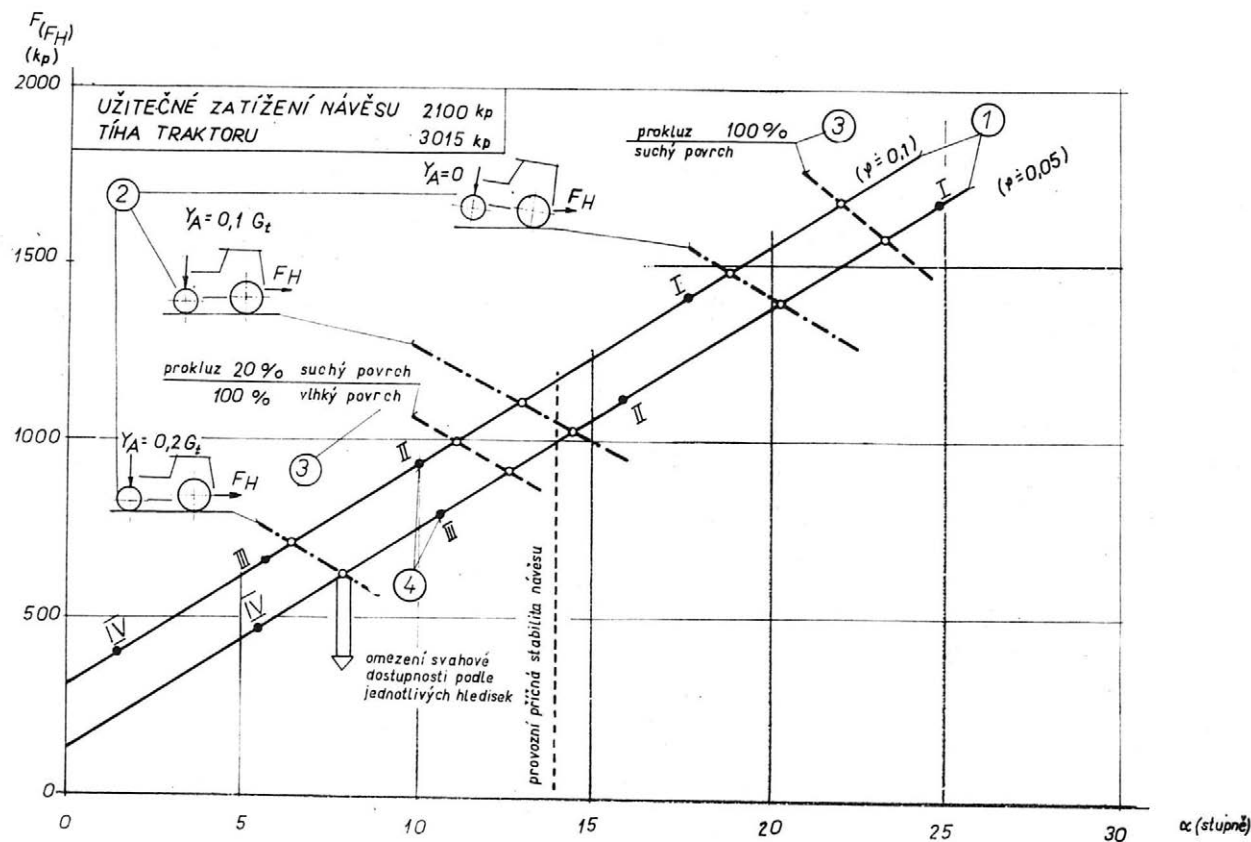
Příčná stabilita návěsu: sběrací návěsy s ložnou plochou umístěnou nad koly (např. typu NTVS 2,5; Otavan) nebo s ložnou plochou v úrovni horního okraje kol (např. typu Horal) by z hlediska bezpečnosti provozu neměly být používány nad svahy 14 až 17°, při kterých dosahují provozní příčné stability.

Příčná stabilita traktorů; podle údajů uváděných pro traktory v normálním provedení je jejich provozní příčná stabilita 12°. Vezmeme-li v úvahu úpravu traktorů pro práci na svahu (maximální rozchod), můžeme za největší provozní příčinou stabilitu považovat 14°, u traktoru Zetor 5645 16°.

Podélná stabilita traktoru a jeho řiditelnost; při dodržení požadavku, aby přední náprava byla minimálně zatížena 20 % z celkové tíhy traktoru, je svahová dostupnost s plně vytiženým návěsem velice nízká, a to 5 až 10° podle použitého traktoru při zapojení do horního závěsu. Dostupnost s prázdným návěsem je 12 až 15°. Tuto svahovou dostupnost vedle velikosti tíhy přenášené návěsem na traktor podstatně ovlivňuje umístění závěsného zařízení. Vzhledem k dodržení požadavku co největší světlosti pod soupravou se doposud používá výhradně připojení do horního závěsu traktoru. Je-li řídící náprava traktoru zatížena pouze 10 % celkové tíhy, posune se hranice svahové dostupnosti naloženého návěsu na 10 až 15°. Na svazích nad 18 až 23° při připojení do horního závěsu v soupravě s vytiženým sběracím návěsem o užitečném zatížení 1800 až 2500 kp se již při plynulé jízdě ztrácí podélná stabilita a oddělují se řídící kola od podložky.

Schopnost hnacího ústrojí přenést tečnou sílu na podložku; prokluz hnacích kol omezuje svahovou dostupnost zejména na vlhkém povrchu nebo tam, kde požadujeme, aby hnací kola neničila porosty. V podmínkách charakteristických pro provoz sběracích návěsů je maximální svahová dostupnost soupravy traktoru 30 až 50 k se sběracím návěsem o užitečném zatížení 1800 až 2500 kp z tohoto hlediska na suchém strništi nebo drnu 18 až 24°, na vlhkém strništi nebo drnu nebo na suchém jetelovém strništi, drnu při maximálním dovoleném prokluzu 20 % — 11 až 18°.

Z porovnání výsledků je zřejmé, že požadavek bezpečné řiditelnosti nejvíce snižuje hranici svahové dostupnosti. Možnosti, jak zlepšit daný stav, jsou omezené.



4. Způsob grafického zjišťování dostupnosti agregátu sběracího vozu

1 — tahový odpor sběracího návěsu [$F = f(\alpha, \varphi)$]

2 — omezení svahové dostupnosti podélnou stabilitou traktoru (řiditelnosti) [$F_H = f(\alpha, k_2)$]

3 — omezení svahové dostupnosti prokluzem [$F_H = f(\alpha, \mu, \delta, \varphi)$]

4 — hranice použitelnosti jednotlivých převodových stupňů traktoru [$F_H = f(\alpha, i, \varphi)$]

Dotížení přední nápravy přidavným závažím je ohraničeno konstrukčními (např. únosností předních pneumatik), energetickými i ekonomickými hledisky. Proto přichází v úvahu především změna místa uchycení návěsu na traktor, a to co nejbližší k zadní ose traktoru, jak doporučuje např. Habarta (1970) obecně pro návěsy.

V současné době známá připojovací zařízení, která mají místo uchycení pod hnací nápravou traktoru nebo blízko ní, snižují světlost pod traktorem. To se nepříznivě projevuje v nakládací výkonnosti návěsu. Nakládání řádek, není-li návěs vybaven vychylovací ojí, prochází pod traktorem, a tak každé zmenšení světlosti snižuje i možnou výšku řádku. Kromě toho nepříznivě působí na ztráty a kvalitu materiálu.

V zahraničí je téměř 50 % typů sběracích návěsů vybaveno vychylovací ojí, která umožňuje jízdu traktoru při nakládání vedle nakládaného řádku. Kombinace vychylovací oje s připojovacím zařízením umožňujícím připojení návěsu pod zadní nápravu traktoru by byla výhodná. Není však doposud konstrukčně vyřešena.

Výhodné při tomto koncepčním řešení by bylo i to, že by bylo možné připojovat sběrací návěs i za horské modifikace traktorů, které mají vyšší příčnou stabilitu (až 18°), avšak malou světlost.

Další možností ke zvýšení hranice svahové dostupnosti z hlediska říditelnosti (ale i z hlediska přenosu tečné síly) je vybavit sběrací návěs hnanou nápravou, která by umožnila zmenšit nepříznivé působení momentu tahové síly na říditelnost.

Pro práci na svazích nad 14 až 17° mají v ČSSR rozšířené sběrací návěsy nízkou provozní příčnou stabilitu. Zvětšení rozchodu kol, popřípadě dvojité montáž může tuto stabilitu zvýšit. Tak např. u sběracího návěsu Steyr Hamster (podle kterého je licenčně vyráběn NTVS 2,5) se při zvětšení rozchodu o 300 mm zvýší statická stabilita z 38 na 40°. Zvětšování rozchodu má však své konstrukční a provozní hranice. Proto se na těchto svazích mohou spíše uplatnit sběrací návěsy s ložnou plochou mezi koly a níže položeným těžištěm, např. typu Pionier fy Pöttinger (v ČSR SUN 20 z STS České Budějovice), které mají provozní příčnou stabilitu až 20°.

TEORETICKÝ ROZBOR SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI SAMOHYBNÉHO SBĚRACÍHO VOZU

V zemědělských závodech států střední a západní Evropy (zejména Rakouska, Švýcarska a NSR) jsou v poslední době stále častěji nahrazovány soupravy traktoru se sběracím návěsem v horských podmínkách samohybnými sběracími vozy.

Samohybné sběrací vozy určené k provozu do svahovitých oblastí se vyznačují nízkou položeným těžištěm, pohonem všech kol a z provozního hlediska snadnou manévrovatelností.

Pro zjištění svahové dostupnosti samohybného sběracího vozu byl udělán rozbor u některých vyráběných sběracích vozů např. Allmog fy Pöttinger (Rakousko), Cargotrac fy Rapid (Švýcarsko), Lely — Trac 5 fy Dechentreiter (NSR) o užitečném zatížení 2000—4000 kp.

Byly stanoveny stejné omezující podmínky, jako u rozboru pro návěsy.

Svahová dostupnost samohybného sběracího vozu je tedy omezena:

— příčnou stabilitou danou mezním úhlem příčné stability ($\alpha_{\text{přic}}^{\text{mez}}$), tj. úhlem, při kterém dojde k překlopení podél spojnice dotkových bodů kol při jízdě po vrstevnici:

$$\alpha_{\text{přic}}^{\text{mez}} = \arctg \frac{B_v}{2 h_v} \quad (\text{stupně}) \quad (18)$$

(rozměrové schéma samohybného sběracího vozu je na obr. 5);

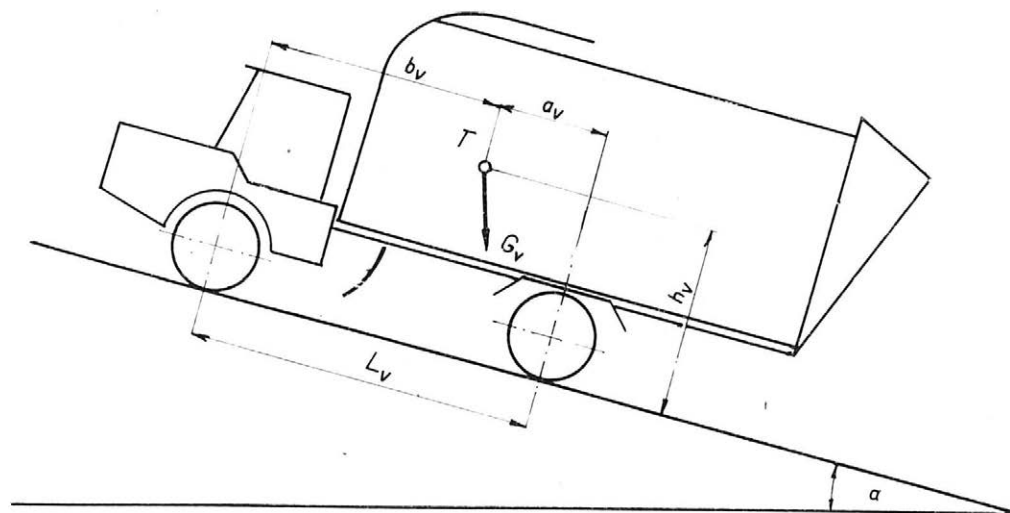
— podélnou stabilitou danou mezním úhlem podélné stability (α_{pod}^{mez}), při kterém dojde k překlopení ve směru podélné osy při jízdě po spádnicí:

$$\alpha_{pod}^{mez} = \arctg \frac{a_v}{h_v} \left(\text{popřípadě } \frac{b_v}{h_v} \right) \quad (\text{stupně}) \quad (19)$$

— schopností přenosu tečné síly hnacím ústrojím.

Počítáme-li s tím, že všechna kola sběracího vozu jsou hnaná, pak limitní úhel stoupání (α_{lim}) je dán vztahem:

$$\alpha_{lim} = \arctg (\mu - \varphi) \quad (\text{stupně}) \quad (20)$$



5. Rozměrové schéma samohybného sběracího návěsu

SOUHRN VÝSLEDKŮ A JEJICH ROZBOR

Zjištěné hodnoty svahové dostupnosti samohybných sběracích vozů jsou uvedeny v tab. III.

Vzhledem ke své konstrukci umožňují dosahovat samohybné sběrací vozy vyšší celkové svahové dostupnosti než souprava traktoru se sběracím návěsem, a to u uvažovaných typů 18 až 20°. Při zvětšení rozchodu kol (u jmenovaných typů je maximální 1800 mm) a snížením těžiště by bylo možné zvýšit svahovou dostupnost až na 25°.

Z Á V Ě R

Svahovou dostupností je v této práci myšlena nejvyšší hodnota sklonu svahu, na kterém souprava traktoru se sběracím návěsem nebo samohybný sběrací vůz mohou pracovat — s ohledem na bezpečnost práce, pracovní výkonnost, kvalitu práce a působení pojezdového ústrojí na podložku (ničení porostů zejména prokluzem kol).

Z mnoha činitelů působících na svahovou dostupnost bylo její omezení zjišťováno z hlediska výkonové bilance soupravy, příčné stability návěsu, příčné stability traktoru,

III. Svahová dostupnost samohybných sběracích vozů o nejvyšším užitečném zatížení 2000 až 4000 kp a o výkonu motoru 30 až 40 k

Druh povrchu	Stav povrchu	Svahová dostupnost			
		α lim	α mez pod	α mez příč	podle údajů výrobce ¹⁾
—	—	st u p n ě			
Strniště po obilovinách	suché	35	50—56	37—40	27—31
	vlhké	27			
Strniště po jeteli	suché	29 ²⁾			
	vlhké	22			
Drn	suchý	39			
	vlhký	22			

Poznámka: α_{lim} — limitní úhel stoupání daný schopností přenosu tečné síly hnacím ústrojím na podložku

$\alpha_{\text{mez pod}}$ — mezní úhel podélné stability

$\alpha_{\text{mez příč}}$ — mezní úhel příčné stability

¹⁾ omezeno velikostí tečné síly na kolech

²⁾ uvažován max. prokluz 30 %

podélné stability traktoru, jeho řiditelnosti a schopnosti hnacího ústrojí přenést tečnou sílu na podložku.

Z rozboru výsledků vyplynulo, že zejména z hlediska bezpečnosti (požadavku, aby tlak na přední nápravu byl nejméně 20 % celkové tíhy traktoru při jízdě v jakémkoliv terénu) by souprava traktoru do výkonové třídy 50 k se sběracím návěsem o nejvyšším dovoleném užitečném zatížení 1800–2500 kp typů, které se v čs. zemědělství běžně používají, neměla pracovat na svazích nad 10°.

Konstrukčními úpravami, především úpravou připojovacího zařízení, by bylo možné svahovou dostupnost zvýšit přibližně na 15°.

Pro dopravu objemových hmot se svahů nad 15° je vhodnější samohybný sběrací vůz, který — posuzován ze stejných hledisek jako souprava traktoru se sběracím návěsem — má vyšší svahovou dostupnost, a to až 20°.

Seznam použitých označení

P_a	příkon sběracího návěsu na zrychlení	k
P_e	výkon motoru	k
P_o	příkon sběracího návěsu na poháněcím hřídeli	k
P_p	celkový příkon sběracího návěsu	k
P_s	příkon sběracího návěsu na překonání stoupání	k
P_u	užitečný výkon traktoru	k
P_w	příkon na překonání odporu vzduchu	k
P_ϕ	příkon spotřebovaný odporem valení	k
F	celkový tahový odpor sběracího návěsu	kp
G_n	celková tíha návěsu	kp
G	tíha prázdného návěsu	kp
G_t	tíha traktoru	kp
N	užitečné zatížení návěsu	kp
M_k	kroučící moment na vývodovém hřídeli	kpm
Y_k	reakce na nápravě návěsu	kp
a	horizontální vzdálenost těžiště traktoru od zadní nápravy	m
a_n	horizontální vzdálenost těžiště sb. návěsu od nápravy	m
a_v	horizontální vzdálenost těžiště samohybného sběr. vozu od zadní nápravy	m
b	horizontální vzdálenost těžiště traktoru od přední nápravy	m
b_v	horizontální vzdálenost těžiště samohybného sběracího vozu od přední nápravy	m
B_v	rozchod kol samohybného sběracího vozu	m
h	výška těžiště traktoru nad podložkou	m
h_H	výška připojovacího zařízení traktoru nad podložkou	m
h_{Tn}	výška těžiště návěsu nad podložkou	m
h_v	výška těžiště samohybného sběracího vozu nad podložkou	m
L	rozvor traktoru	m
L_H	horizontální vzdálenost připojovacího zařízení od zadní nápravy traktoru	m
L_n	horizontální vzdálenost závěsného oka od osy nápravy návěsu	m
s	rozchod kol návěsu	m
k_1	součinitel bezpečnosti příčné stability návěsu	—
k_2	součinitel minimálního zatížení přední nápravy traktoru	—
n	otáčky poháněcího hřídele	min ⁻¹
v	pojezdová rychlost	km h ⁻¹
α	úhel svahu	stupně
α_n^{mez}	mezí úhel stability návěsu	stupně
α_n^{prov}	úhel provozní stability návěsu	stupně
$\alpha_{\text{přic}}^{\text{mez}}$	mezí úhel příčné stability samohybného sběracího vozu	stupně
$\alpha_{\text{pod}}^{\text{mez}}$	mezí úhel podélné stability samohybného sběracího vozu	stupně
δ	prokluz hnacích kol traktoru	%
φ	součinitel odporu valení	—
μ	součinitel využití adheze (μ_2 lpění)	—
η	mechanická účinnost převodů traktoru	—

Literatura

- GREČENKO A., 1961, Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Zem. technika 6 : 415-436.
- GREČENKO A., 1963, Kolové a pásové traktory. SZN Praha.
- HABARTA F., 1968, Sjíždění zemědělského agregátu při práci na svahu. Zem. technika 2 : 89-100.
- HABARTA F., 1970, Stanovení minimálního zatížení přední říditelné nápravy traktoru v agregaci s mechanizačními prostředky z hlediska bezpečnosti provozu. Zem. technika 9 : 537-555.
- KOLEKTIV, 1965, Problémy dopravy a manipulace s hmotami v zemědělském závodě. ČSVTS, sekce pro zemědělství a lesnictví, Brno.
- NETÍK O., PICK E., 1964, Příspěvek k řešení otázek spojených s bočním sjížděním traktorů na svahu. Zem. technika 4 : 245-254.
- SLADKÝ V., 1967, Výzkum technologické vhodnosti velkoobjemových návěsů s neseným sběracím a nakládacím ústrojím. Výzkumná zpráva Z-660, VÚZT Praha-Řepy.
- SLADKÝ V., SYROVÝ O., 1967, Výsledky zhodnocení velkoobjemových návěsů se sběracím a nakládacím zařízením v podmínkách horských a svahovitých oblastí CSSR. Zem. technika 9 : 543-558.
- STROUHAL E., 1966, Dopravní prostředky s neseným sběracím a nakládacím zařízením pro objemové hmoty. Zem. technika 3 : 171-176.
- , Firemní literatura.

Došlo dne 26. 5. 1971

Доступность склонов для прицепов и самоходных подборщиков

Под доступностью склонов понимается максимальный уклон склона, на котором комплект трактора с полуприцепом-подборщиком или самоходный подборщик могут работать с учетом безопасности труда, рабочей производительности, качества работы и действия движущегося механизма на подкладку (повреждение всходов особенно в результате буксования колес).

Из многих факторов, оказывающих влияние на доступность склонов, ее ограничение достигалось с точки зрения производственного баланса комплекта, поперечной устойчивости полуприцепа, поперечной устойчивости трактора, продольной устойчивости трактора, его управляемости и способности приводного механизма перенести касательную силу на подкладку.

Из анализа результатов вытекает, что особенно с точки зрения безопасности (требования, чтобы давление на переднюю ось было минимально 20 % от общего веса трактора во время езды в какой-либо местности) комплект трактора до класса производительности 50 л. с. с полуприцепом-подборщиком с максимальной позволенной полезной нагрузкой 1800—2500 кг типов, обычно применяемых в чехословацком сельском хозяйстве, не должен работать на склонах более 10°.

При помощи конструкционных усовершенствований, прежде всего присоединяющего устройства, доступность склонов может быть повышена приблизительно до 15°.

Для транспортировки объемных материалов со склонов с уклоном свыше 15° наиболее подходящим является самоходный подборщик, который оценивается с тех же точек зрения, что и комплект трактора с полуприцепом-подборщиком доступность склонов которого более высокая, а именно, до 20°.

The Maximum Gradient for the Application of Trailers and Self-propelled Collecting Wagons

The maximum possible gradient is understood to mean the highest possible sloping of the hillside on which the set of the tractor with the collecting trailer or the self-propelled collecting wagon can work, and that with regard to the safety of work, to the working output, to the quality of work, and with regard to the acting of the travelling device on the ground (destruction of stands caused, particularly, by slippage).

The limitation caused by many factors acting on the maximum gradient was determined with regard to the output balance of the set, to the cross stability of the trailer, to the cross stability of the tractor, to the longitudinal stability of the tractor, with regard to its controllability, and with regard to the ability of the driving device to transmit the tangential force to the ground.

The results obtained in the analyses have shown that, especially from the point of view of safety (the demand that the pressure on the front axle should be at least 20 per cent of the total weight of the tractor operating on any terrain), the set of tractors up to an output class of 50 hp with a collecting trailer of a maximum permissible service load of 1800—2500 kp of the types currently used in Czechoslovak agriculture, should not work on gradients of over 10° .

By means of constructional adjustments, above all by means of attached devices, it would be possible to increase the maximum allowed gradient to approximately 15° .

For the transport of bulky material from slopes of over 15° a self-propelled collecting wagon is more suitable, which, estimated from the same points of view as is the set of a tractor with a collecting trailer, has a higher maximum allowed gradient, i. e. up to 20° .

Hangtauglichkeit von Anhänge- und Selbstfahrladewagen

Unter dem Begriff Hangtauglichkeit wird der Höchstwert der Hangneigung verstanden, wo der Schlepper-Ladewagen-Zug oder der Selbstfahrladewagen unter Berücksichtigung der Arbeitssicherheit, Arbeitsleistung, Arbeitsgüte und Auswirkung des Fahrwerkes auf die Unterlage (Vernichtung der Pflanzenbestände vor allem durch den Radschlupf) arbeiten können.

Unter vielen Einflußfaktoren der Hangtauglichkeit wurde deren Begrenzung aus der Sicht der Leistungsbilanz des Arbeitszuges, der Querstabilität des Einachsanhängers, Querstabilität des Schleppers, Längsstabilität des Schleppers, dessen Wendigkeit und Tauglichkeit des Triebwerkes zur Übertragung der Tangentialkraft an die Unterlage ermittelt.

Die Analysen der Ergebnisse ließen erkennen daß besonders aus der Sicht des Arbeitsschutzes (Forderung, daß der Vorderachsdruk bei der Fahrt im beliebigen Gelände mindestens 20 % des Gesamtgewichtes des Schleppers ausmacht) der Schlepperzug bis 50 PS Leistungsklasse mit einem Ladewagen von höchstzulässiger Nutzlast 1800—2500 kp der in der tschechoslowakischen Landwirtschaft gebräuchlichen Typen nicht über 10° Hangneigung arbeiten sollte.

Durch Konstruktionsänderungen, besonders bei der Anhängerkupplung, könnte die Hangtauglichkeit annähernd auf 15° gesteigert werden.

Für den Bergabtransport von Rauhfutter über 15° Hangneigung ist ein selbstfahrender Ladewagen besser geeignet, der unter den gleichen Gesichtspunkten wie der Schlepper-Anhängesammelwagen betrachtet, eine höhere Hangtauglichkeit aufweist, und zwar bis 20° .

Degré de pente accessible aux voitures ramasseuses automobiles ou remorquées

On définit le degré de pente accessible comme la valeur la plus élevée de l'inclinaison de la pente, sur laquelle un groupe, comprenant le tracteur et, soit la remorque ramasseuse, soit la voiture ramasseuse automobile, peut travailler, compte tenu de la sécurité de travail, du rendement du travail, de la qualité du travail et de l'action du mécanisme de translation sur le terrain (destruction des cultures, notamment par le glissement des roues).

Parmi les facteurs nombreux qui agissent sur l'accessibilité à la pente, on identifie sa limitation sur le plan du bilan de rendement du groupe, de la stabilité transversale de la remorque, de la stabilité transversale du tracteur, de la stabilité longitudinale du tracteur, de sa tenue de direction et de l'aptitude du mécanisme de commande à transmettre la force tangentielle au terrain.

Il ressort des analyses des résultats que, notamment du point de vue de la sécurité (à savoir de l'impératif imposant que la pression sur l'essieu avant soit

au moins de 20 p. 100 du poids total du tracteur pendant la course sur n'importe quel terrain), le groupe de tracteur jusqu'à la catégorie de puissance de 50 CV, équipé de remorque ramasseuse d'une charge maximum utile permise entre 1800—2500 kp types, que l'on utilise couramment dans l'agriculture tchécoslovaque, ne devrait pas travailler sur les pentes dépassant 10°.

En procédant aux rectifications de construction, notamment à celle du dispositif d'attelage, on pourrait élever le degré de pente accessible à environ 15°.

Pour le transport des matières grossières des pentes dépassant 15°, on recommande d'employer la voiture ramasseuse automobile qui, considérée des mêmes points de vue que le groupe de tracteur équipé de remorque ramasseuse, accuse l'accessibilité à la pente plus élevée, allant jusqu'à 20°.

Adresa autora:

Ing. Otakar Syrový, Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Praha 6 - Řepy, V šancích 50

Posouzení vhodnosti traktorů k mechanizaci zemědělských prací v rovinatých oblastech vyžaduje značně složité zkoušky nejen v laboratořích, ale i v podmínkách, v nichž mají traktory pracovat.

Dosavadní testovací zkoušky v různých zkušebnách poskytují jen základní údaje o pracovních schopnostech traktorů k mechanizaci prací v rovinatých terénech pro některé vybrané stavy podložky, po níž se traktor pohybuje, a pro zatížení tahovou silou, která působí proti směru dráhy pohybu a je souměrně umístěna mezi styčnými plochami pojezdového ústrojí.

Podstatně složitější je posouzení vhodnosti traktorů určených pro mechanizaci prací v zemědělských oblastech se svahovitým terénem, který se u nás vyskytuje ve větší části zemědělských výrobních oblastí. Zde je třeba nejen prozkoušet a získat podklady k posouzení traktorů podle všech způsobů potřebných pro určení traktoru k mechanizaci prací v rovinatých oblastech, ale mimo to je nutné určit jeho vhodnost pro práci na svahu, a to jak pro jízdu ve spádnici, tak i pro jízdu ve vrstevnici, tj. při obecném směru síly zatěžující traktor.

Za jednu z nejdůležitějších otázek u takto rozšířeného zkušebního programu lze považovat zjištění svahové dostupnosti traktoru při jízdě ve spádnici, to je do svahu i se svahu. Tyto podklady jsou potřebné jak z hlediska mechanizace práce na daném svahu pozemku a na jeho okamžitém stavu povrchu, tak i z hlediska bezpečnosti práce agregátu. Mimoto považujeme pro organizaci práce ve svahovitých výrobních podmínkách za důležité poskytnout bližší podklady pro snadnější způsob agregace traktorů s příslušnými stroji nebo nářadím. Takovéto údaje usnadní a zpřesní práci techniků v zemědělském provozu.

Podle těchto zásad je dále blíže rozvedena svahová dostupnost pro jízdu ve spádnici u hlavních typů traktorů používaných v čs. zemědělství.

METODICKÝ POSTUP

Při bližším určení a posouzení svahové dostupnosti hlavních typů kolových traktorů (a jim odpovídajících agregátů nejčastěji používaných v našem zemědělství v horských oblastech) se vycházelo z navržených metod posouzení svahové dostupnosti ze tří hledisek (Andert 1971), a to energetiky, sjíždění a stability, a z navržené metody pro rychlé určení provozní hodnoty součinitele soudrž-

nosti pojezdového ústrojí s podložkou (μ_1) a koeficientu valivého odporu (f_v).

Podle takto stanovených zásad byly pak v první etapě posouzení dodávaných traktorů vypracovány především charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru při jeho pohybu do svahu i se svahu.

Pro rychlejší a přesnější sestavování agregátů z hlediska energetiky jsou vypracovány pro daný traktor či agregát nomogramy, které mohou být vhodnou pomůckou technikům v zemědělském provozu.

SVAHOVÁ DOSTUPNOST ZÁKLADNÍCH TYPŮ TRAKTORŮ POUŽÍVANÝCH V ZEMĚDĚLSTVÍ PŘI POHYBU VE SPÁDNICI

V čs. zemědělství jsou používány (nebo jsou nabízeny k dodání) různé typy traktorů. Jelikož svahovitost pozemků v našich zemědělských závodech je velmi proměnná, je třeba znát — z hlediska zajištění práce i bezpečnosti provozu — vhodnost jednotlivých traktorů pro práci v terénu, a to jak pro různý sklon, tak i pro různý stav povrchu.

Dosavadní způsob určování svahové dostupnosti traktoru či agregátu jen z hlediska stability včetně maximálního přípustného odlehčení přední nápravy je nedostatečný.

Proto se při posouzení hlavních typů kolových traktorů používaných v našem zemědělství z hlediska jejich svahové dostupnosti vychází z dřívějších poznatků (A n d e r t 1971), podle nichž je svahová dostupnost hodnocena z následujících tří hledisek:

— Svahová dostupnost z hlediska energetiky

vyžaduje výkon motoru, který je převeden jednak na vhodné parametry tahového výkonu potřebného pro pohyb agregátu při zvolené pracovní rychlosti, jednak na vývodový hřídel traktoru pro pohon připojených zemědělských strojů.

— Svahová dostupnost z hlediska skluzu (prokluzu)

vyžaduje potřebný záběr pojezdového ústrojí agregátu s podložkou. Tento záběr umožní vyvinout na pojezdovém ústrojí tahovou sílu, které je zapotřebí k pohybu traktoru či agregátu při zvolené pracovní rychlosti k překonání valivého odporu, silové složky tíhy ve směru spádu a pracovního odporu. Pro jízdu se svahu nesmí síla ve styčné ploše zadních kol (pokud jsou jen brzděna) klesnout pod hodnotu, která s ohledem na příslušný součinitel μ zadních kol s podložkou zajišťuje zastavení traktoru při jízdě ve svahu.

— Svahová dostupnost z hlediska stability

vyžaduje bezpečnou stabilitu polohy traktoru nebo agregátu při směru jízdy proti svahu a po vrstevnici. Při jízdě ve spádnici je třeba, aby normálová síla pod předními koly neklesla pod určitou hodnotu, vyplývající ze směrnic pro volení stupně bezpečnosti. Obdobně je tomu i při jízdě po vrstevnici, při které ovšem tato normálová síla ve styčné ploše nemá klesnout pod přípustnou minimální hodnotu pod kolem zadní nápravy, které je na svahu odlehčené. (Zadní kolo jsme volili proto, že se — až na výjimky — u všech traktorů překlápí zadní náprava dříve než přední.)

Teoretická maximální dostupnost je ovšem dána sklonem, při němž hodnota silové složky ve styčné ploše pod předními koly (popřípadě pod zadním kolem ve svahu) klesne pod nulovou hodnotu.

Při práci traktoru na svahu rozlišujeme tři druhy pracovních podmínek pro stroj stojící nebo pohybující se rovnoměrnou rychlostí:

- traktor nebo agregát s neseným nářadím, stojící na svahu;
- traktor (agregát) pojíždějící rovnoměrnou rychlostí s neseným či závěsným nářadím nebo strojem v přední poloze;
- traktor nebo agregát v práci, jedoucí rovnoměrnou rychlostí.

Podle těchto pracovních podmínek je pak rozlišována svahová dostupnost:

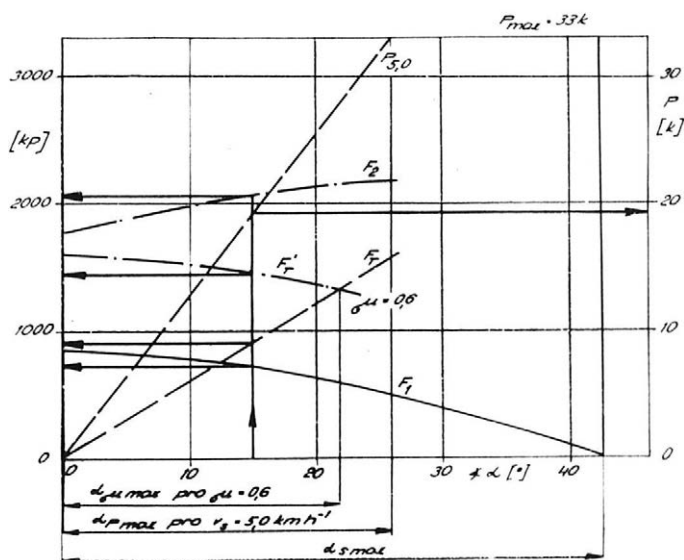
- z energetického hlediska pro jízdu samotného traktoru, agregátu v přepravě, agregátu v práci;
- z hlediska skluzu na svahu pro zastavení samotného traktoru při jízdě proti svahu či se svahu, pro jízdu s traktoem či agregátem v přepravě, pro jízdu traktoru či agregátu v práci;
- z hlediska stability na svahu pro stojící traktor, pro jízdu s traktoem či agregátem v přepravě, pro jízdu traktoru či agregátu v práci.

Pokud traktor či agregát mění rychlost pohybu při rozjíždění nebo při zastavování (u zastavování hlavně při jízdě do svahu u traktoru s pohonem dvou kol), zhoršuje se jeho energetika, stabilita, mnohdy i sjíždění, což je nutné zahrnout do stupně bezpečnosti příslušného druhu svahové dostupnosti.

VÝBĚR POSUZOVANÝCH TRAKTORŮ

K určení svahové dostupnosti pro jízdu traktorů a agregátů ve spádnicí byly vybrány traktory univerzální koncepce s pohonem dvou kol, které jsou určeny pro mechanizaci prací na rovinách a mírných svazích (podle požadavků na soustavu traktorů mají tyto traktory bezpečně pracovat v agregacích s příslušným strojem či nářadím až do sklonu pozemku $16-18^\circ$ při trojnásobném stupni bezpečnosti z hlediska stability). Patří sem traktory TH-4K2-10, horská modifikace traktoru RS-09, Z-3045, Z-4045.

Technické parametry těchto traktorů jsou uvedeny v tab. I a II.



1. Klíč k hledání hodnot v obr. 2—8

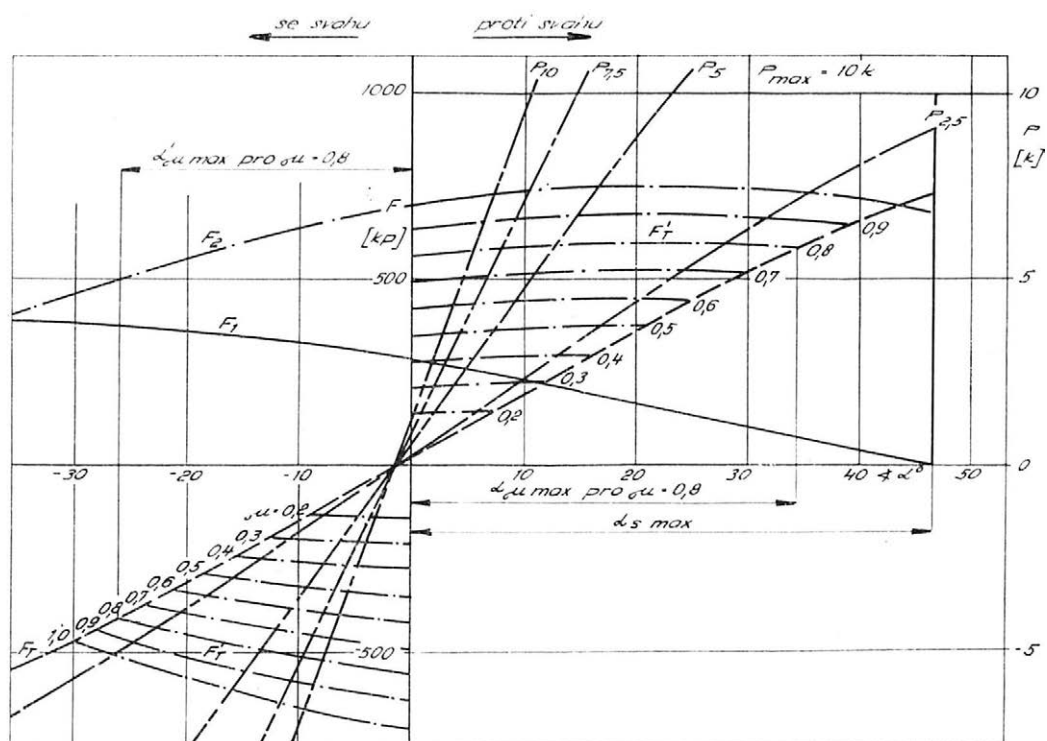
I. Technické údaje traktorů

Traktor	Výkon moto- ru (k)	Rozvor <i>L</i> (mm)	Rozchod <i>b</i> (mm)		Pneu rozměr (inch)		Účinný „r“ (mm)		Výška závěsu		Tíha (kg)			Těžiště + řidič (mm)	
			před- ní	zadní	přední	zadní	před- ní	zadní	horní (mm)	dolní (mm)	<i>F_G</i>	<i>F₁</i>	<i>F₂</i>	<i>a</i>	<i>h</i>
TH-4K2-10	10,0	1700	1140	1010	6,0-9	6-16	250	338	—	—	905	257	648	493	460
RS-09-H	18,0	2110	1565	1580	10,5-16	10,5-16	434	434	—	—	1490	450	1040	600	588
RS-09-2	18,0	2270	1500	1565	8-20	10-24	415	510	—	—	1390	350	1040	528	597
GT-123	22,0	2110	1565	1580	10,5-16	10,5-16	434	434	—	—	1780	730	1050	842	584
Z-3011	30,6	1918	1725	1800	6,0-16	11-28	338	588	750	360	2670	920	1750	658	690
Z-3017	30,6	1868	1800	1800	6,0-16	11-28	338	588	555	165	2090	830	1260	740	547
Z-3045	30,6	1937	1505	1800	8-20	11-28	420	588	740	350	2720	930	1790	661	674
Z-4011	45,0	2125	1770	1800	6,0-18	13-28	370	644	813	430	3095	1010	2085	739	753
Z-4017	45,0	2125	1785	1785	6,0-18	13-28	370	644	645	255	2860	1135	1725	820	660
Z-4045	45,0	2155	1550	1810	8-24	13-28	471	644	813	430	3290	1125	2165	739	753
Z-50-S	50,0	2200	1600	1800	6,50-20	14-28	405	660	790	375	3560	1090	2470	665	811
Z-8011	80,0	2358	1500	1500	7,50-16	16,9/14-34	370	720	715	427	4310	1550	2760	850	830

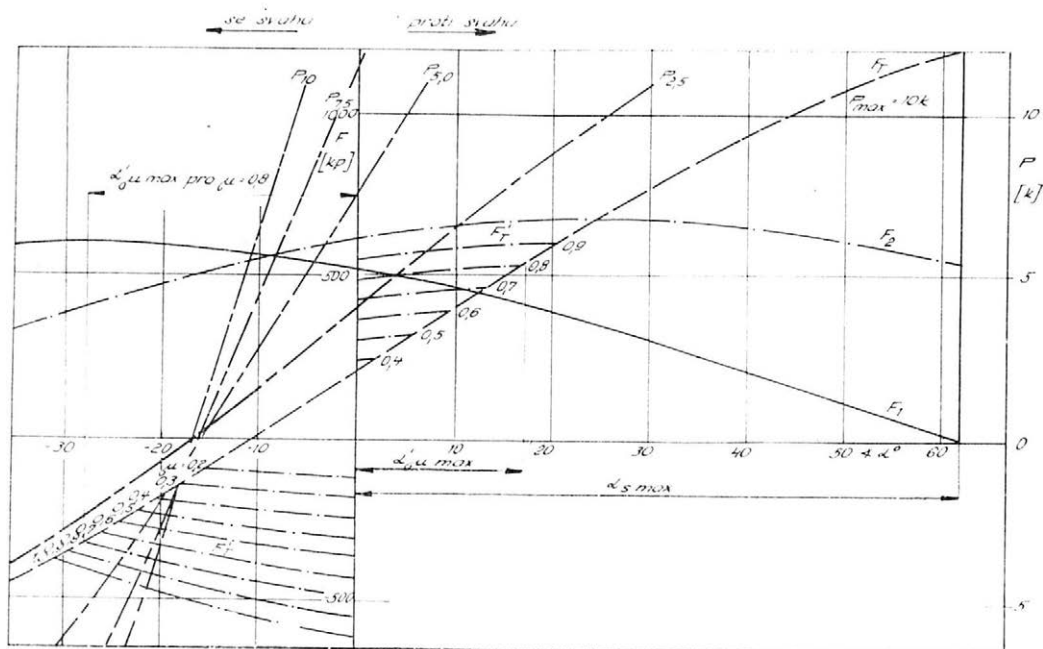
Technické údaje jsou uvedeny u traktorů v úpravě pro použití na svazích (rozchod, výška těžiště, rozložení hmotnosti)

II. Technické údaje traktorů v agregaci

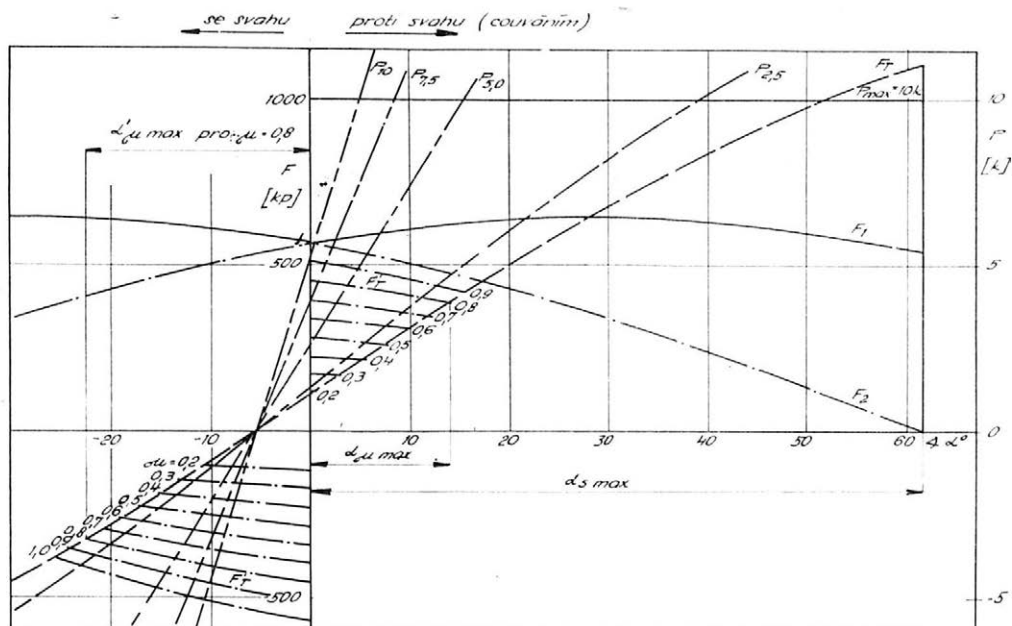
Traktor	Traktor + žací lišta						Traktor + shrnovač REFORM						Traktor + „volokuša“ + 200 kg					
	F_G	tíha (kp)		těžiště (mm)		záběr (mm)	tíha (kp)			těžiště (mm)		záběr (mm)	tíha (kp)			těžiště (mm)		záběr (mm)
		F_1	F_2	a	h		F_G	F_1	F_2	a	h		F_G	F_1	F_2	a	h	
TH-4K2-10	1135	523	612	783	413	1520	1265	763	502	1025	470	1900	1135	562	573	1135	456	1500
RS-09-H	1690	495	1195	618	588	1830	1845	832	1013	952	577	1900	1929	1000	929	1094	645	2400
RS-09-2	1590	385	1205	550	564	1830	1745	720	1025	936	581	1900	1829	875	954	1088	654	2400
GT-123	1900	756	1144	841	558	1850	2135	1126	1009	1116	574	1900	2219	1298	921	1233	665	2400
Z-3017	2696	919	1777	635	583	1830	2366	645	1721	509	543	1900	2450	548	1902	420	596	2400



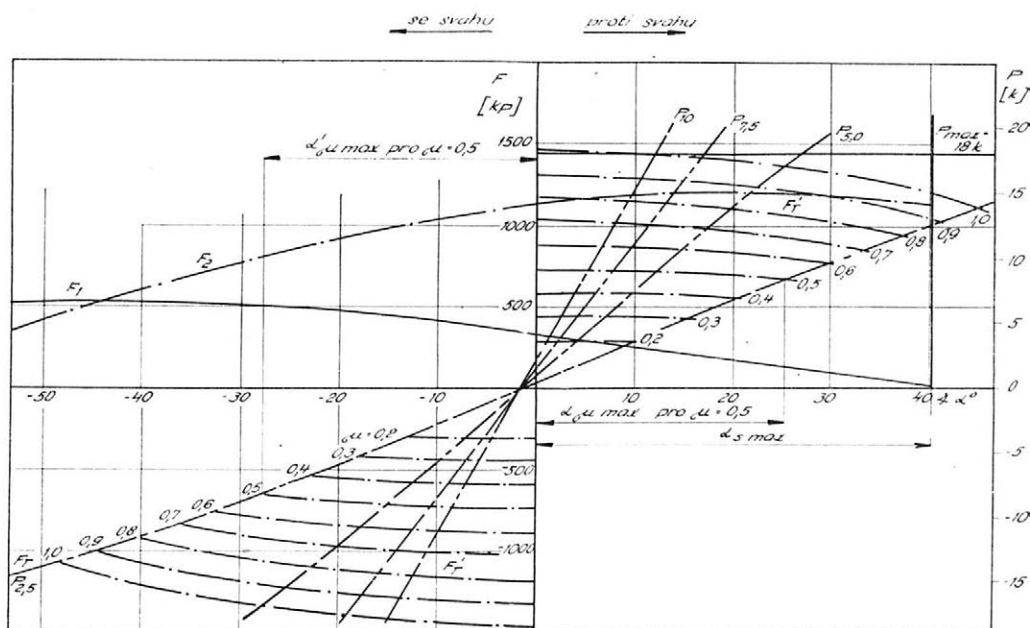
2. Charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru TH-4K2-10 při $F_G = 985 \text{ kp}$ a $f = 0,025$



3. Charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru TH-4K2-10 + žací lišta při $F_G = 1135 \text{ kp}$ a $f = 0,025$



4. Charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru TH-4K2-10 + „volokuša“ při $F_G = 1135$ kp a $f = 0,025$



5. Charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru RS-09-2 při $F_G = 1470$ kp a $f = 0,025$

CHARAKTERISTIKY ZMĚN REAKCÍ POD KOLY TRAKTORU
PŘI JÍZDĚ DO SVAHU A SE SVAHU

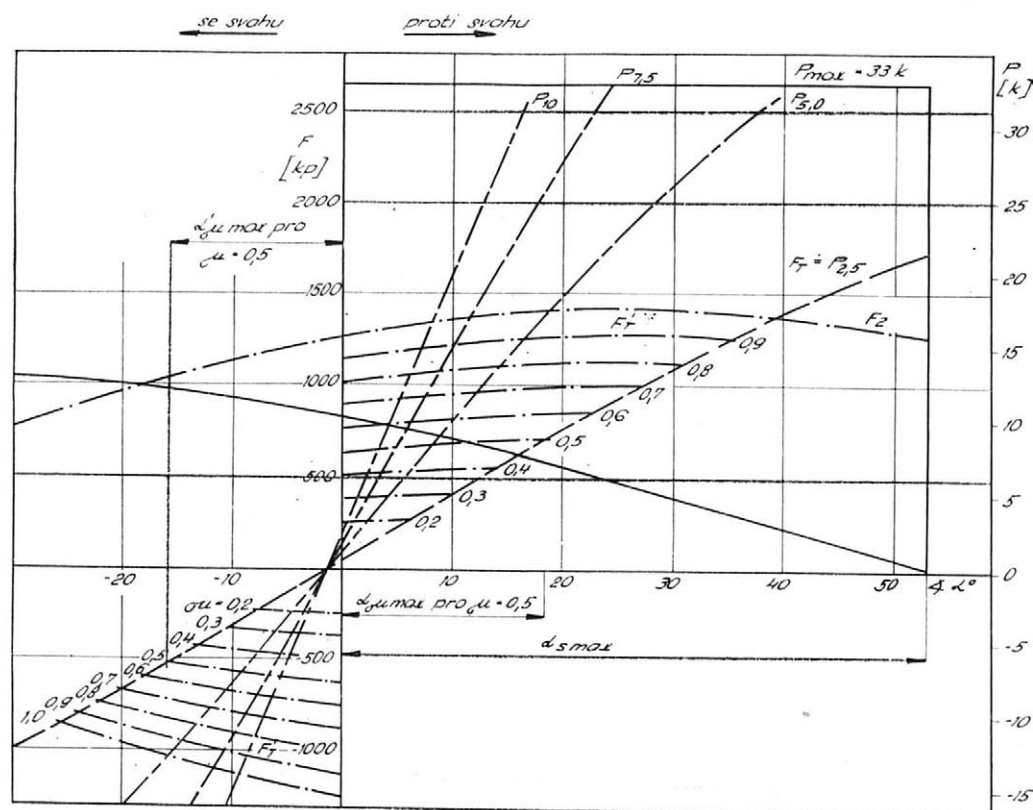
Pro bližší určení průběhu reakcí pod koly pojezdového ústrojí traktoru a možnosti vyvinout tečnou sílu a potřebný příkon pro pohyb byly vypracovány charakteristiky změn reakcí u kol traktoru při jízdě proti svahu a se svahu:

- reakce pod předním kolem F_1 ,
- reakce pod zadním kolem F_2 ,
- maximální svahová dostupnost pro $F_1 = 0$,
- tečná síla pro různý součinitel soudržnosti μ ,
- potřebný výkon motoru pro různou pracovní rychlost v_s .

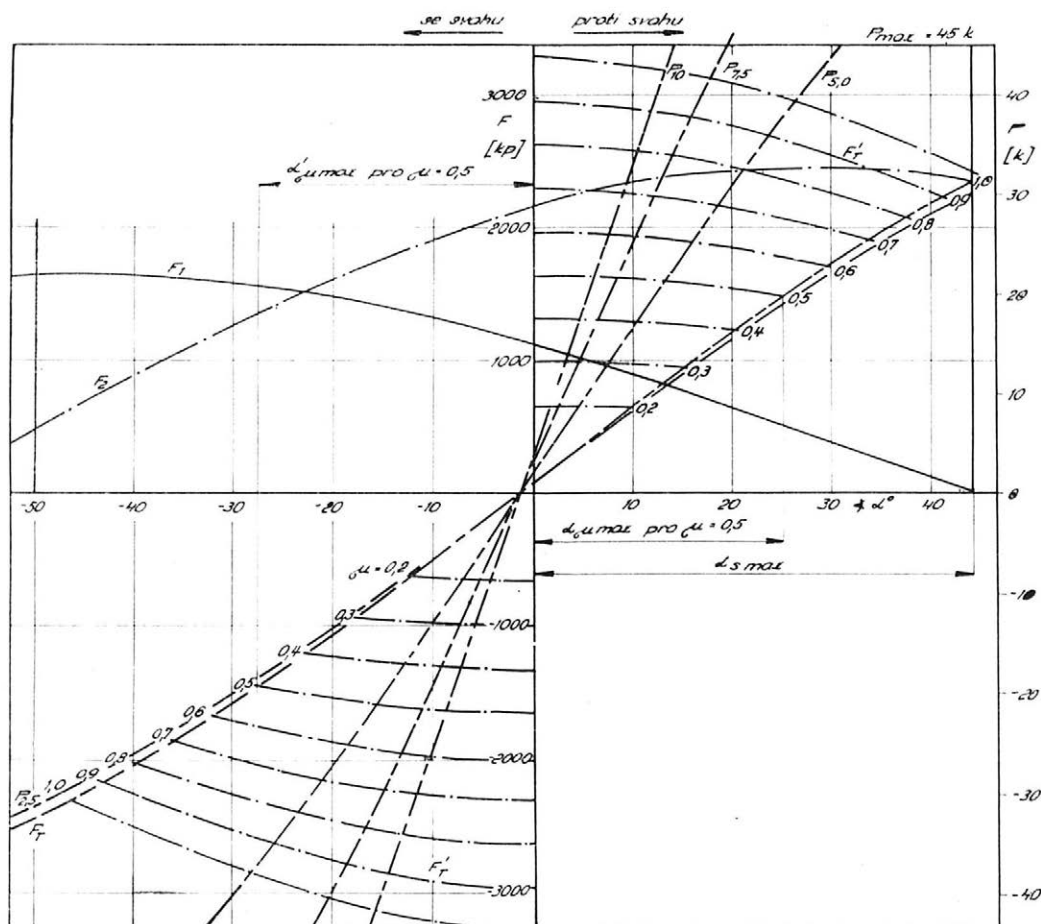
Sestavené charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru pro TH-4K2-10 atd. jsou patrné z obr. 2—8. Klíč k hledání na uvedených diagramech je na obr. 1.

Z těchto charakteristik lze v provozu snadno zjistit pro daný traktor či agregát úhel svahu α , valivý odpor $f_v = 0,25$ a volený součinitel μ reakci pod předními i zadními koly, minimální sílu pro pohyb a maximální tečnou sílu, kterou v těchto podmínkách traktor může vyvinout, popřípadě i posoudit, zda výkon motoru, kterým je příslušný traktor vybaven, je dostatečný pro zajištění pohybu traktoru či agregátu do svahu s příslušnou rychlostí.

Zároveň můžeme porovnáním minimální síly pro pohyb $F_{T'}$ s minimální tečnou silou, kterou traktor v těchto podmínkách může vyvinout (F_T), určit praktickou míru bezpečnosti pro pohyb traktoru v těchto podmínkách.



6. Charakteristiky změn reakcí pod koly tratoru Z-3017 při $F_G = 2091$ kp a $f = 0,025$



8. Charakteristiky změn reakcí pod koly traktoru Z-4045 při $F_G = 3290$ kp a $f = 0,025$

$$F_H = F_{T'} - F_T \quad (3)$$

kde: F_H — se pro jednoduchost předpokládá jako rovnoběžné s pojezdovou rovinou

Z rovnice (1) — (3) plyne

$$F_H = F_G \frac{(L - a + fr) \mu - fL}{L - h_z} \cos \alpha \pm F_G \frac{L - \mu h}{L - \mu h_z} \sin \alpha \quad (4)$$

b) Rovnice pro výpočet příkonu

$$F_{T'} = F_H + F_T = F_H + F_G (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (5)$$

$$P_m = \frac{F_{T'} \cdot v_s}{270 \eta_m (1 - \delta)} \quad (6)$$

$$P_m = \frac{[F_H + F_G (f \cos \alpha \pm \sin \alpha)] \cdot v_s}{270 \eta_m (1 - \delta)} \quad (7)$$

NOMOGRAMY POHYBU TRAKTORU

Na základě vztahů byl pro zvolené

$$0 \leq \delta \leq 50; \quad 100 \leq F_T \leq 3000; \quad 0,5 \leq v_s \leq 16; \quad \eta_m = 0,87, 0,9$$

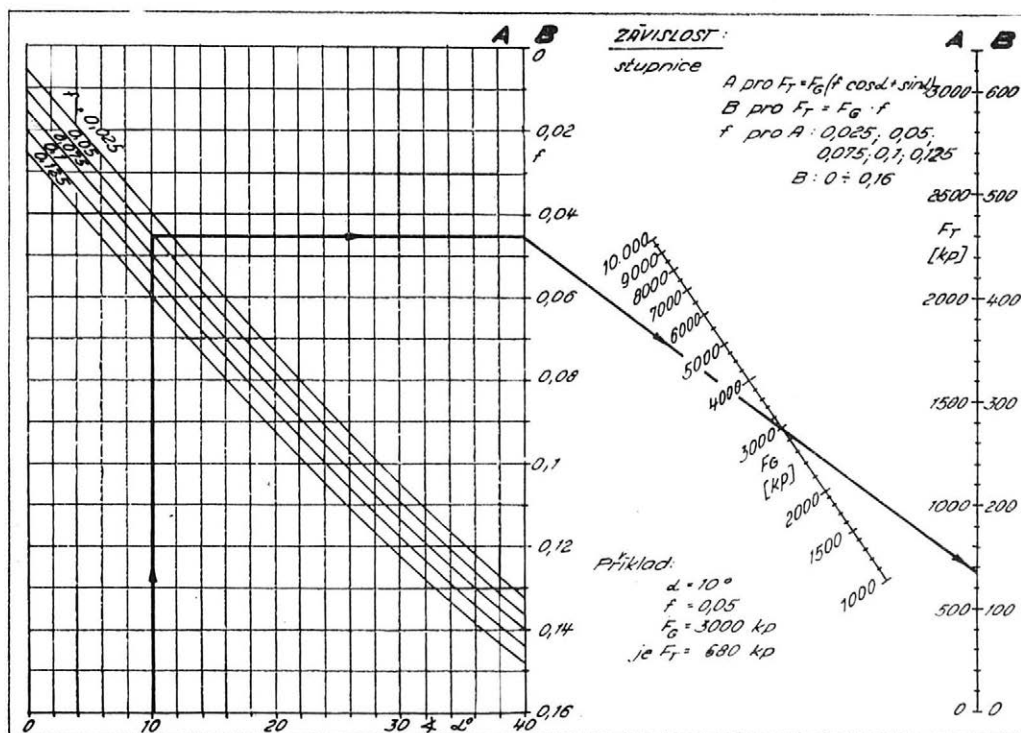
sestrojen nomogram pro pohyb libovolného samochodného zemědělského stroje.

Na tomto nomogramu lze rychle zjistit pro daný stroj (traktor nebo agregát) na základě daných veličin příkon P a jezdovou rychlost v_s , nutnou pro určitou práci; z těchto ukazatelů je možné určit typ traktoru. Možností kombinací na základě známých a zjišťovaných veličin je několik. Pro názornost je na nomogramu uveden příklad a klíč pro hledání potřebných veličin.

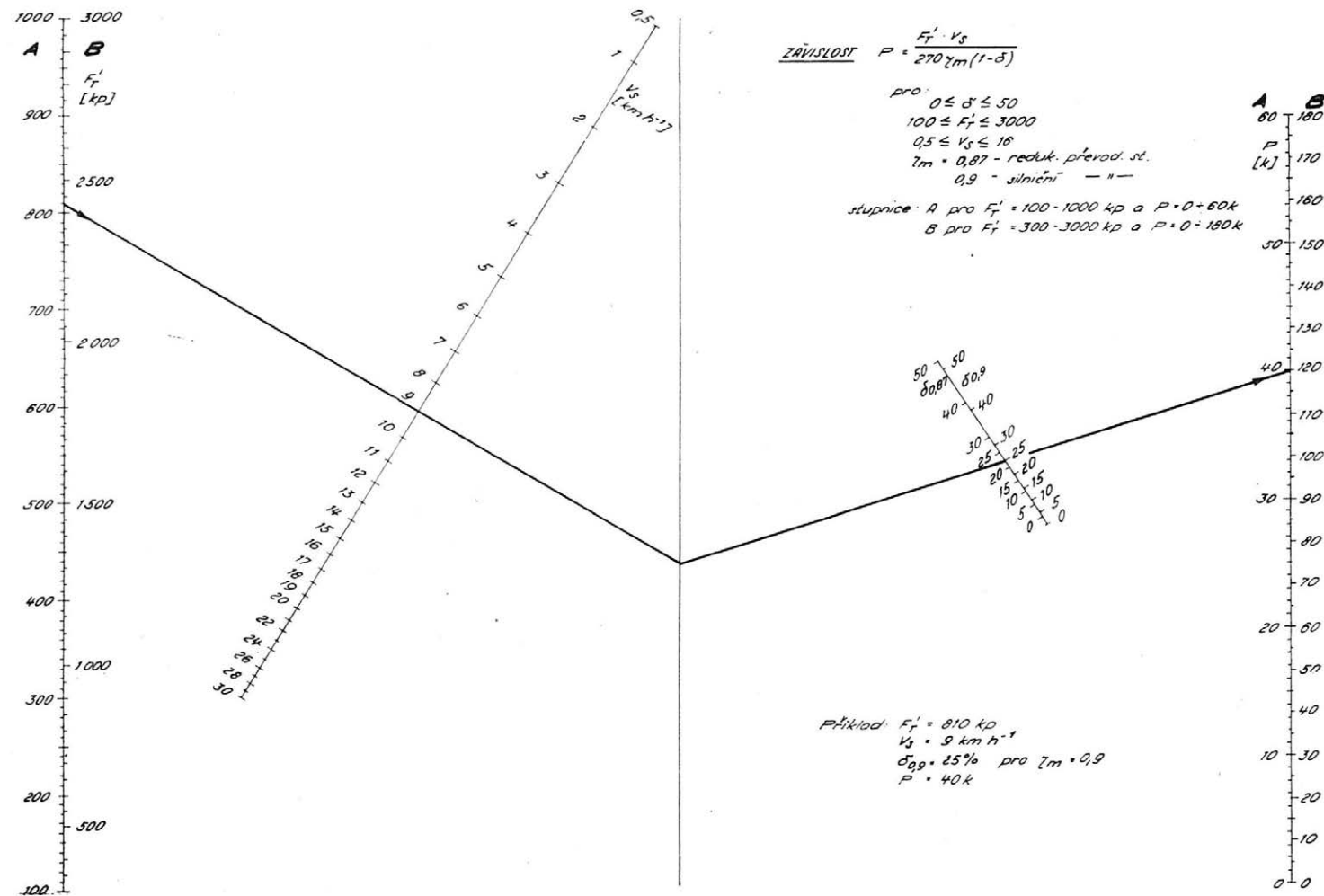
Na základě rovnice (2) byl sestaven nomogram na obr. 9, z něhož lze určit minimální sílu F_T samochodného stroje v transportní poloze (bez pracovního odporu), jak je z rovnic na nomogramu zřejmé, a to pro svah ($\alpha > 0$) — stupnice A, nebo pro rovinu ($\alpha = 0$) — stupnice B. Po dosazení výsledných hodnot F_H a F_T , zjištěných pro daný traktor z obr. 9, do rovnice (5) (tzn. sečtení obou hodnot) lze z nomogramu na obr. 10 určit zbývající potřebné veličiny. Hledání v nomogramech je usnadněno příkladem a klíčem. Jejich univerzálnost umožňuje snadnou tvorbu agregátu pro dané polní podmínky a požadovanou práci.

ZÁVĚR

Posouzení traktorů dodávaných do čs. zemědělství z hlediska jejich vhodnosti pro práci do svahu podle charakteristik změn reakcí pod koly traktorů v závislosti na velikosti sklonu svahu pro jízdu ve spádnici (do svahu a se



9. Nomogram k určení minimální síly pro pohyb F_T v závislosti na celkové tíži F_G , valivém odporu f a úhlu svahu α



10. Nomogram k určení příkonu P v závislosti na max. tečné síle F_T , skutečné pojzdové rychlosti v_s , mechanické účinnosti η_m , a prokluzu δ

svahu) poskytuje bližší údaje o vhodnosti těchto traktorů a jejich parametrů k použití při mechanizaci prací na svahovitém terénu.

Ze získaných charakteristik vyplývá:

Základní význam pro práci na svahu má hodnota soudržnosti pojezdového ústrojí s podložkou (μ_1). Hodnota koeficientu soudržnosti pojezdového ústrojí s podložkou bývá rozhodující pro určení velikosti svahu, do kterého lze traktor používat, a proto je třeba u traktorů určených pro mechanizaci prací na svazích věnovat tomuto ukazateli velkou péči při konstrukci vhodného pojezdového ústrojí.

U traktorů s náhonem dvou kol má omezující vliv na velikost svahové dostupnosti jízda se svahu (po spádnicí), neboť při jízdě do svahu (proti spádnicí) může traktor překonávat vyšší stoupání. Tento vliv je patrný zejména při horším koeficientu soudržnosti pojezdového ústrojí s podložkou, který vzniká např. na mokré trávě nebo na rozbahněném povrchu podložky.

Z charakteristik jednotlivých traktorů vyplývá výhodnost náhonu čtyř kol pro mechanizaci prací na svazích, ovšem potud, pokud lze předních kol používat při brzdění, to je hlavně tehdy, kdy přední náhon nemá volnoběžku, která jej zapíná při jízdě dopředu při určité hodnotě prokluzu zadních kol traktoru.

Motory u traktorů určených pro mechanizaci prací na svazích mají vesměs nedostatečný výkon. Např. u traktorů T-4K-10 (a u ostatních této řady), pro něž byl požadován výkon motoru 13 k (zatím byl jen 11 k), se jeví i tento výkon jako nízký; hmotnosti traktoru by vyhovoval motor o výkonu 16–20 k.

Pro práci techniků v zemědělství však uvedené charakteristiky průběhu změn reakcí pod koly traktoru neposkytují vyčerpávající podklady, zejména při agregátování a pro různé valivé odpory.

Lze očekávat, že po zaškolení zemědělských techniků budou uvedené nomogramy vhodnou pomůckou pro zrychlení a zpřesnění jejich práce při sestavování agregátů pro mechanizaci práce na svazích.

Seznam použitých symbolů

a	— vzdálenost těžiště od zadní osy (mm)
F_G	— celková tíha (kp)
F_H	— tahová síla na závěsu (kp)
F_T	— minimální síla pro pohyb — $F_T = F_v \pm F_{GT} > 0$ (kp)
F'_T	— maximální tečná síla pro dané μ (kp)
f_v	— koeficient valivého odporu
F_1	— reakce pod přední nápravou (kp)
F_2	— reakce pod zadní nápravou (kp)
h	— vzdálenost těžiště od pojezdové roviny (mm)
h_z	— výška připojovacího bodu od pojezdové roviny (mm)
L	— rozvor pojezdového ústrojí (mm)
P_m	— příkon (k)
r	— valivý poloměr pneumatiky (mm)
v_s	— pojezdová rychlost (km h^{-1} ; m s^{-1})
$\alpha_{\mu \max}$	— max. úhel svahové dostupnosti pro dané μ (°)
$\alpha_{s \max}$	— max. úhel svahové stability (°)
α	— úhel svahu (spádnice) — (°)
δ	— koeficient změny ujeté dráhy
μ	— součinitel soudržnosti
η_m	— mechanická účinnost

Literatura

- ANDERT A., 1964, Předpokládaná ekonomická účinnost horského traktoru ve výkonové třídě 28 — 10⁰₀. Zem. technika 1 : 27-56.
- ANDERT A., 1967a, Vliv dezénu hnacích pneumatik na tahové vlastnosti traktoru. Zem. technika 2 : 59-79.
- ANDERT A., 1967b, Vhodnost souměrného a nesouměrného dezénu pro pneumatiky k traktorům a zemědělským strojům. Zem. technika 7 : 379-397.
- ANDERT A., 1970, Tahové charakteristiky pneumatik při obecném směru síly. Zem. technika 4 : 171-182.
- ANDERT A., 1971, Přesnější metody pro rychlé určení vhodnosti traktoru pro práci v proměnných zemědělských podmínkách. Zem. technika 5 : 321-338.
- BEKKER M. G., 1956, Theory of Land Locomotion. University of Michigan, Press and arbor.
- GREČENKO A., 1963, Kolové a pásové traktory. SZN Praha.
- LVOV E., 1953, Teorie traktorů. SZN Praha.
- NETÍK O., PICK E., 1964, Příspěvek k řešení otázek spojených s bočním sjížděním traktorů na svahu. Zem. technika 4 : 245-254.
- SITKAI G., SÖHNE W., 1969, Beziehung zwischen den Kenngrößen von Acker-schlepperreifen auf fester Fahrbahn. Grundlagen der Landtechnik 2.
- SÖHNE W., 1970, Wechselbeziehungen zwischen Schlepperleistung, Reifenabmessungen und Ackerboden. Landtechnik 10.

Došlo dne 6. 4. 1971

Характеристики изменений реакций под колесами сельскохозяйственных тракторов в зависимости от линии ската

Чехословацкие производственные условия в большой мере характеризуются наклонным рельефом. Определяемые до сих пор характеристики тяги к поставляемым тракторам (по методикам ISO) и максимально допустимой разгрузки передней оси — недостаточный справной материал для оценки пригодности работы колесных тракторов в переменных с.-х. условиях.

У главных поставляемых чехословацкому сельскому хозяйству тракторов для определения способности работы тракторов или агрегатов на склонах на основе 3 аспектов (энергетика, скольжение, устойчивость) для езды по линии ската устанавливали:

- характеристики хода усилия под колесами трактора при езде на подъем и вниз,
- два образца номограмм для ускорения работы техники при составлении агрегатов в с.-х. работах на склонах.

На основе характеристик хода усилий под колесами трактора во время езды на подъем и вниз можно сделать следующие выводы:

Основное значение для работы на склонах имеет величина сцепления транспортного устройства с подкладкой (μ_1). Величина коэффициента сцепления транспортного устройства с подкладкой бывает решающей для определения размера наклона, на который можно запускать трактор, поэтому необходимо уделять большое внимание конструкции этого устройства у тракторов, предназначенных для механизации работ на склонах.

У тракторов с приводом на 2 колеса езда со склона (по линии ската) ограничивает меру доступности склона, так как при езде на подъем (против линии ската) трактор может преодолевать и высокий подъем.

Характеристики отдельных тракторов свидетельствуют о преимуществе привода на 4 колеса для механизации работ на склонах, поскольку передними колесами можно пользоваться для торможения, т. е. главным образом в том случае, если передний привод лишен механизма холостого хода, включающегося при поступательной езде при определенной величине буксования задних тракторных колес.

Двигатели тракторов, предназначенных для работы на склонах, обладают недостаточной мощностью. Например, у тракторов Т-4К-10 (и остальных того же ряда), для которых был потребован двигатель мощностью 13 л.с. (до тех пор лишь 11 л.с.), и эта мощность низкая; массе трактора отвечал бы двигатель мощностью 16—20 л.с.

Characteristics of the Changes under the Wheels of Farm Tractors as Depending on the Different Gradients of the Slope Line

The Czechoslovak production conditions are characterized mostly by sloping fields. The traction characteristics examined so far in the new-obtained tractors (in terms of the ISO methods) and the determined maximum admissible alleviation of the front axle are not sufficient to form a basis for the evaluation of wheel tractors used for work under the varying farming conditions.

The following factors were examined for the main tractors supplied to Czechoslovak agriculture to determine the slope accessibility to tractors or aggregates with three aspects (energy, descending, stability) for down-slope and up-slope drive:

- characteristic of the changes of forces under the wheels of the tractor in uphill and downhill drive,
- two patterns of nomographs for the acceleration of the work of technicians over the assemblage of aggregates designed to work in sloping fields.

The following conclusions are inferred from the obtained characteristics of the course of forces under the tractor wheel in up- and downhill drive:

Crucial importance for the work in sloping fields is attached to the value of the adhesion of the travelling gear to the ground (μ). The value of the adhesion of the travelling gear to the ground is usually the decisive factor for the determination of the gradient of the field up to which the tractor can be used. For this reason it is important to pay maximum attention to this value in tractors designed to serve for the mechanization of work in sloping fields: the construction of the best suitable travelling gear depends on the mentioned value.

In two-wheel-drive tractors the downhill movement is of limiting nature for the slope availability value, due to the fact that in uphill movement the tractor is able to overcome a greater upgrade.

The characteristics of the different tractors indicate how favourable and advantageous it is to use four-wheel-drive tractors for the mechanization of operations in sloping fields. The condition is, however, that the front wheels can be used also for braking, i. e. first of all that there is no free wheel in the front drive to be engaged in forward motion at a certain level of rear wheel slipping.

The engines of the tractors designed to be used for work in sloping fields have generally a low efficiency. For instance in the tractor T-4K-10 (and others of this series) for which the engine power was required to be 13 HP (only a 11 HP engine had been available), even the mentioned power appears as insufficient; the weight of the tractor would require the power reaching 16–20 HP.

Charakteristiken der Reaktionsänderungen unter den Ackerchlepperrädern in Abhängigkeit von der verschiedenen Gefällwechsellinie

Die tschechoslowakischen Produktionsbedingungen werden in einem hohen Maße durch ein Abhanggelände charakterisiert. Die bisher für die gelieferten Schlepper festgestellten Zugcharakteristiken (im Sinne der ISO-Methodiken) und die festgelegte zulässige Forderachsmaximalentlastung stellen eine ungenügende Unterlage für die Beurteilung der Zweckmäßigkeit von Radschleppern für Arbeit in den veränderlichen landwirtschaftlichen Bedingungen dar.

Für die wichtigsten in die tschechoslowakische Landwirtschaft gelieferten Schlepper wurde Folgendes zwecks Bestimmung der Abhangzugänglichkeit des Schleppers oder Aggregats nach den drei Aspekten für Fahrt in der Gefällwechsellinie (Energetik, Herabfahrt, Stabilität) festgestellt:

- Charakteristiken des Kräfteverlaufes unter den Schlepperrädern bei Fahrt Hang ab oder Hang auf,
- zwei Nomogrammzwecke zwecks Beschleunigung der Arbeit der Techniker bei der Zusammenstellung von den, für die Arbeit auf Abhängen im landwirtschaftlichen Betrieb bestimmten Aggregaten.

Den gewonnenen Charakteristiken des Kräfteverlaufes unter den Schlepperrädern bei Fahrt Hang auf und Hang ab erfolgt Folgendes:

Von Grundbedeutung für die Arbeit auf einem Hang ist der Kohäsionswert des Fahrwerkes mit der Unterlage (μ). Der Wert des Kohäsionskoeffizienten des Fahrwerks und der Unterlage ist meistens entscheidend, um die Steilheit des Abhangs auf dem der Schlepper benützt werden kann, bestimmen zu können. Daher ist es notwendig, bei den für die Mechanisierung der Arbeit auf Abhängen bestimmten Schleppern bei der Konstruktion eines geeigneten Fahrwerks dieser Kennziffer große Aufmerksamkeit zu widmen. Bei Schleppern mit einem Antrieb auf zwei Räder hat die Fahrt Hang ab (der Richtung der Gefällwechsellinie her-ab) einen beschränkenden Einfluß auf die Größe der Abhangszugänglichkeit, da bei der Fahrt Hang auf (in gegengesetzter Richtung der Gefällwechsellinie) der Schlepper eine größere Steigung überwinden kann.

Den Charakteristiken der einzelnen Schlepper erfolgt die Vorteilhaftigkeit des Antriebs von vier Rädern für Arbeit auf einem Abhang, jedoch nur in dem Falle, wenn es möglich ist die Vorderräder beim Bremsen zu benützen, was vor allem in einem solchen Falle geschieht, wenn der Vorderantrieb keine Freilaufkupplung, die bei Fahrt nach vorne bei einem gewissen Schlupfwert der Schlepperhinteräder einrückt, hat.

Die Motoren der für die Mechanisierung der Arbeit auf Abhängen bestimmten Schlepper haben zumeist eine ungenügende Leistung. Z. B. bei Schleppern T-4K-10 (und den übrigen dieser Reihe), für die ein Motor von einer Leistung von 13 PH verlangt wurde (bis jetzt waren es nur 11 PH), erweist sich auch diese Leistung als niedrig; der Masse des Traktors würde ein Motor von einer Leistung von 16 bis 18 PH entsprechen.

Adresa autorů:

Ing. Antonín Andert, CSc., ing. J. Souček,
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, V šancích 50

631.354.2.026 330.456 338.23

Kvalitný a bezstratový zber obilnín je určujúcou podmienkou pre výživu národa a pre spracovateľský priemysel. Zavádzanie nových výkonných odrôd obilovín kladie vysoké požiadavky na vývoj a výrobu nových zberacích mechanizmov i celých žacích mláťačiek. Perspektíva ich riešenia bude musieť byť zahrnutá v celom komplexe do základných oborov poľnohospodárskej mechaniky.

Vysoká výkonnosť zberacích mláťačiek, možnosť plynulej regulácie operatívnych prvkov, ako aj možnosť automatizácie niektorých procesov vyžaduje znalosť závislosti medzi príkonom mláťacieho bubna a vstupnými parametrami mlátenej obilniny a jeho nastavením. Vymedzenie správnych hraníc nastavenia a určenie závislosti medzi príkonom bubna, otáčkami, priechodnosťou a medzerou je základnou podmienkou k možnostiam zavádzania regulačných a automatizačných prvkov.

Výkon bubna spotrebovaný na proces výmlatu je definovaný vzťahom určeným Gorjačkinom (1943)

$$P = \frac{q \cdot v^2}{1 - f_p} \quad (1)$$

Je však známe, že uvedený vzťah je možné použiť len k orientačným výpočtom a sám autor „priznal“ k jeho ďalšiemu spresneniu a overeniu.

Proces mlátenia, zahrnutý v pohybovej rovnici bubna, uvádza ďalej Turbin (1971) diferenciálnou rovnicou

$$\frac{d(\mathcal{F}_c \cdot \omega)}{dt} = M_c + \frac{\omega}{2} \left(\frac{d\mathcal{F}_c}{dt} - 2 \frac{d\mathcal{F}}{dt} \right) + \frac{d\mathcal{F}}{dt} \omega_1 \quad (2)$$

ktorá je riešiteľná jedine pomocou číslicových počítačov.

Z uvedeného je zrejmé, že i keď vlastná technológia mlátenia sa v princípe už mnoho rokov nezmenila, energetický rozbor vyžaduje ďalšie zavedenie nových prvkov a spresnenie predložených teoretických predpokladov.

TEORETICKÝ ROZBOR VÝKONOVÝCH POŽIADAVIEK

VŠEOBECNÁ ROVNICA PROCESU MLÁTENIA

Pre určenie výkonových požiadaviek mláťacieho mechanizmu špecifického typu v obecnom tvare (to znamená stanovenie vzťahu medzi výkonom, obvodom rýchlou, medzerou, priechodnosťou, odporom koša a kvalitatívnymi ukazovateľmi mlátenej plodiny) stanovíme dimenzionálny rozbor celého procesu.

Ak poznáme všetky fyzikálne veličiny vystupujúce v procese mlátenia, môžeme celý proces opísať rozmerove homogénnou závislosťou týchto veličín v tvare

$$F(x_1, x_2, x_3 \dots x_i, x_n) = 0 \quad (3)$$

kde: x_i — jednotlivé fyzikálne veličiny

Analytický vzťah medzi nimi je tým zložitejší, čím je vyšší ich počet; je ho matematicky ťažko vyjadriť.

Rovnica (3) platí vtedy, ak je dimenzionálne homogénna — jej tvar nie je závislý na základných jednotkách použitých k meraniu, teda

$$\dim F = \text{idem} \quad (4)$$

Rovnicu (3) možno podľa Buckinghama (1914) transformovať na závislosť medzi prirodzenými premennými (π -argumentmi) podľa vzťahu

$$F'(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots \pi_i, \pi_n) = 0 \quad (5)$$

ktorý opisuje skúmaný proces rovnako ako funkcia substanciálnych premenných veličín (3).

Maximálny počet nezávislých π -argumentov v rovnici (5), tj. počet π -argumentov, z ktorých každý má tú vlastnosť, že ho nemožno vytvoriť žiadnou kombináciou zvyšných π -argumentov, je daný rovnicou:

$$p = n - r \quad (6)$$

kde: p — maximálny počet nezávislých π -argumentov

n — počet substanciálnych veličín vplývajúcich na proces

r — nenulový determinant tretieho radu určený z dimenzionálnej matice

ODVODENIE VÝKONOVEJ ROVNICE MLÁŤACIEHO BUBNA

Okrem uvedených substanciálnych veličín vplýva na výkon mláťacieho bubna i jeho konštrukcia a typ (z hľadiska zložitosti procesu mlátenia). Keď by bolo žiaduce zaviesť ďalšie vektoriálne veličiny dimenzie dĺžky resp. plochy koša a jeho typu, obmedzí-

I. Tabuľka premenných

Číslo	Označenie premennej	Názov premennej	Rozmer*)
1	P	výkon na hriadelci bubna — pracovný	ML^2T^{-3}
2	Δ_s	stredná šírka pracovnej medzery	L
3	w	vlhkostný podiel materiálu (hmoty)	1
4	v	obvodová rýchlosť bubna	LT^{-1}
5	β	pomer zrna ku slame	1
6	F	odporová sila koša	MLT^{-2}
7	γ	merná hmotnosť dávkovanej hmoty	ML^{-3}
8	q	priechodnosť hmoty	MT^{-1}
9	J	moment zotrvačnosti sústavy	ML^2

*) Rozmerové vyjadrenie zodpovedá podmienkam mechaniky tuhých telies.

me svoje riešenie na jeden typ mláfacieho mechanizmu, daného systémom usporiadania koša, bubna, vstupu a výstupu.

Predpokladajme, že obecnú rovnicu výkonu mláfacieho bubna (energetických požiadaviek procesu mlátenia) môžeme vyjadriť v tvare

$$F(P, \Delta_s, v, \beta, \mathcal{J}, \gamma, w, q, F) = 0 \quad (7)$$

Tento jav teda opisuje deväť substanciálnych premenných, ktoré sú určené v tabuľke I.

Z premenných v tab. I zostavíme dimenzionálnu maticu (tab. II). Uvedená matica obsahuje nenulový determinant tretieho radu — $r = 3$.

$$d = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & -3 & 0 \\ -2 & 0 & -1 \end{vmatrix} = 10$$

Počet prirodzených premenných (π -argumentov nezávislých) teda bude podľa rovnice (6)

$$p = 9 - 3 = 6$$

Pôvodnú rovnicu (7) deviatich substanciálnych premenných nahradíme potom vzťahom šiestich bezdimenzionálnych súčiniteľov

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6) = 0 \quad (8)$$

Ľubovoľný π_i argument potom definujeme vzťahom

$$\pi_i = P^{k_1} \cdot \Delta_s^{k_2} \cdot w^{k_3} \cdot v^{k_4} \cdot \beta^{k_5} \cdot F^{k_6} \cdot \gamma^{k_7} \cdot q^{k_8} \cdot \mathcal{J}^{k_9} \quad (9)$$

keď exponenty k_i sú členmi matice (tab. II).

II. Dimenzionálna matica

Premenná Rozmer	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9
	P	Δ_s	w	v	β	F	γ	q	$\mathcal{J}$
M	1	0	0	0	0	1	1	1	1
L	2	1	0	1	0	1	-3	0	2
T	-3	0	0	-1	0	-2	0	-1	0

Z podmienky súčinu mocnín, definovanej rovnicou (9), musí byť zrejme splnené (keď π_i — je bezrozmerná veličina)

$$[\pi_i] = [P]^{k_1} \cdot [\Delta_s]^{k_2} \cdot [w]^{k_3} \cdot [v]^{k_4} \cdot [\beta]^{k_5} \cdot [F]^{k_6} \cdot [\gamma]^{k_7} \cdot [q]^{k_8} \cdot [\mathcal{J}]^{k_9} = 1 \quad (10)$$

a po dosadení rozmerových vzorcov veličín

$$[\pi_i] = [ML^2T^{-3}]^{k_1} \cdot [L]^{k_2} \cdot [1]^{k_3} \cdot [LT^{-1}]^{k_4} \cdot [1]^{k_5} \cdot [MLT^{-2}]^{k_6} \cdot [ML^{-3}]^{k_7} \cdot [MT^{-1}]^{k_8} \cdot [ML^2]^{k_9} = 1 \quad (11)$$

resp. po úprave

$$[\pi_i] = M^{k_1+k_6+k_7+k_8+k_9} \cdot L^{2k_1+k_2+k_4+k_6-3k_7+2k_9} \cdot T^{-3k_1-k_4-2k_6-k_8} = 1 \quad (12)$$

Môžeme teda napísať homogénne lineárne algebraické rovnice, v ktorých koeficienty premenných sú čísla z riadku matice dimenzií (tab. II), alebo sústavy určené rovnicou (12)

$$\begin{aligned} k_1 + k_6 + k_7 + k_8 + k_9 &= 0 \\ 2k_1 + k_2 + k_4 + k_6 - 3k_7 + 2k_9 &= 0 \\ -3k_1 - k_4 - 2k_6 - k_8 &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Keďže máme tri rovnice pre deväť neznámych, dostaneme vhodný výsledok jedine voľbou zbývajúcich neznámych (Koskuba 1967). Neznáme $k_1, k_2, k_3 \dots k_5$ a k_6 volíme tak, že jednej neznámej postupne priradíme hodnotu $k_i = 1$, zatiaľ čo ostatným priradíme nulovú hodnotu. Potom pre ľubovoľný π_i -argument dostaneme pre neznáme k_7, k_8 a k_9 rovnice

$$\begin{aligned} k_7 &= 1,2k_1 + 0,6k_4 + 0,2k_2 + 0,6k_6 \\ k_8 &= -3k_1 - k_4 - 2k_6 \\ k_9 &= 0,8k_1 - 0,2k_2 + 0,4k_4 + 0,4k_6 \end{aligned} \quad (14)$$

K zvoleným hodnotám a z rovnice (14) určené hodnoty zostavíme do matice výsledkov (tab. III).

Potom kritériálna rovnica popisujúca sledovaný jav pomocou bezdimenzionálnych súčiniteľov bude mať tvar

$$F \left(\frac{P \cdot \gamma^{1,2} \cdot \mathcal{F}^{0,8}}{q^{+3}} ; \frac{\Delta_s \gamma^{0,2}}{\mathcal{F}^{0,2}} ; w ; \frac{v \cdot \gamma^{0,6} \cdot \mathcal{F}^{0,4}}{q} ; \beta ; \frac{F \cdot \gamma^{0,6} \cdot \mathcal{F}^{0,4}}{q^2} \right) = 0 \quad (15)$$

Aby kritériálna rovnica vyhovovala experimentálnym požiadavkám, separujeme niektoré premenné ťažko sledovateľné a rovnicu upravíme i z hľadiska lepšieho spracovania matematického operátora podľa vzájomnej kombinácie π -argumentov na jednu z možných alternatív, na tvar

$$F' \left(\frac{\pi_1}{\pi_4^2}, \pi_2^2 \cdot \pi_4, \pi_3, \frac{\pi_1}{\pi_6^2}, \pi_5, \pi_2^2 \cdot \pi_6 \right) = 0 \quad (16)$$

Po dosadení pôvodných premenných

$$F' \left(\frac{P}{q \cdot v^2}, \frac{\Delta_s^2 v \cdot \gamma}{q}, w, \frac{P \cdot q}{F^2}, \beta, \frac{F \cdot \Delta_s^2 \cdot \gamma}{q^2} \right) = 0 \quad (17)$$

III. Matica výsledkov

Prir. prem.	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9
	P	Δ_s	w	v	β	F	γ	q	$\mathcal{F}$
π_1	1	0	0	0	0	0	1,2	-3	0,8
π_2	0	1	0	0	0	0	0,2	0	-0,2
π_3	0	0	1	0	0	0	0	0	0
π_4	0	0	0	1	0	0	0,6	-1	0,4
π_5	0	0	0	0	1	0	0	0	0
π_6	0	0	0	0	0	1	0,6	-2	0,4

Aplikáciou dimenzionálnej analýzy ďalej stanovíme prakticky najvýznamnejšiu závislosť medzi spotrebovaným výkonom bubna a priechodnosťou obilnej hmoty. V podstate teda pôjde o určenie matematického operátora funkcie

$$f\left(\frac{P}{q \cdot v^2}, \frac{\Delta_s^2 v \cdot \gamma}{q}\right) = 0 \quad (18)$$

EXPERIMENTÁLNA ČASŤ

Pokusy boli uskutočnené v sezóne 1970 so pšenicom 'Bezostá' a jačmeňom 'Jantár' v prirodzených zberových podmienkach.

OPIS POUŽITÉHO ZARIADENIA

K experimentom bolo použité modelové mlátiace zariadenie s týmito parametrami: mlátiaci bubon ôsmimlatkový s priemerom 550 mm a šírkou vkladania 585 mm; mlátiaci kôš roštový dvojdielny s výbehovým nástavcom; vkladanie nútene s podávacím bubnom štyrlopatkovým o priemere 200 mm. Súhlasný typ bol i bubon odhadzovací.

Pohon mlátiacieho bubna bol odoberaný z elektromotora o výkone $P = 12$ kW pri otáčkach $n = 1440 \text{ min}^{-1}$. Zmena otáčok mlátiacieho bubna bola prevádzaná výmenou hnacej remenice a prestaviteľnou remenicou na hriadeľ bubna.

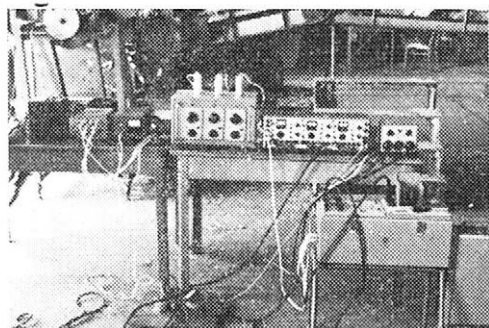
Celkový prevodový pomer: $i = 0,52 - 0,973$, meniteľný plynule. Podávanie obilnej hmoty bolo prevádzané plátnovým dopravníkom s priečnymi unášacími latkami o celkovej dĺžke 7300 mm. Pohon dopravníka bol odvodený samostatným elektromotorom so vstavanou prevodovkou s prevodom do pomala. Výkon elektromotora $P = 0,8$ kW, menovité otáčky $n = 1440 \text{ min}^{-1}$. Podávacia rýchlosť bola v priebehu všetkých pokusov stála ($v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Zmena priechodnosti bola uskutočňovaná zmenou účinnej dĺžky rozkladania obilnej hmoty a zmenou jej výšky. Pohľad na zariadenie so zapojením registračných jednotiek je na obr. 1.

METODIKA

Každý pokus bol trikrát opakovaný a vzorka materiálu (hmotnosť 10 — 14 kg) bola charakterizovaná týmito ukazovateľmi:

podiel vlhkosti zrna a slamy,
priemerná dĺžka stebľa a klasu,
pomer zrno : slama.

π_i	Dimenzia $\pi_i = [1]$
$P \cdot \gamma^{1,2} \cdot q^{-3} \cdot \mathcal{F}^{0,8}$	$[ML^2 T^{-3} M^{1,2} L^{-3,6} M^{-3} T^{+3} M^{0,8} L^{1,6}]$
$\Delta_s \cdot \gamma^{0,2} \cdot \mathcal{F}^{-0,2}$	$[LM^{0,2} L^{-0,6} M^{-0,2} L^{-0,4}]$
w	$[1]$
$v \cdot \gamma^{0,6} \cdot q^{-1} \cdot \mathcal{F}^{0,4}$	$[LT^{-1} M^{0,6} L^{1,8} M^{-1} T^1 M^{0,4} L^{0,8}]$
β	1
$F \cdot \gamma^{0,6} \cdot q^{-2} \cdot \mathcal{F}^{0,4}$	$[MLT^{-2} M^{0,6} L^{-1,8} M^{-2} T^2 M^{0,4} L^{0,8}]$



1. Meracie zariadenie so zapojením registračných jednotiek

Všetky uvedené charakteristiky boli stanovené podľa štandardných postupov.

Nastavenie mlátiacieho mechanizmu

Zmena nastavenia bola uskutočňovaná: zmenou priechodnosti pri stálej medzere a obvodovej rýchlosti bubna.

Obvodová rýchlosť bubna v stálej hodnote bola volená

$$v = 33,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Stredná medzera $\Delta_s = 17,5 \text{ mm}$.

K registrácii záznamov bol použitý trochkanálový oscilograf 3-SO-3 (výrobok NDR).

Postup práce pri laboratórnej skúške

Navážená vzorka bola rovnomerne rozostlaná na podávací dopravník v určenej efektívnej dĺžke klasmi dopredu.

Potom bol zapnutý oscilograf pre zápis ciachových čiar a počiatkových záznamov za kludu. Ďalej boli postupne zapojené: podávací a odoberací bubon a bubon mlátiaci. Na register oscilografu boli potom zaznamenané východzie hodnoty pre otáčky naprázdno, krútiaci moment naprázdno a nulová hladina výšky vrstvy vkladania. Ďalej so súčasným zapojením oscilografu a podávacieho dopravníka bol uskutočnený pracovný beh.

URČENIE ZÁKLADNÝCH MECHANICKÝCH CHARAKTERISTÍK

Priemerné hodnoty veličín z oscilogramov boli dosiahnuté integráciou funkčných časových záznamov mechanickým integrovaním polárnym planimetrom. Zo základných ukazovateľov boli stanovené:

Priemerná výška vrstvy dávkovaného materiálu

Bola meraná kapacitným snímačom s mechanickými hmatačmi. Z oscilogramu bola vyhodnotená podľa vzťahu

$$h_s = \frac{\int_0^t h_o \cdot dt}{l_o \cdot \mu_t} \cdot \mu_h \quad (19)$$

Objemová hmotnosť dávkovaného materiálu

Tento ukazovateľ bol stanovený zo známej dĺžky rozloženia (l_R), šírky vkladania (b), priemernej výšky (h_s) a hmoty vzorky (m_{vz}) podľa vzťahu

$$\gamma = \frac{m_{vz}}{l_R \cdot b \cdot h_s} \quad (20)$$

Priechodnosť

Skutočná priechodnosť bola stanovená z hmoty vzorky (m_{vz}) a z času mlátenia určeného z pracovnej dĺžky oscilogramu (l_o) podľa rovnice

$$q = \frac{m_{vz}}{l_o \cdot \mu_t} \quad (21)$$

Otáčky mláfacieho bubna

Meranie otáčok bolo prevádzané impulzným snímačom s následným spracovaním v integrátore. Pre kotúč so 180 dierami po obvodě, ktorý bol použitý pri pokusoch, platí pre priemerné otáčky jedného pokusu vzťah

$$n_s = \frac{i_o}{3} - \frac{\int_0^t i_o' \cdot dt}{3 \cdot l_o \cdot \mu_t} \cdot \mu_n \quad (22)$$

kde: i_o — počet impulzov pre beh naprázdno

Krútiaci moment

K meraniu krútiaceho momentu bol použitý kardanový dynamometer T-1-20 kpm (NDR). Priemerná hodnota pokusu bola stanovená vzťahom

$$M_{k_s} = \frac{\int_0^{t_o} M_{ko} \cdot dt}{l_o \cdot \mu_t} \cdot \mu_M \quad (23)$$

Obvodová rýchlosť bubna

Zo známych otáčok (n_s) a polomeru bubna bola určená obvodová rýchlosť rovnicou

$$v = \frac{\pi \cdot n_s}{30} \cdot R \quad (24)$$

Pracovný výkon bubna

Po vyhodnotení oscilogramov bol pracovný výkon bubna stanovený vzťahom

$$P = \frac{M_{k_s} \cdot n_s}{974} \quad (25)$$

Vyhodnotením ciachovaných závislostí boli určené mierky

- a) mierka času $\mu_t = 0,04 \text{ s} \cdot \text{mm}^{-1}$,
- b) mierka výšky vrstvy $\mu_h = 0,75 \cdot \text{cm} \cdot \text{mm}^{-1}$,
- c) mierka otáčok $\mu_n = 2 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$,
- d) mierka momentu krútiaceho $\mu_M = 0,34 \text{ kpm} \cdot \text{mm}^{-1}$.

VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Charakteristiku funkcie (18) pre obidve plodiny sledované v pokusoch určíme graficky.

Jačmeň 'Jantár'

Namerané a vypočítané hodnoty s úplnou charakteristikou plodiny podľa metodiky sú určené v tab. IV. Taktiež sú v nej uvedené zmeny hodnôt π -argumentov (π_1 a π_2) pre zmenu priechodnosti.

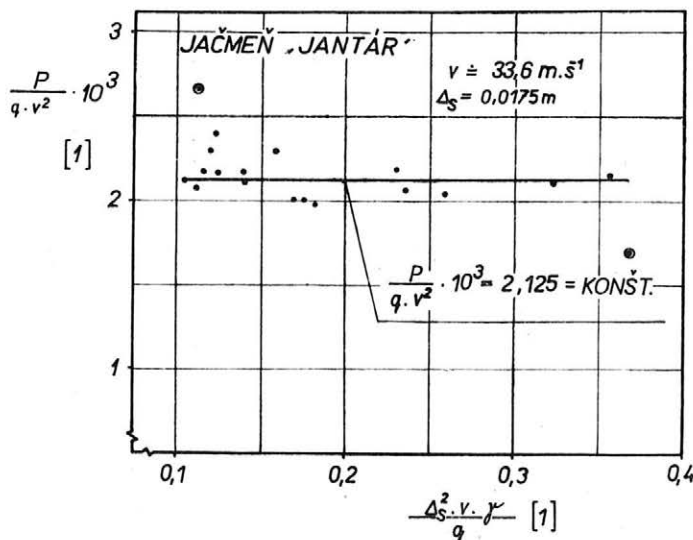
IV. Namerané a vypočítané hodnoty s úplnou charakteristikou plodín

Plodina: jačmeň 'Jantár'

 zrno: $12,9 \div 13,6 \%$
 Podiel vlhkosti slama: $29,53 \div 38,29 \%$
Rok 1970 : 27. 7. $\div$ 28. 7.

Pokus č.	Obvo- dová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Priecho- nosť q	Výkon bubna P	Merná hmotnosť (vstup)	Priemerná dĺžka stebľa (vstup)	Priemerná dĺžka klasu (vstup)	Pomer zrno : : slama (vstup)	$\frac{P}{q \cdot v^2} \cdot 10^{-3}$ (π_1)	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}$ (π_2)
[l]	[m · s ⁻¹]	[m]	[kg · s ⁻¹]	[kW]	[kgm ⁻³]	[cm]	[cm]	[l]	[l]	[l]
1	33,82	0,0175	1,00	1,95	35,5	66,3	8,6	1 : 1,28	0,00171	0,367
2	33,96	0,0175	1,00	2,50	33,8	64,0	8,2		0,00216	0,355
3	34,10	0,0175	0,98	2,43	30,2	63,1	8,1		0,00212	0,322
4	33,80	0,0175	1,50	3,51	37,5	61,6	8,1	1 : 1,49	0,00205	0,258
5	33,90	0,0175	1,50	3,77	33,3	57,7	7,3		0,00219	0,230
6	33,40	0,0175	1,50	3,48	34,4	61,4	9,3		0,00208	0,235
7	33,87	0,0175	2,00	4,57	32,8	62,4	7,6	1 : 1,50	0,00202	0,170
8	33,96	0,0175	2,00	4,58	33,6	56,8	8,4		0,00201	0,175
9	34,19	0,0175	2,00	4,59	34,2	64,4	7,5		0,00198	0,179
10	32,81	0,0175	2,50	5,82	34,3	60,9	7,8	1 : 1,38	0,00217	0,138
11	31,66	0,0175	2,50	5,76	41,8	60,0	7,9		0,00230	0,158
12	32,18	0,0175	2,56	5,56	36,5	60,5	7,8		0,00211	0,140
13	33,06	0,0175	3,00	7,77	36,8	62,0	7,7	1 : 1,41	0,00240	0,124
14	33,80	0,0175	3,00	8,02	34,3	65,0	7,6		0,00230	0,118
15	33,90	0,0175	3,00	7,56	35,6	59,4	8,3		0,00217	0,123
16	33,66	0,0175	3,50	8,66	38,7	61,8	8,5	1 : 1,41	0,00219	0,114
17	33,37	0,0175	3,50	9,00	38,7	63,1	8,0		0,00269	0,113
18	33,94	0,0175	3,50	8,56	37,75	59,7	7,4		0,02080	0,112

2. Závislosť prirodzených premenných pre jačmeň 'Jantár'



Grafická závislosť π -argumentov podľa rovnice (18) je znázornená na obr. 2. Regresná priamka má podľa obrázku funkciu

$$\frac{P}{q \cdot v^2} \cdot 10^3 = 2,125 = \text{konšt.} \quad (26)$$

Ak ďalej uvažujeme, že

$$v_p = 33,6 \begin{matrix} + 2\% \text{ max} \\ - 5\% \text{ min} \end{matrix} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

dostaneme podľa rovnice (26)

$$P = 33,6^2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,125 \cdot q \quad (27)$$

po úprave

$$P = 2,4 q \quad (28)$$

Spotrebovaný výkon bubna je lineárne závislý na priechodnosti pre konštantnú obvodovú rýchlosť a konštantnú šírku pracovnej medzery.

Je zároveň žiadúce podotknúť, že body na obr. 2 sú vyjadrené mnohoparametricky a že uvedená rovnica zodpovedá jedine sledovanému intervalu pokusov.

Z rozboru vyplýva významná skutočnosť, že vzťah troch najvýznamnejších parametrov práce bubna — výkonu, priechodnosti a obvodovej rýchlosti je viazaný konštantou. Bude zrejme žiadúce stanoviť resp. potvrdiť, ako sa mení uvedená konštanta pre rôzne typy bubnov, ich usporiadania resp. rôzne odrody plodín.

Pšenica 'Bezostá'

Namerané a vypočítané hodnoty spotreby výkonu, parametre sledovanej plodiny a prirodzené premenné sú uvedené súborne v tab. V.

Grafické riešenie matematického operátora funkcie (18) je znázornené na obr. 3. Stanovená regresná priamka podľa predloženého obrázku má rovnicu v tvare

$$\frac{P}{q \cdot v^2} \cdot 10^3 = 2,525 = \text{konšt.} \quad (29)$$

keď ďalej budeme uvažovať, že

$$v_p = 32,0 \begin{matrix} + 5,2\% \text{ max} \\ - 5,5\% \text{ min} \end{matrix} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

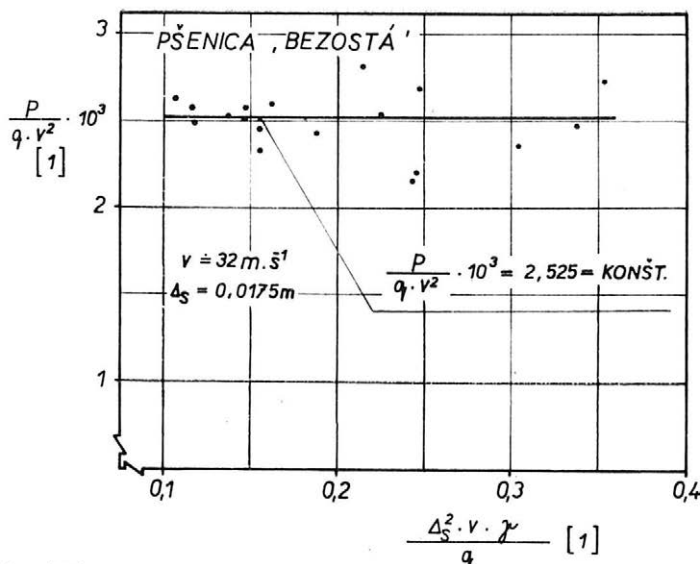
V. Namerané a vypočítané hodnoty spotreby výkonu, parametre sledovanej plodiny a prirodzené premenné

Plodina: pšenica 'Bezostá'

Podiel vlhkosti zrno: $13,73 \div 14,66 \%$
 slama: $15,46 \div 17,0 \%$ Rok 1970 : 25. 7. $\div$ 26. 7.

Pokus č.	Obvo- dová rýchlosť v	Stredná medzera Δ_s	Priecho- nosť q	Výkon bubna P	Merná hmotnosť (vstup)	Priemerná dĺžka stebľa (vstup)	Priemerná dĺžka klasu (vstup)	Pomer zrno : : slama (vstup)	$\frac{P}{q \cdot v^2} \cdot 10^{-3}$ (π_1)	$\frac{\Delta_s^2 \cdot v \cdot \gamma'}{q}$ (π_2)
1	[m · s ⁻¹]	[m]	[kg · s ⁻¹]	[kW]	[kg · m ⁻³]	[cm]	[cm]	[l]	[l]	[l]
1	30,220	0,0175	1,00	2,259	36,50	59,2	7,5	1 : 1,09	0,00247	0,338
2	30,880	0,0175	1,00	2,231	32,20	59,0	6,9		0,00236	0,304
3	31,500	0,0175	1,00	2,716	36,50	59,6	8,1		0,00273	0,352
4	30,770	0,0175	1,47	3,050	38,40	68,3	7,7	1 : 1,15	0,00221	0,246
5	31,740	0,0175	1,50	3,240	38,40	65,9	7,4		0,00215	0,243
6	31,430	0,0175	1,50	3,980	38,40	72,7	7,7		0,00269	0,246
7	32,611	0,0175	2,00	5,140	37,45	56,4	8,7	1 : 1,22	0,00243	0,187
8	31,086	0,0175	2,00	5,480	44,80	62,5	8,2		0,00282	0,214
9	32,884	0,0175	2,00	5,470	44,80	56,4	7,8		0,00254	0,225
10	31,740	0,0175	2,50	6,360	35,20	59,3	7,7	1 : 1,27	0,00253	0,137
11	30,920	0,0175	2,50	5,980	38,50	61,4	7,6		0,00251	0,146
12	31,430	0,0175	2,50	6,210	42,10	64,9	8,6		0,00260	0,162
13	33,800	0,0175	3,00	7,935	44,80	62,3	8,0	1 : 1,18	0,00232	0,154
14	33,500	0,0175	3,00	8,260	45,20	60,0	7,9		0,00246	0,154
15	32,100	0,0175	3,00	7,946	45,10	59,6	7,9		0,00257	0,148
16	31,840	0,0175	3,50	9,300	39,20	66,0	8,3	1 : 1,16	0,02630	0,106
17	32,800	0,0175	3,50	9,380	41,20	59,0	7,6		0,02490	0,117
18	32,700	0,0175	3,50	9,620	40,70	57,5	7,7		0,25700	0,116

3. Závislosť prirodzených premenných pre pšenicu 'Bezostá'



dostaneme podľa rovnice (29)

$$P = 32,0^2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,525 \cdot q \quad (30)$$

a po úprave

$$P = 2,58 q \quad (31)$$

Spotrebovaný výkon bubna na proces výmlatu je lineárne závislý na priechodnosti analogicky ako u jačmeňa 'Jantár'.

Väčšiu rýchlosť zmeny príkonu u pšenice voči jačmeňu môžeme pravdepodobne vysvetliť väčšou väznou silou zrna v klase u pšenice než u jačmeňa.

Z Á V E R

Rozborom procesu mlátenia na základe dimenzionálnej analýzy bola stanovená kritériálna rovnica práce mlátiaceho mechanizmu z hľadiska spotreby energie na výmlat v tvare

$$F' \left(\frac{P}{q \cdot v^2}, \frac{\Delta s^2 \cdot v \cdot \gamma}{q}, w, \frac{P \cdot q}{F^2}, \beta, \frac{F \cdot \Delta s^2 \cdot \gamma}{q^2} \right) = 0$$

Aplikáciou dimenzionálnej analýzy boli spracované experimenty uskutočnené na modelovom zariadení mlátiaceho mechanizmu, z ktorých boli stanovené závislosti medzi spotrebovaným výkonom bubna a medzi priechodnosťou hmoty v tvare $P = 2,4 q$ pre jačmeň 'Jantár' a $P = 2,58 q$ pre pšenicu 'Bezostá'.

Použité označenie

P [kW]	výkon (príkon)
q [kg · s ⁻¹]	priechodnosť hmoty
f_P [l]	súčiniteľ pretierania koša
t [s]	čas
M_{cs} M_k [kpm]	moment krútiaci
ω [rad · s ⁻¹]	uhlová rýchlosť

J [kgm ²]	moment zotrvačnosti (hmotový)
π [l]	konštanta 3,14 ..., bezrozmerný súčiniteľ
v [m . s ⁻¹]	obvodová rýchlosť
Δ_s [m]	stredná šírka pracovnej medzery
β [l]	pomer (zrno : slama)
γ [kgm ⁻³]	objemová hmotnosť (merná hmotnosť)
w [l]	podiel vlhkosti
F [kp, N]	sila
k_i [l]	ľubovoľné číslo, konštanta
l_o [cm, mm]	pracovná dĺžka oscilogramu
i_o [impulz . s ⁻¹]	počet impulzov za sekundu
b [m]	šírka vkladania, šírka dopravníka
l_R [m]	efektívna dĺžka rozloženia hmoty
m_{vz} [kg]	hmota vzorky
R [m]	polomer bubna
n [min ⁻¹]	otáčky bubna
(znak) _o	hodnota oscilogramu (poradnica), nepracovná poloha
h [m, cm]	výška vkladanej vrstvy

Literatúra

- BUCKINGHAM E., 1914, On Physically Similar Systems Illustration of the Use of Dimensional Analysis. Phys. Rev. IV, 4 : 345.
- GORJACKIN V. P., 1943, Sobraniye sočinenij. Moskva, TOM IV.
- HUNTLEY H. E., 1967, Dimensional Analysis. Dover Public. Inc. 40.
- KOSKUBA K., 1967, Dimenzionální analýza procesu vytrásání. Zem. technika 13, 3 : 131-136.
- LANGHAAR M. L., 1951, Dimensional Analysis and Theory of Models. New York, Willey.
- TURBIN B. I., 1971, Dinamika molotilnogo barabana. Mech. i elf. soc. selchozj. 1.

Došlo dne 11. 11. 1971

Анализ энергетических требований к процессу обмолота при помощи анализа размерностей

Путем анализа процесса обмолота на основе анализа размерностей было составлено критериальное уравнение работы обмолачивающего механизма с точки зрения затраты энергии на обмолот. Применение анализа размерностей помогло обработать эксперименты, осуществленные на модельном приспособлении обмолачивающего механизма, на основе которых были установлены зависимости между потребительной мощностью барабана и пропускной способностью материала в форме $P = 2,4$ ц для ячменя 'Янтар', $P = 2,58$ ц для пшеницы 'Безостая'.

Investigation of the Energetic Requirements of the Process of Threshing by Means of Dimensional Analysis

An investigation of the process of threshing on the basis of dimensional analysis resulted in the determination of a criterial equation for the work of the threshing mechanism with regard to the consumption of energy for the threshing. With the application of this dimensional analysis there were worked out experiments carried out with a model device of the threshing mechanism. The results obtained in these experiments served for the determination of the mutual dependences between the consumed output of the beater drum and the feeding in of material in the shape of $P = 0.24$ metric tons for the 'Jantar' barley variety and of $P = 0.258$ m. t. for the 'Bezostá' wheat variety.

Auswertung der Kraftaufwände des Druschprozesses durch eine Dimensionalanalyse

Durch die Auswertung des Druschprozesses wurde aufgrund einer Dimensionalanalyse die Kriteriumsgleichung der Arbeit des Dreschwerkes aus der Sicht der Kraftaufwandes für den Drusch festgelegt. Durch die Anwendung der Dimensionalanalyse wurden die an der Modellvorrichtung des Dreschwerkes vorgenommenen Experimente bearbeitet, von welchen Zusammenhänge zwischen dem Leistungsbedarf der Trommel und dem Durchsatz der Masse in der Gestalt von $P = 2,4 \text{ dt}$ für die Gerste 'Jantar' und $P = 2,58 \text{ dt}$ für den Weizen 'Bezostá' bestimmt wurden.

Adresa autora:

Ing. Jozef Šesták, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 4 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

budou tyto články:

- J. P r o c h á z k a : Výsledky experimentálního výzkumu dynamic-
kého zatížení návěsů
- J. W a n n e r : Zjišťování půdních odporů působících při orbě na
plužní těleso přívěsného pluhu
- Z. S o u č e k : Výsledky experimentálních prací na mléčném potrubí
dojicích strojů, získané v laboratorních podmínkách
- L. Š k u l a v í k : Prenos vlhkosti v obilninách z hladiska fenomeno-
logickéj termodynamiky nevratných procesov
- J. O u b r e c h t, H. O u b r e c h t o v á : Výpočet průměrného stáří
strojů v socialistických zemědělských podnicích Československa

Zabezpečování provozuschopnosti strojů nabývá v souvislosti s růstem jejich počtu a složitosti stále většího významu. Na údržbu a opravy bývá běžně vynakládána roční částka převyšující 20 % pořizovací hodnoty zemědělské techniky (Jacob 1970), takže jakékoliv opatření vedoucí k úsporám na tomto úseku může představovat značný finanční efekt.

Různé systémy zabezpečování provozuschopnosti strojů vznikají a jsou aplikovány v zemědělských provozech bez hlubšího technicko-ekonomického rozboru. „Systém oprav při nezbytnosti“ (poruše), uplatňující se v počáteční fázi mechanizace zemědělství zejména na jednoduchých typech strojů, byl v minulých letech důsledně nahrazován „systémem plánovaných (standardních) oprav“ s cílem dosáhnout vysoké spolehlivosti zemědělské techniky, ovšem za cenu nevyužívání variability technického života jednotlivých součástí a strojních celků.

V současné době se začíná v zemědělských závodech uplatňovat „systém preventivních oprav, využívající diagnostické prověrky“, jehož předností je právě možnost využít zmíněnou variabilitu technického života součástí a skupin (norma NDR TGL 80 21773). Existence tohoto systému může být ovšem odůvodněna pouze tím, že náklady na technickou diagnostiku budou menší než dosažené úspory. Otázka je, jaké diagnostické metody mají být aplikovány a jakým způsobem je třeba získané informace zpracovat a využít k optimálním opravárenským zásahům.

Řešení naznačených problémů musí vycházet z komplexního rozboru péče o stroje v provozu. Problém optimalizace péče o stroje je ovšem značně široký a jeho rámcové řešení je potřebné nejen pro vytýčení požadavků na diagnostiku, ale také pro vytýčení požadavků na způsob sledování a na matematické vyhodnocení mezního opotřebení a technického života jednotlivých částí strojů.

Považujeme-li technickou údržbu za opatření, jehož periodičita je bezpodmínečně nutná a jež nelze bez technického zdůvodnění redukovat, jeví se jako zdroj možných úspor vlastní opravářská činnost. Úspory je třeba hledat v lepším využívání životnosti součástí a skupin, v odstraňování nepředvídaných prostojů a havarijních poruch a ve snižování nákladů na demontážní a montážní práce.

Možnost realizace zmíněných úspor je ovšem problém poněkud složitý. Např. Eichler (1970) porovnává několik možných způsobů péče o provozuschopnost strojů z hlediska minimálních nákladů na údržbu, opravy a prostoje. Pro určitý typ stroje lze takto stanovit optimální způsob udržování jeho provozuschopnosti; přitom příslušná opatření jsou optimální pro průměrný stroj a není tedy při praktické aplikaci využívána variabilita technického života jednotlivých konkrétních strojů.

Obdobným způsobem řeší problém Legát (1970). Na základě matematicko-ekonomického modelu porovnává ekonomický dopad jednotlivých systémů oprav (opravy při poruše, opravy standardní a systém využívání diagnostických prověrek) při zabezpečování provozuschopnosti strojního prvku. Jsou zde odvozeny vztahy umožňující zjistit optimální plánovací hodnotu života a optimální dobu počátku diagnostiky a intervalu mezi dvěma po sobě následujícími diagnostickými prověrkami, přičemž kritériem optima jsou ztráty. Celé řešení je omezeno tím, že je zpracováno pouze na průměrný izolovaný strojní prvek.

Informace, které poskytuje technická diagnostika, však umožňují řešit problém optimalizace udržování provozuschopnosti konkrétního stroje při předpokládaném průběhu opotřebení jeho jednotlivých částí. Takové pojetí s sebou ovšem přináší další náklady na individuální zpracování diagnostických informací a na operativní úpravu opravárenských opatření. Na druhé straně lze očekávat zisk plynoucí z lepšího využití životnosti strojních součástí. Nebude však vždy účelné plně využívat technický život, ale pouze v optimální míře tak, aby náklady na zabezpečení provozuschopnosti konkrétního stroje byly minimální. Podstatou předkládané práce je vytvoření matematického modelu daného problému.

FORMULACE PROBLÉMU

Podstatou obecného řešení problému optimalizace zabezpečování provozuschopnosti strojů je odvození vztahů vyjadřujících jednotlivé nákladové položky spojené s provozem a výměnou strojních prvků s cílem minimalizace zmíněných nákladů.

Stroj nasazený do provozu lze chápat jako soustavu n prvků, přičemž prvkem je zde z opravárenského hlediska rozuměna součást nebo skupina součástí, o nichž se předpokládá, že budou v případě potřeby vyměňovány jako celek. Kritériem optimálního zabezpečení provozu stroje jsou nesporně měrné náklady na jednotku doby provozu daného stroje za období od počátku nasazení do vyřazení.

Náklady na provoz stroje se skládají z pořizovací hodnoty nového stroje a jeho jednotlivých prvků vyměňovaných během provozu, včetně nákladů na montážní práce, dále z nákladů narůstajících přímo úměrně s dobou provozu (náklady na technické údržby, obsluhu stroje, provozní materiály apod.) a z nákladů narůstajících s dobou provozu progresivně. S přípustnou nepřesností budeme v dalším předpokládat, že pořizovací hodnota nového stroje je rovna sumě pořizovacích hodnot jednotlivých prvků stroje včetně montážních prací. Náklady narůstající s dobou provozu přímo úměrně nemají na hledané optimum vliv a nebude s nimi dále počítáno (Havlíček 1967).

V dalších úvahách zavedeme pojem redukované provozní náklady, které budou tvořeny sumou pořizovací ceny, nákladů na montáž a progresivně rostoucích nákladů na provoz.

Náklady narůstající s dobou provozu progresivně lze rozdělit na dvě složky.

První složkou jsou progresivně rostoucí náklady v důsledku zhoršování ekonomiky provozu. Např. u spalovacího motoru se budou na existenci této složky do značné míry podílet písty, pístní kroužky a vložky válců.

Druhou složkou jsou progresivně rostoucí náklady spojené s nebezpečím havarijní poruchy. U konkrétního strojního prvku představuje skutečně vzniklá havarijní porucha zcela určité náklady na její odstranění. Vznik havarijní poruchy je třeba ovšem chápat jako náhodnou veličinu. Při známém rozdělení hustoty pravděpodobnosti lze vyčíslit u průměrného prvku riziko vzniku havarijní poruchy a chápat je jako zmíněnou

druhou složku progresivně rostoucích nákladů na provoz. Např. u spalovacího motoru může být druhá složka progresivně rostoucích nákladů způsobena nebezpečím havarijní poruchy klikového hřídele, u něhož naopak růst opotřebení nemá vliv na změnu ekonomiky provozu, a proto neovlivňuje uvedenou první složku progresivně rostoucích nákladů.

V mnoha případech se může stát, že jedna či druhá složka progresivních nákladů nebude uplatněna a prvek bude vyřazován buď pouze podle ekonomického kritéria nebo čistě z hlediska růstu nebezpečí havarijní poruchy.

Předpokládáme-li, že opravárenské zásahy budou realizovány formou výměny opotřebovaných prvků za nové nebo renovované, je účelné vytvořit model s pravidelnými časovými úseky τ . V těchto úsecích bude prováděna technická údržba vyššího stupně včetně diagnostiky a v případě potřeby budou prvky vyměňovány. Výměna prvků mimo tyto pravidelné intervaly je odůvodněna pouze havarijní poruchou.

Doba provozu může být vyjádřena i jinými veličinami, např. spotřebou paliva, ujetými kilometry, vykonanou prací apod. Technická diagnóza bude bezprostředně využívána při rozhodování o potřebě výměny jednotlivých prvků.

V libovolném časovém okamžiku $j\tau$ lze vyjádřit velikost redukováných provozních nákladů i -tého prvku takto:

$$V_i(t) = Np_i + M_i + a_i(j\tau)^{\beta_i} + Z_{hi} \int_0^{j\tau} f_i(t) dt \quad (1)$$

kde: i — 1, 2, ..., n

$V_i(t)$ — redukované provozní náklady i -tého prvku v čase $t = j\tau$ (součet pořizovací hodnoty, nákladů na montáž a progresivně rostoucích nákladů i -tého prvku)

Np_i — pořizovací cena i -tého prvku

M_i — náklady na základní demontážní a montážní práce i -tého prvku včetně nákladů na prostoje

a_i, β_i — parametry funkce charakterizující prvou složku progresivních provozních nákladů i -tého prvku (souvisejícího s ekonomikou provozu)

$t = j\tau$ — doba provozu daného prvku

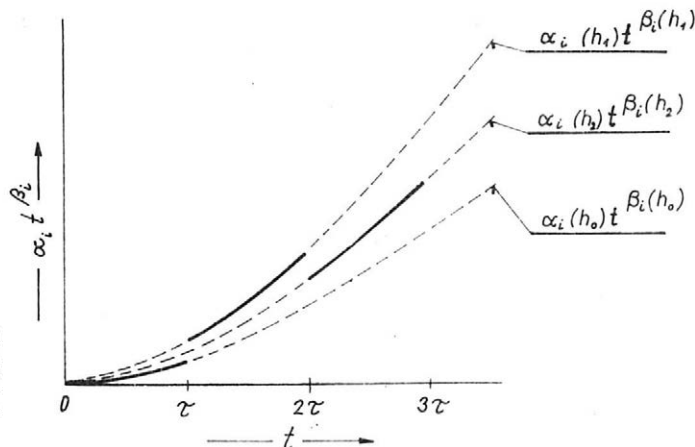
j — číslo diagnostické prověrky

τ — délka intervalu mezi dvěma po sobě následujícími diagnostickými prověrkami

Z_{hi} — ztráty způsobené havarijní poruchou i -tého prvku

$f_i(t)$ — funkce rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu havarijní poruchy i -tého prvku

$\int_0^{j\tau} f_i(t) dt = F_i(j\tau)$ — distribuční funkce (pravděpodobnost výskytu poruchy)



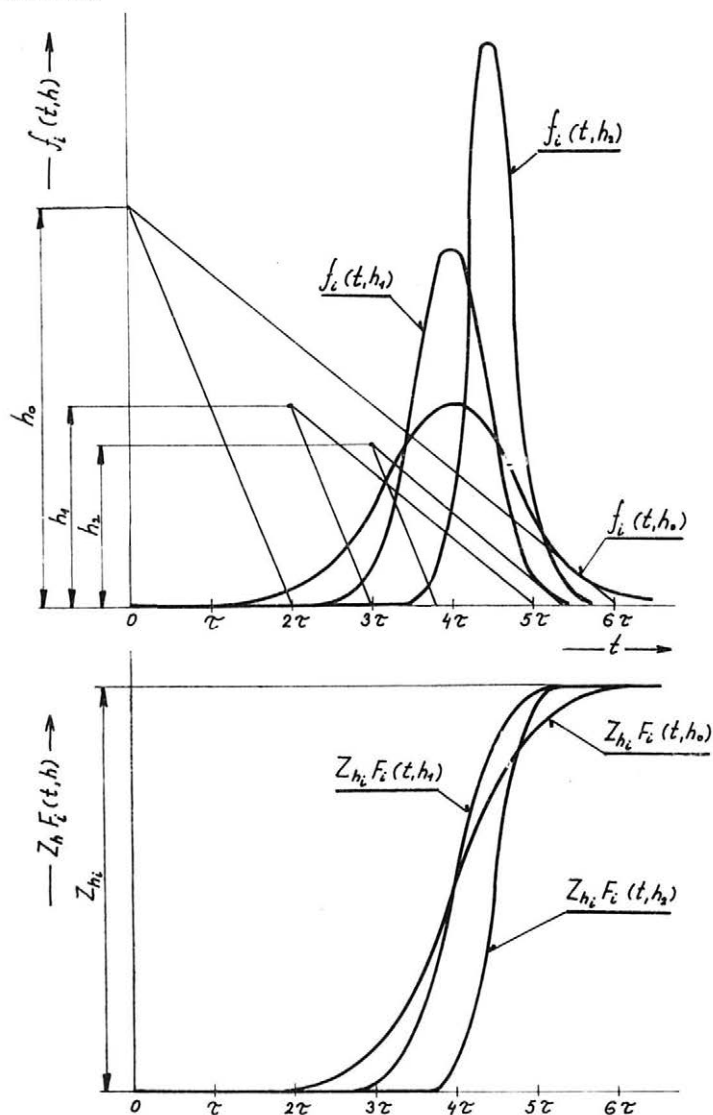
1. Vliv diagnostiky na upřesnění parametrů $\alpha_i(h)$, $\beta_i(h)$ u první složky progresivně rostoucích nákladů

MATEMATICKÝ MODEL

Jak již bylo naznačeno, po uvedení stroje do provozu se začínou v pravidelných časových intervalech τ dělat diagnostické prověrky spojené s případnou potřebou výměny jednotlivých prvků stroje. Předpokládejme, že je dána požadovaná doba používání stroje $T = K\tau$, pro niž je třeba výměny prvků optimalizovat v rozsahu i v časovém rozložení. K je zde přirozené číslo vyjadřující celkový počet diagnostických prověrek. Při každé takové prověrce lze získat nové informace o stavu stroje a využít jich pro ekonomičtější zabezpečení provozuschopnosti stroje.

VLIV DIAGNOSTIKY NA UPŘESNĚNÍ REDUKOVANÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ

U první složky progresivně rostoucích nákladů umožňuje diagnostika sledovat růst těchto nákladů v závislosti na zhoršování ekonomiky provozu, a tím přesněji stanovit parametry $\alpha_i(h)$, $\beta_i(h)$ (obr. 1), kde h je kritérium technického stavu upřesněné diagnostikou.



2. Vliv diagnostiky na upřesnění frekvenční funkce $f_i(t, h)$ a distribuční funkce $F_i(t, h)$ — pravděpodobnosti výskytu poruchy a s ní související druhé složky progresivně rostoucích nákladů

Od okamžiku nasazení $t = 0$ až do první diagnostické prověrky $t = \tau$ předpokládáme, že náklady v důsledku zhoršování ekonomiky provozu progresivně rostou v závislosti na hodnotě parametrů $\alpha_i(h_0)$, $\beta_i(h_0)$. V okamžiku, kdy ukončíme první diagnostickou prověrku, získáme další informace, které umožňují zmíněné parametry upravit na hodnotu $\alpha_i(h_1)$, $\beta_i(h_1)$ atd. Při libovolné diagnostické prověrce stanovíme tudíž vždy novou křivku progresivně rostoucích nákladů, jejíž platnost při matematickém zpracování časově neomezujeme. Při následující diagnostické prověrce dojde k dalšímu upřesnění.

U druhé složky progresivně rostoucích nákladů umožňuje diagnostika upřesňovat rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu poruch $f_i(t, h)$, a tím i distribuční funkci $F_i(t, h)$, na které je tato složka přímo úměrně závislá (obr. 2).

Od okamžiku nasazení $t = 0$ až do první diagnostické prověrky $t = \tau$ předpokládáme, že druhá složka progresivně rostoucích nákladů, tj. riziko havarijní poruchy, závisí na distribuční funkci $F_i(t, h_0)$, což je vlastně pravděpodobnost výskytu poruchy standardního prvku. V okamžiku první diagnostické prověrky se upřesní pravděpodobnost výskytu poruchy pomocí funkce $F_i(t, h_1)$ atd. Stejně jako u první složky progresivně rostoucích nákladů stanovíme při libovolné diagnostické prověrce vždy novou křivku růstu těchto nákladů, jejíž platnost při matematickém zpracování neomezujeme.

Jak je zřejmé ze vztahu (1), rovnají se redukované provozní náklady $V_i(t)$ součtu obou složek nákladů progresivně rostoucích — nákladů pořizovacích a montážních. Měrné redukované provozní náklady lze vyjádřit jako podíl

$$U_i(t) = \frac{V_i(t)}{t} \quad (2)$$

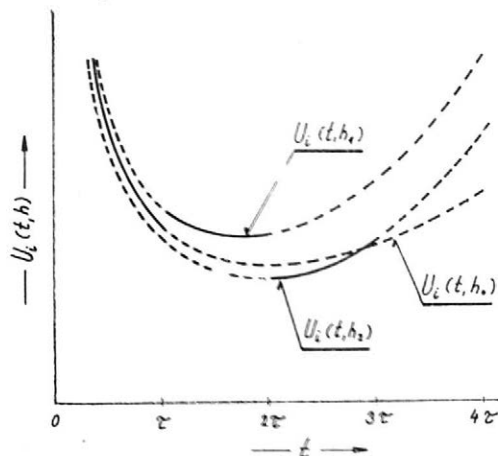
kde: $i = 1, 2, \dots, n$

$U_i(t)$ — měrné redukované provozní náklady izolovaně uvažovaného prvku i

Chceme-li vyjádřit vliv diagnostiky na upřesnění měrných redukovaných nákladů $U_i(t)$ (obr. 3), musíme respektovat vliv diagnostiky na upřesnění obou složek progresivně rostoucích nákladů. Je zřejmé, že zastoupení jednotlivých složek může být u různých prvků značně odlišné, což se projeví v charakteru upřesňování měrných redukovaných nákladů $U_i(t)$.

SCHEMA VÝMĚN PRVKŮ

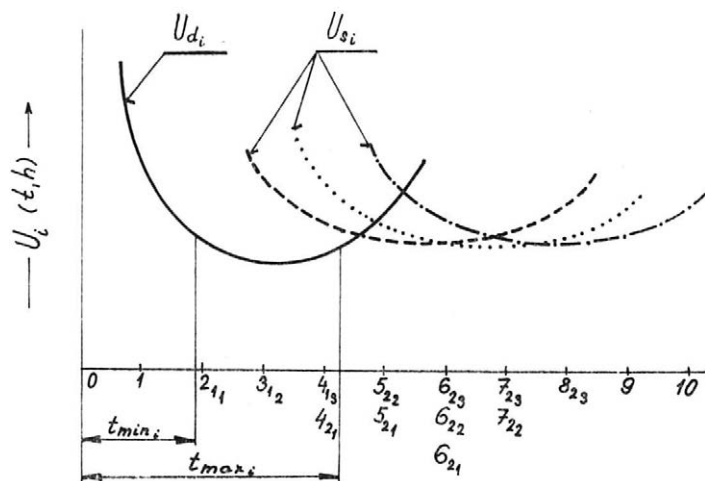
Jak již bylo uvedeno, budou opravárenské zásahy realizovány formou výměny prvků za prvky nové nebo renovované. Je třeba poznamenat, že výměnu prvku lze připustit v několika časových okamžicích, ve kterých měrné redukované náklady se příliš neliší od minima těchto nákladů u izolovaně uvažovaného prvku.



3. Vliv diagnostiky na upřesnění měrných redukovaných nákladů $U_i(t)$

Na obr. 4 je uveden konkrétní případ možných prvních a druhých výměn i -tého prvku. V tomto konkrétním případě se předpokládá, že první výměny prvku i mohou být v čase 2τ , 3τ , 4τ , jimž odpovídají na obr. 4 symboly 2_{11} , 3_{12} , 4_{13} .

První index v uvedených symbolech, tj. číslo 1, označuje pořadí výměny, druhý index označuje vždy jednu z možností výměn, v daném případě 1., 2. nebo 3. možnost. Druhá výměna může být provedena ve více okamžicích v závislosti na tom, kdy došlo k výměně první. V případě, že první výměna byla uskutečněna v čase 2τ (symbol 2_{11}), může být druhá výměna uskutečněna, jak je zřejmé z obr. 4, v čase 4τ , 5τ , 6τ , označené na obr. 4 symboly 4_{21} , 5_{22} , 6_{23} . Další druhé možné výměny jsou zřejmé z obr. 4.



4. Schématické znázornění prvních a druhých výměn i -tého prvku
 U_{di} — měrné redukované náklady upřesněné diagnostikou, podle nichž je prováděna první výměna i -tého prvku
 U_{si} — standardní měrné redukované náklady, podle nichž se předpokládají další výměny v závislosti na tom, kdy byla provedena první výměna

Obecně budeme značit pořadí výměny indexem v . To znamená, že symbol j_v značí, že v -tá výměna je provedena v okamžiku $j_v\tau$. Abychom zachytili obecný počet okamžiků, při kterých může dojít k v -té výměně, použijeme indexu μ ($\mu = 1, 2, 3, \dots$). Symbol $j_{v\mu}$ tedy značí, že v v -té výměně i -tého prvku uvažujeme μ -tou možnost, jejíž provedení nastává v okamžiku $j_v\tau$.

Aby byly vyloučeny neopodstatněné výměny, je nutné vymežit období možných výměn hodnotami t_{min} a t_{max} . Jak je zřejmé z obr. 4, minimální doba provozu t_{min} , po níž je účelné provést výměnu, je stanovena tak, aby měrné redukované provozní náklady byly v době t_{min} odlišné od hodnoty lokálního minima funkce $U_i(t)$ o smluvní malou hodnotu. Obdobným způsobem je stanovena hodnota t_{max} . Diference $t_{max} - t_{min}$ je závislá na velikosti zmíněné smluvní hodnoty měrných nákladů, přičemž při větší hodnotě difference bude do matematického zpracování zařazen větší počet možností výměn a je tudíž naděje na přesnější stanovení optima, ovšem na druhé straně by bylo matematické zpracování nákladnější.

Počet možností v -té výměny i -tého prvku lze vyjádřit vztahem

$$\frac{t_{min_i}(h)}{\tau} \leq (j_{v\mu} - j_{(v-1)\mu}) \leq \frac{t_{max_i}(h)}{\tau} \quad (3)$$

kde: i — 1, 2, $\dots$, n

μ — 1, 2, $\dots$

$v - 1$ — 0, 1, 2, $\dots$

$t_{min}(h)$ — minimální doba provozu, po které je výměna účelná; je stanovena v závislosti na kritériu h technického stavu

$t_{max}(h)$ — maximální doba provozu, po které není účelná výměna; je stanovena v závislosti na kritériu h technického stavu

$j_{v\mu}$ — μ -tá možnost v pořadí v -té výměny i -tého prvku, která nastává v okamžiku $j_v\tau$

STANOVENÍ REDUKOVANÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ i-TÉHO PRVKU ZA OBDOBÍ PŘEDPOKLÁDANÉ DOBY

Redukované provozní náklady i -tého prvku mezi dvěma po sobě následujícími výměnami (bez nadřazené montáže a diagnostiky) lze vyjádřit na základě vztahu (1) a uvedených předpokladů takto:

$$V_i(t) = Np_i + M_i + a_i(h) [(j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau]^{\beta_i(h)} + Z_{h_i} \int_0^{[j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau]} f_i(t, h) dt \quad (4)$$

- kde: i — 1, 2, ... n
 $(j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau$ — časový úsek mezi dvěma po sobě následujícími výměnami předpokládaného prvku — vymezený vztahem (3)
 $a_i(h), \beta_i(h)$ — parametry funkce charakterizující prvou složku progresivních provozních nákladů v závislosti na kritériu h technického stavu i -tého prvku
 $f_i(t, h)$ — funkce rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu havarijní poruchy, která je závislá na kritériu h technického stavu i -tého prvku

STANOVENÍ REDUKOVANÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ i-TÉHO PRVKU MEZI DVĚMA PO SOBĚ NÁSLEDUJÍCÍMI VÝMĚNAMI POUŽÍVÁNÍ STROJE K_T

Redukované provozní náklady i -tého prvku za období předpokládané doby používání stroje $T = K_T$ budou dány součtem redukovaných provozních nákladů mezi jednotlivými výměnami, přičemž nasazení stroje do provozu považujeme za nultou výměnu ($j = 0, v = 0, \mu = 1$).

Počet výměn i -tého prvku během doby T je závislý na volbě možnosti μ ($\mu = 1, 2, \dots$) u jednotlivých výměn. Označíme-li si tento počet symbolem $\varepsilon_{\mu(v)i}$, lze za pomoci vztahu (4) vyjádřit redukované provozní náklady i -tého prvku za dobu T takto:

$$V_i(T) = \varepsilon_{\mu(v)i} (Np_i + M_i) + \sum_{v=0}^{\varepsilon_{\mu(v)i}-1} a_i(h) [(j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau]^{\beta_i(h)} + \sum_{v=0}^{\varepsilon_{\mu(v)i}-1} Z_{h_i} \int_0^{[j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau]} f_i(t, h) dt \quad (5)$$

- kde: i — 1, 2 ... n
 $V_i(T)$ — redukované provozní náklady i -tého prvku za období předpokládané doby používání stroje T
 $\varepsilon_{\mu(v)i}$ — počet výměn i -tého prvku během doby T (včetně nulté výměny)

STANOVENÍ REDUKOVANÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ SOUBORU n PRVKŮ ZA OBDOBÍ PŘEDPOKLÁDANÉ DOBY POUŽÍVÁNÍ STROJE

Chceme-li vyjádřit redukované provozní náklady celého stroje, je třeba sečíst redukované provozní náklady jednotlivých prvků, které jsou dány vztahem (5).

Po sečtení dostáváme výraz

$$V(T) = \sum_{i=1}^n \varepsilon_{\mu(v)_i} (Np_i + M_i) + \sum_{i=1}^n \sum_{v=0}^{\varepsilon_{\mu(v)_i}-1} \alpha_i(h) [(j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i})\tau]^{\beta_i(h)} + \\ + \sum_{i=1}^n \sum_{v=0}^{\varepsilon_{\mu(v)_i}-1} Z_{hi} \int_0^{[j_{(v+1)\mu i} - j_{v\mu i}]\tau} f_i(t, h) dt \quad (6)$$

kde: $V(T)$ — redukované provozní náklady spojené s využíváním stroje během doby T

NÁKLADY NA NADŘAZENÉ DEMONTÁŽNÍ A MONTÁŽNÍ OPERACE

Při analýze demontážních a montážních operací z technického hlediska je možné rozdělit je do dvou základních kategorií:

- a) základní demontážní a montážní operace,
- b) nadřazené demontážní a montážní operace (montážní operace společné několika prvkům, které nutně předcházejí základním montážním operacím jednotlivých prvků)

Pokud jde o náklady na základní demontážní a montážní operace, byly již vyčísleny v předchozích statích. Zbývá však ještě stanovit náklady na nadřazené demontážní a montážní operace.

Celkový počet n prvků lze obvykle rozdělit na několik skupin tak, aby prvky patřící do jedné skupiny měly vždy společnou nadřazenou montáž. V jedné takové skupině může být např. ojnice, píst a ventily jednoho válce, přičemž nadřazenou montážní operací je demontáž a montáž hlavy válce.

Celý soubor n prvků je tedy možné rozdělit do k skupin po n_M prvcích tak, aby platilo

$$n = \sum_{M=1}^k n_M$$

tzn., že žádný z n prvků se nemůže vyskytnout současně ve dvou a více skupinách.

Náklady na nadřazené demontážní a montážní práce, včetně nákladů na prostoje, budou v daném okamžiku výměny alespoň jednoho prvku ze skupiny n_M prvků stejné a označíme je N_M .

Jakmile se v daném okamžiku realizuje výměna alespoň jednoho prvku ze skupiny n_M prvků (dále značeno $i \in M$ — prvek i patří do M -té skupiny), zvětšují se celkové náklady v uvažovaném okamžiku o náklady N_M .

Celkové náklady na nadřazené demontážní a montážní práce během doby používání stroje budou dány vztahem

$$N_c(T) = \sum_{i=0}^{K-1} \sum_{M=1}^k N_M \delta_{Mj}^* \quad (8)$$

kde: $N_c(T)$ — celkové náklady na nadřazené demontážní a montážní práce včetně nákladů na prostoje

N_M — náklady na nadřazené demontážní a montážní práce pro M -tou skupinu prvků

δ_{Mj}^* — symbol analogický Kroneckerovu delta (Rektorys 1968 — str. 234)

$$\delta_{Mj}^* = \begin{cases} 1 & i \in M \quad j = j_{v\mu i} \\ 0 & i \in M \quad j \neq j_{v\mu i} \end{cases}$$

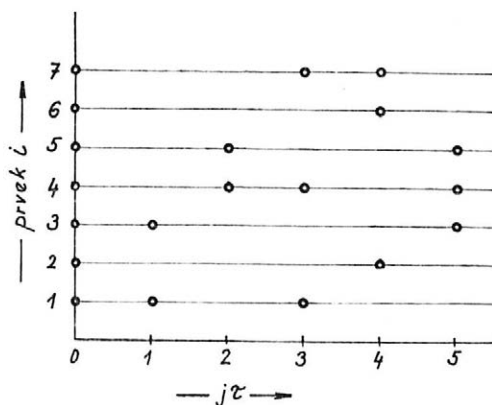
Symbol δ_{Mj}^* nabývá hodnoty 1 v případě, že v uvažovaném j -tém časovém okamžiku nastává v pořadí libovolná výměna alespoň jednoho prvku, který patří do M -té skupiny. Jestliže v daném časovém okamžiku j není vyměňován ani jeden prvek z M -té skupiny, nabývá δ_{Mj}^* hodnoty nula.

Pro názornost je uveden konkrétní příklad:

Předpokládáme, že stroj se skládá ze sedmi prvků. Tyto prvky lze podle společné nadřazené montáže rozdělit do tří skupin.

1. = (1, 4, 5),
2. = (2, 7),
3. = (3, 6),

(tzn., že do první skupiny patří prvek číslo 1, 4 a 5 atd.) Odpovídající náklady na nadřazené demontážní a montážní práce příslušející jednotlivým skupinám označíme N_1, N_2, N_3 . Všech 7 prvků je v okamžiku $t = 0$ nasazeno do provozu a pak vyměňováno podle schématu na obr. 5 (výměna prvku v daném okamžiku je značena kroužkem).



5. Schématické znázornění výměn prvků

Celkové náklady na nadřazené demontážní a montážní práce během doby 5τ jsou dány vztahem

$$N_c(T) = \sum_{j=0}^5 \sum_{M=1}^3 N_M \delta_{Mj}^* = (N_1 + N_2 + N_3) + (N_1 + N_3) + \\ + (N_1) + (N_1 + N_2) + (N_2 + N_3) + (N_3 + N_1)$$

Vzhledem k tomu, že každá výměna jakéhokoliv prvku může být uskutečněna v několika časových okamžicích, jejichž počet vyplývá z nerovnosti (3), nabývají náklady na nadřazené demontážní a montážní práce různých hodnot v závislosti na volbě možnosti μ u jednotlivých výměn a jednotlivých prvků, neboť zastoupení skupin prvků, které jsou vyměňovány v j -tém časovém okamžiku se mění.

Je zřejmé, že tato nákladová položka zvýhodňuje v daném časovém okamžiku výměnu co největšího počtu prvků ze stejné skupiny a tato vlastnost se projeví i v konečném optimálním řešení.

NÁKLADY NA DIAGNOSTICKÉ PROVĚRKY

Náklady na zabezpečení provozuschopnosti strojů obsahují rovněž náklady na diagnostiku, prostoje a náklady na dopravu stroje do servisního střediska. Tyto náklady jsou označeny jako náklady D na jednu diagnostickou prověrku. Za období plánovaného používání stroje lze celkové náklady spojené s diagnostikou vyjádřit takto:

$$D_c(T) = (K - 1)D \quad (9)$$

kde: D_c — celkové náklady na diagnostiku za období používání stroje (včetně nákladů na prostoje a na dopravu)
 D — náklady na jednu diagnostickou prověrku
 $K = \frac{T}{\tau}$ — počet intervalů τ za období plánovaného používání stroje
 T — plánovaná doba používání stroje

CELKOVÉ MĚRNÉ NÁKLADY VYNALOŽENÉ NA POŘÍZENÍ A ZABEZPEČENÍ PROVOZUSCHOPNOSTI STROJE PRO DANÉ OBDOBÍ

Celkové měrné náklady $W(T)$ vynaložené na pořízení a zabezpečení provozuschopnosti stroje během období T jsou dány zlomkem, kde v čitateli je součet jednotlivých nákladových položek, tj. redukováných provozních nákladů $V(T)$ (6), nákladů na nadřazené montáže $N_c(T)$ (8) a nákladů na diagnostiku $D_c(T)$ (9) a kde ve jmenovateli je plánovaná doba provozu stroje $T = K\tau$.

$$W(T) = \frac{V(T) + N_c(T) + D_c(T)}{K\tau} \quad (10)$$

kde: $W(T)$ — celkové měrné náklady vynaložené na pořízení a zabezpečení provozuschopnosti stroje během období T (jak bylo uvedeno, nepočítá se s lineární složkou)

Ze vztahu (10) je zřejmé, že velikost celkových měrných nákladů je závislá na plánované době provozu $T = K\tau$, na velikosti intervalu mezi dvěma diagnostickými prověrkami τ a na volbě možnosti $\mu(v)$ u jednotlivých výměn a jednotlivých prvků. Ostatní nákladové položky, ovlivňující celkové měrné náklady, mají charakter konstanty a jejich velikost je dána typem stroje, druhem práce, rozsahem diagnostiky, vzdáleností od diagnostického pracoviště apod.

Z podstaty vzniku jednotlivých nákladových položek tvořících celkové měrné náklady vyplývá, že je možné nalézt takové hodnoty proměnných T_o , τ_o a $\mu(v)_o$, jimž je možné přiřadit minimální hodnotu celkových měrných nákladů $W(T)$. Provoz stroje zabezpečovaný podle těchto parametrů pak bude z ekonomického hlediska optimální.

PROBLÉMY OPTIMALIZACE CELKOVÝCH MĚRNÝCH NÁKLADŮ

Z charakteru rovnice (10) je patrné, že analytické řešení minima celkových měrných nákladů je velmi obtížné. S výhodou se však může použít moderní výpočetní techniky pro řešení daného problému.

Podle požadavků praxe je optimalizace možná ze tří hledisek:

1. Z hlediska konstantní hodnoty intervalu mezi dvěma diagnostickými prověrkami a pevně stanovené doby provozu stroje, přičemž proměnnou (optimalizovanou) veličinou jsou pouze okamžiky možných výměn $\mu(v)$.

2. Z hlediska konstantní doby provozu stroje, přičemž proměnnou (optimalizovanou) veličinou jsou okamžiky možných výměn $\mu(v)$ a interval mezi dvěma po sobě následujícími diagnostickými prověrkami τ .

3. Z hlediska všech uvedených proměnných, tj. volby okamžiků možných výměn $\mu(v)$, velikostí intervalů mezi dvěma diagnostickými prověrkami τ a doby provozu stroje T .

Je pochopitelné, že pracnost výpočtu je největší ve třetím případě, ovšem zároveň je také nejpravděpodobnější, že bude dosaženo nejnižších měrných nákladů na pořízení a zabezpečování provozuschopnosti stroje. V ostatních případech pracnost výpočtu poněkud klesá.

Z Á V Ě R

Výsledný odvozený vztah (10) umožňuje kvantitativní řešení optimalizace opravárenské činnosti, dělané dosud převážně intuitivně. Aby však bylo možné realizovat navržený matematický model včetně programu pro počítač, je nutné získat potřebné vstupní údaje — informace. Proto musíme v první fázi další práce vyřešit především následující úkoly:

1. U konkrétních strojů rozdělit jednotlivé prvky tak, aby byly respektovány technické, technologické, organizační a ekonomické požadavky (nadřazené montáže, diagnostikovatelnost, opravitelnost apod.).

2. Navržení vhodných diagnostických měřících metod a přístrojů pro zjištění hodnot kritéria h technického stavu a mezních hodnot tohoto kritéria.

3. Stanovení funkcí $f_i(h, t)$, rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu havarijní poruchy jednotlivých prvků.

4. Stanovení funkce růstu progresivních nákladů v důsledku zhoršování provozně-ekonomických parametrů $[a_i(h), \beta_i(h)]$.

5. Stanovení jednotlivých nákladových položek (N_{pi}, M_i, N_M, Z_{hi}).

6. Stanovení minimálních a maximálních hodnot technického života, popřípadě ekonomické doby provozu jednotlivých prvků, a tím i intervalu reálných výměn $t_{min}(h)$ a $t_{max}(h)$.

Z naznačených úkolů je zřejmé, že jejich řešení je záležitost složitá a dlouhodobá. Překrývají se zde problémy spolehlivosti, diagnostiky, ekonomiky a organizace.

L i t e r a t u r a

- EICHLER CH., 1970, Grundlagen der Instandhaltung am Beispiel landtechnischer Arbeitsmittel. VEB Berlin.
- HAVLÍČEK J., 1967, Příspěvek k teorii mezního opotřebení strojních součástí. Zem. technika 4 : 201-212.
- JACOB K. H., 1970, Organisation und Durchführung der planmäßigen vorbeugenden Instandhaltung landtechnischer Arbeitsmittel. Deutsche Agrartechnik 11.
- LEGÁT V., 1970, Využití některých charakteristik spolehlivosti k optimalizaci opravárenské činnosti. Kandidátská disertační práce, VŠZ Praha.
- MYSLIVEC V., 1969, Statistická teorie spolehlivosti a její použití v zemědělské technice. Zem. technika 9 : 537-550.
- PEJŠA L., 1970, Příspěvek k optimalizaci technické diagnostiky. Zem. technika 4 : 183-190.
- PEJŠA L., LEGÁT V., HAVLÍČEK J., 1970, Vliv variability fyzické životnosti na stanovení optimální doby používání strojů v provozu. Zem. technika 3 : 149-158.
- REKTORYS K., 1968, Přehled užité matematiky. SNTL Praha.
- SOR J. B., 1965, Statistické metody analýzy a kontroly jakosti a spolehlivosti. SNTL Praha.
- , TGL 80-21773, norma NDR: Pflegeordnung-Traktoren.

Došlo dne 29. 9. 1971

Оптимализация обеспечения эксплуатационной способности машин

В работе дан краткий обзор современного положения в решении проблематики оптимализации, обеспечения эксплуатационной способности машин. На основе анализа существующих данных в данной области была разработана математическая модель, характеризующая экономику содержания машин в состоянии, способном к эксплуатации. Выведенные отношения позволяют определить кривую отдельных статей расходов с целью определения оптимальных — минимальных затрат. На основе требований практики оптимализацию можно проводить с трех точек зрения:

1. С точки зрения постоянного интервала между двумя диагностическими проверками и точно установленным сроком эксплуатации машин, причем, переменной, т. е. оптимизированной величиной, являются только моменты возможной смены деталей машин.

2. С точки зрения постоянного срока эксплуатации машины, причем переменной (оптимизированной) величиной являются моменты возможной смены деталей и интервал между двумя следующими друг за другом диагностическими проверками.

3. С точки зрения всех переменных, т. е. выбора моментов возможной смены деталей, интервала между двумя диагностическими проверками и сроком эксплуатации машины.

Работа исходит из исследований по внедрению вычислительной техники в сельскохозяйственном ремонтном деле.

Optimization of the Securing of the Workability of Machines

This paper submits a concise survey of the present-time situation of the solving of the problems of the optimization, of the securing of the workability of machines. On the basis of an analysis of the hitherto learned facts regarding the given sector a mathematical model has been worked out characterizing the economy of the maintenance of machines in a state of workability. The derived relations make it possible to determine the course of the various cost items with the purpose of determining the optimum, i. e. a minimum of costs. According to the requirements of the practice it is then possible to carry out this optimization from three points of view:

1. From the point of view of a constant value of the interval between two diagnostic checkings and a firmly fixed length of the running of the machine, in which case the variable, i. e. the optimized quantity, are only moments of possible exchanges of machine elements.
2. With regard to the constant time of running of the machine, in which case the variable (optimized) quantity are the moments of the possible exchange of elements and the interval between two consecutive diagnostic checkings.
3. From the point of view of all variables, i. e. the choice of moments of possible exchanges of machine parts, the volume of the interval between two diagnostic checkings, and the length of time of the running of the machine.

This work is a starting study for the application of automatic computers in agricultural repairs.

Optimierung der Sicherung der Betriebsfähigkeit von Maschinen

In der Abhandlung wird eine kurzgefaßte Übersicht über den gegenwärtigen Zustand der Lösung für die Problematik der Optimierung der Sicherung von Betriebsfähigkeit der Maschinen. Auf Grund der Analyse von bestehenden Erkenntnissen im gegebenen Fachbereiche wurde ein mathematisches Modell erarbeitet, das die Ökonomik der Einhaltung der Maschine im betriebsfähigen Zustand kennzeichnet. Die abgeleiteten Beziehungen gestatten, den Verlauf von einzelnen Kostenpositionen zwecks Ermittlung des Bestwertes — der minimalen Kosten zu bestimmen. Je nach den Forderungen der Praxis kann man nachher die Optimierung von folgenden drei Gesichtspunkten durchführen:

1. Vom Gesichtspunkte eines konstanten Wertes des Zeitabstandes zwischen zwei diagnostischen Kontrollen und der festgelegten Betriebszeit der Maschine, wobei die Veränderliche, d. h. die optimierte Größe, nur die Zeitpunkte der möglichen Austauschfälle von Maschinenelementen darstellen.
2. Vom Gesichtspunkte einer konstanten Betriebszeit der Maschine, wobei die Veränderliche (optimierte) Größe die Zeitpunkte der möglichen Austauschfälle von Elementen und der Zeitabstand zwischen zwei nacheinanderfolgenden diagnostischen Kontrollen darstellen.
3. Vom Gesichtspunkte aller Veränderlichen, d. h. der Wahl der Zeitpunkte von möglichen Austauschfälle der Maschinenelemente, der Größe des Zeitabstandes zwischen zwei diagnostischen Kontrollen und der Betriebszeit der Maschine.

Die Abhandlung bildet eine Ausgangsstudie für die Anwendung der Rechen-technik im landwirtschaftlichen Reparaturwesen.

Adresa autorů:

Prom. mat. Ivana Komrsková, ing. Václav Legát, CSc., doc. ing. Ladislav Pejša, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha-Suchbát

MANIPULAČNÍ A SKLADOVACÍ ZAŘÍZENÍ VE SVAHOVITÝCH OBLASTECH V ZAHRANIČÍ

Dopravní systémy při sklizni, skladování a konzervaci objemových krmiv, založené na používání závěsných nebo samohybných sběracích vozů, jsou v poslední době doplňovány mechanizačním zařízením, které buď pouze ulehčuje nebo zcela mechanizuje práci s materiálem při skladování.

Jedná se o:

- dávkovací zásobníkové dopravníky,
- vzduchové dopravníky a metače,
- mechanické dopravníky s rozrovnávacím ústrojím do věží nebo halových skladů,
- mostové drapákové jeřáby a mechanizované drážky,
- nesená manipulační zařízení na traktorech nebo vozících.

Zatímco u malých zemědělců se manipulace s materiálem za sběracími vozy provádí většinou ručně, eventuálně pomocí vzduchového dopravníku nebo stacionární řezačky, v podnicích středních

a větších se použití komplexní mechanizace stává v důsledku nedostatku pracovních sil nutností. V současné době se v podnicích s výměrou přes 15 až 20 ha požaduje takový systém dopravy při sklizni, který umožní obsluhu celé linky: pole, louka — sklad jedním pracovníkem, zpravidla majitelem podniku. Proto se začínají objevovat i některá manipulační zařízení, která jsou schopna automatického provozu, např. zásobníková dávkovací zařízení, která přijímají hmotu od sběracího vozu a automaticky ji rovnoměrně dávkují buď vzduchovému dopravníku nebo stacionární řezačce.

ZÁSOBNÍKOVÉ DÁVKOVACÍ DOPRAVNÍKY

Zásobníkové dávkovací dopravníky byly vyvinuty ve třech poněkud odlišných variantách. Jejich základním znakem je převzetí celého nákladu sběracího vozu a jeho rovnoměrné dávkování následnému stroji. Jedná se o tato provedení:

a) Zásobníkový dávkovací dopravník na vlastním podvozku s ložnou plochou o rozměrech 2,5—3 × 5—7 m, výškou bočnic do 2,5 m, který je vybaven dvěma až třemi rozpojovacími válci se stejnými otáčkami (200—400 min⁻¹) nebo s nestejnými otáčkami, přičemž spodní válec má přibližně 150 ot min⁻¹, střední 300 ot min⁻¹ a horní cca 450 ot min⁻¹. Válce jsou vybaveny vzájemně se potkávajícím ostřím a protiostřím a při svém průměru, který je více než 300 mm, nejsou

ohroženy namotáváním stébel. Dávkování je rovnoměrnější, jestliže je materiál ve sběracích vozech částečně předřezán. Regulace dávky je zajišťována výhradně ručním nastavením zdvihu klikového mechanismu, pohánějího volnoběžku. Představitelem této skupiny zásobníkových dávkovacích dopravníků je dopravník DOSIERMASTER firmy Dechentreiter. Jeho předností je kromě malé vlastní hmoty (2500 kg), snadné přemístitelnosti i shoda hlavních součástí se sběracími vozy, které uvedená firma vyrábí. Výkonnost se udává do 25 t.h⁻¹, příkon 10 kW.

b) Zásobníkový dávkovací dopravník, u kterého je dávkovací ústrojí tvořeno šikmým řetězovým dopravníkem a urov-

návacím rotorem. Přitom výška vrstvy pod urovnávacím prstovým rotorem je stavitelná a tím je možné regulovat i dávku. V porovnání s předchozím dopravníkem musí být materiál při běžných způsobech skladování bezpodmínečně ve sběracích vozech krátce pořezán. Zařízení dosahuje sice menší výkonnosti (do 10 t.h⁻¹), avšak při menším příkonu, kolem 5 kW.



1. Dávkovací zařízení firmy GASSNER, NSR, pro zpracování málo pořezaných stébelnin do stacionární řezačky. Zařízení se automaticky natáčí v úhlu 180° a po skončení operace se samo vrací do výchozí polohy. Střed otáčení celé soupravy představuje osa odhazové roury řezačky

c) Dávkovací zařízení, představované pouze dávkovacím řetězovým šikmým dopravníkem s hřebovým dorovnávačem vrstvy. Chybí zcela zásobníkový stůl s řetězovým transportérem, který je nahrazen rovnou zpevněnou plochou. Materiál ze sběracího vozu je vyhrnován na plochu; dávkovací zařízení které se v půlkruhu otáčí, jej zdvíhá a dávkuje — zpravidla do stacionární řezačky. Stacionární řezačka tvoří s dávkovacím ústrojím jeden organický celek včetně plnicího pásového transportéru a otáčí se spolu s ním. Střed otáčení celé soupravy je v ose odhazové roury stacionární řezačky a úhel otáčení je 180 stupňů. Uložná plocha je asi 24 m², což odpovídá menším sběracím vozům. Pozoruhodné na tomto zařízení je zejména automatický chod, zajišťovaný západko-rohatkový mechanismus, přetěžovací spojka a vratný rychloposuv, který dopravník po zpracování materiálu vrací do výchozí polohy. Zbytky nezpracovaného materiálu, které popřípadě zůstávají na ploše, se přihrnují ručně na konci směny. Toto zařízení provozně spolehlivě zajišťuje obsluhu celé linky jedním pracovníkem, neboť materiál je automaticky na místě skladování (konzervace) zpracováván; jediný pracovník obsluhuje sběrací vůz při sklizni a dopravě. Výkonnost zařízení se pohybuje od 3 do 9 t h⁻¹ a příkon včetně řezačky je kolem 25 kW (obr. 1).

VZDUCHOVÉ DOPRAVNÍKY A METAČE, STACIONÁRNÍ ŘEZAČKY

V porovnání s technikou používanou v této oblasti v ČSSR je možné zdůraznit u zahraničních zařízení pouze větší sortiment a rozsah výkonností, u stacionárních řezaček dokončení vývoje, zaručení spolehlivosti chodu, krátké řezanky a broušení za chodu stroje. Zajímavější jsou některá doplňková zařízení, která se vzduchovým dopravníkem, metačem a stacionárním řezačkám předřazují nebo na ně navazují. Jedná se o jednoduché pásové nebo řetězové plnicí dopravníky, na které se buď ručně nebo strojně materiál dávkuje a o tzv. podavače stébelnin, většinou řetězové nebo klikové, jejichž úkolem je materiál z hromady přisunovat k nasávacímu ústí vzduchových dopravníků. Tyto podavače jsou výhradně určeny pro suché nebo hodně zavadlé materiály.

Ze zařízení, které navazuje na vzduchové dopravníky, je nutné v první řadě jmenovat programově řízené rozbočky do potrubí, které mají zajišťovat rovnoměrné plnění dosoušecích skladovacích roštů.

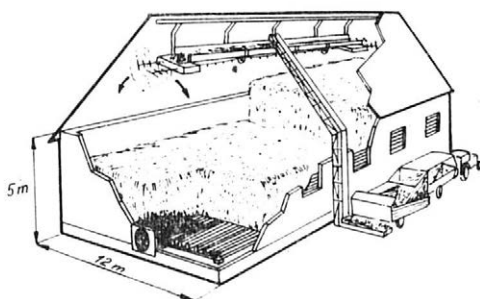
Rozbočky se natáčí pomocí elektromotorů, zapojovaných do činnosti reléovým programovým zařízením. S ohledem na potíže, které vznikají v potrubí o průměru 500 mm, jsou tyto rozbočky zatím vyráběny pro potrubí do průměru pouze 330 mm.

Snaha po využití jednoduchých metačů píce, určených původně pro plnění senážních a silážních věží řezankou od sklízecích řezaček i k linkám sběracích vozů, vedla ke konstrukci řezacího adaptéru k metači. Tento adaptér spočívá v plnicím dopravníku o šířce do 500 mm, přítlačních regulačních válečků a bubnové řezačky, která nemá velkou odhazovací schopnost. Předřazuje se přímo před nasávací otvor metače, buď kolmo k ústí nebo tak, aby řezaný materiál vstupoval do metače ve směru svého budoucího pohybu. Tím se zajišťuje, aby nedocházelo k ucpávání, které při kombinacích řezačky s metačem bývá dosti časté.

MECHANICKÉ DOPRAVNÍKY S ROZROVNÁVACÍM ZAŘÍZENÍM DO VĚŽÍ A HALOVÝCH SKLADŮ

Malý počet konzervačních a skladovacích věží pšenin v jednotlivých podnicích a málo dimenzované elektrorozvodné sítě podmiňují časté použití mechanických dopravníků pro plnění věží. Jsou dodávány dopravníky šikmé i vertikální, jednořetězové a dvouřetězové. Rozdělovače řezanky ve věžích jsou rotačního typu.

Nejrozšířenějším mechanizačním prostředkem pro plnění a vyprazdňování věží jsou však dosud drapákové jeřáby, kombinované často s drážkou, takže materiál je možno z věže nejen vybírat, ale i dopravovat do připraveného nebo stáží. Toto zařízení je však podle názorů odborníků zastaralé, má poměrně malou



2. Dopravníková soustava pro plnění dosoušecího zařízení zavadlým senem. Horizontální dopravník pod střechou přejíždí střídavě v obou směrech nad rošty. Výrobek firmy EDEL, NSR

MOSTOVÉ DRAPÁKOVÉ JEŘÁBY A MECHANICKÉ DRÁŽKY

Seníkové drážky klasického typu s lanovým ovládním patří již několik desetiletí k osvědčeným a nejpoužívanějším skladovacím a vyskladňovacím zařízením, zejména v jižním Německu. První zařízení se dala do provozu na přelomu století, tehdy ještě na animální pohon. S výjimkou použití elektromotoru se na jejich konstrukci dodnes nezměnilo nic. Plně vyhovovaly malým zemědělcům v úzkých a vysokých skladovacích prostorech. Jejich největší předností byla schopnost použití pro naskladnění a vyskladnění a event. pro dopravu sena až do stáje. V současné době se za velký nedostatek považuje jejich malá výkonnost (do 3 t.h⁻¹), velká spotřeba práce při rozrovnávání zavadlého sena na roštech a obtížná práce se zavadlým senem.

V poslední době se zavádí v souvislosti s budováním velkých skladů objemových krmiv a velkých podstřešních prostorů

výkonnost při plnění a značné ovětrávání materiálu ve věži.

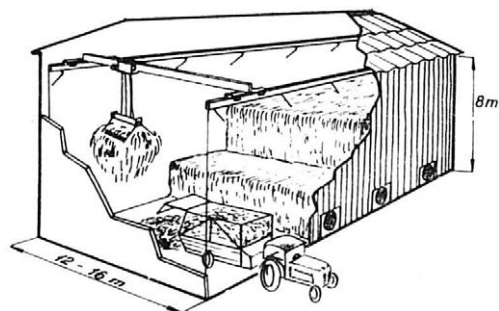
Rovnoměrné rozdělování zavadlého sena na dosoušecí zařízení zatím nejlépe zajišťuje mechanický horizontální dopravník, vybavený na svých koncích rozprostíracím ústrojím. Jedná se v podstatě o žlabový jednořetězový dopravník, který má poloviční délku než je délka dosoušecího skladovacího prostoru. Tento dopravník se plní zpravidla šikmým mechanickým dopravníkem málo pořezaným zavadlým senem. Lanový naviják pohybuje rychlostí do 50 mm s⁻¹ střídavě oběma směry. Koncové přepínače mění smysl pohybu řetězu a střídavě zapínání koncových rozprostíracích ústrojí. Příčný dosah rozprostíracího ústrojí bývá 2X 6 m, délka skladu 40 i více metrů. Rychlost odhozu materiálu na konci dopravníku se řídí otáčkami odhazovacích ramen, jež se zajišťují buď výměnnými řemenicemi nebo u dokonalejších zařízení hydraulicky (obr. 2).

Výkonnost zařízení se pohybuje do 7 až 9 t.h⁻¹ při příkonu do 8 kW včetně šikmého mechanického dopravníku.

Sklad se vybírá buď ručně nebo neseným hydraulickým drapákem na elektrickém (vysokozdvíhém) vozíku.

V návaznosti na zásobníkový dávkovací dopravník může toto plnicí zařízení pracovat také zcela automaticky a po zpracování materiálu v dávkovacím dopravníku se může pomocí reléové automatiky vypojit.

nad velkokapacitními stájovými prostory používání mostových jeřábů, vybavených drapákem. Jedná se o zařízení s nosností kolem 500 kp, s užitečným nákladem sena kolem 200 kg, rychlostí příčného a podélného pojezdu kolem 30 m.min⁻¹ a rychlostí zdvihu kolem 20 m.min⁻¹, dobou otevření nebo zavření drapáku do 10 s. Výkonnost těchto zařízení v běžném skladu se pohybuje kolem 7 t.h⁻¹. Hlavní předností těchto mostových drapákových jeřábů je pracovní dosah po celém skladu, možnost naskladnění i vyskladnění materiálu, a to nejen sena, ale po úpravě nebo výměně drapáku i senážních nebo silážních hmot (jestliže skladovací prostory pro tyto hmoty jsou umístěny ve stejném skladu) a nízká měrná spotřeba elektřiny. Instalovaný příkon se pohybuje kolem 8 kW, skutečný okamžitý příkon kolem 2,5 kW. Nedostatkem je menší využití prostoru o výšku



3. Halový seník firmy KIBLER, NSR, systém KIWA s mostovým drapákovým mechanickým jeřábem o nosnosti 500 kp

NESENÁ MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ NA TRAKTORECH A VYSOKOZDVIŽNÝCH VOZÍCÍCH

Paletu mechanizačních manipulačních zařízení objemných krmiv, zejména pro úsek vyskladňování a krmení, doplňují různá levná zařízení pro odběr krmiv ze skladu a pro jeho dopravu v malém množství do stáji. Jedná se především o čelně nesené traktorové nakladače, které se vybavují speciálními nesenými drapáky, dále o jeřábové nakladače a v ne-

jeřábového tělesa a drapáku s náběrem, čemuž se čelí vysokou stavbou, umístěním konstrukce na betonové patky atd. Haly vybavené mostovým drapákovým jeřábem mívají rozměry: šířka 10–16 m, výška 8–10 m, délka do 50 m (obr. 3). Vzhledem k rozměrům nejsou u soukromých zemědělců tyto sklady využity pouze pro skladování sena, ale jak již byla zmínka, jsou v nich umístěny i senážní věže, další skladovací a manipulační prostor, eventuálně i část stáje. Vlastní dosoušecí zařízení bývá kromě běžných provedení, jaké známe u nás (dřevěné rošty na tvárnících), v poslední době budováno jako zapuštěné s nosnými rošty, které dovolují přejezd a uskladnění stroju a zejména větší využití výšky.

SOUHRN POZNATKŮ Z DOPRAVY A MANIPULACE S OBJEMOVÝMI KRMIVY PŘI SKLADOVÁNÍ A VYSKLADŇOVÁNÍ V ZAHRANIČÍ

Nedostatek pracovních sil v zemědělství se v zahraničí řeší komplexní mechanizací manipulace s objemovými krmivy všeho druhu, a to i s těmi, které jsou sklizeny a dopravovány sběracími vozy. Pro čs. podmínky jsou zajímavé některé prvky zásobníkových dávkovacích dopravníků, zejména zařízení s automatickým provozem, řezací adaptéry k metačům píce do věží, mechanické dopravníky objemových krmiv, zejména dopravníky zaváděného sena s rozrovnáváním na dosoušecí zařízení, mostové drapákové jeřáby a podúrovňové dosoušecí

poslední řadě i o vysokozdvizné elektrické vozíky. Tyto vozíky slouží ve větších farmách k vnitrofaremní dopravě, ke zdvihání různých součástí a částí strojů při opravách a přestavbách; při manipulaci s objemnými krmivy jsou pak vybavovány speciálním čelným drapákem, který je schopen materiál ze skladu odebrat a dopravit jej až do krmné chodby.

zařízení s pevnými přejezduschopnými rošty.

Vzhledem k tomu, že jedním z cílů modernizace živočišné výroby je i náhrada pracovních sil a vzhledem k tomu, že zejména chov skotu se bude ve své struktuře v nejbližší době měnit ze všech odvětví živočišné výroby nejméně a bude i nadále probíhat v dosavadních hlavních a pomocných stávkách, jsou uvedené poznatky o mechanizačních zařízeních aktuální a doporučují se proto k provozně výzkumnému ověření.

Ing. V. S l a d k ý, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy

Rukopis odevzdán k tisku 10. 1. 1972 – Podepsáno k tisku 14. 3. 1972

OBSAH

Dvořák J.: Zemědělská technika — jeden z hlavních faktorů dalšího rozvoje zemědělské výroby	129
Syrový O.: Teoretický rozbor některých činitelů omezujících svahovou dostupnost sběracích vozů	131
Andert A., Souček J.: Charakteristiky změn reakcí pod koly zemědělských traktorů v závislosti na různém sklonu spádnice	147
Šesták J.: Rozbor energetických nároků procesu mlátenia dimenzionální analýzou	163
Komrsková I., Legát V., Pejša L.: Optimalizace zabezpečování provozuschopnosti strojů	177
<i>Zemědělská technika v zahraničí:</i>	
Sladký V.: Manipulační a skladovací zařízení ve svahovitých oblastech v zahraničí	189

СОДЕРЖАНИЕ

Сыровы О.: Доступность склонов для прицепов и самоходных подборщиков (144). — Андерт А., Соучек Й.: Характеристики изменений реакции под колесами сельскохозяйственных тракторов в зависимости от линии ската (160). — Шестак Й.: Анализ энергетических требований к процессу обмолота при помощи анализа размерностей (174). — Комрскова И., Легат В., Пейша Л.: Оптимизация обеспечения эксплуатационной способности машин (187).

CONTENT

Syrový O.: The Maximum Gradient for the Application of Trailers and Self-propelled Collecting Wagons (144). — Andert A., Souček J.: Characteristics of the Changes under the Wheels of Farm Tractors as Depending on the Different Gradients of the Slope Line (161). — Šesták J.: Investigation of the Energetic Requirements of the Process of Threshing by Means of Dimensional Analysis (174). — Komrsková I., Legát V., Pejša L.: Optimization of the Securing of the Workability of Machines (188).

INHALT

Syrový O.: Hangtauglichkeit von Anhänge- und Selbstfahrladewagen (145). — Andert A., Souček J.: Charakteristiken der Reaktionsänderungen unter den Ackerschlepperrädern in Abhängigkeit von der verschiedenen Gefällwechselnlinienneigung (161). — Šesták J.: Auswertung der Kraftaufwände des Druschprozesses durch eine Dimensionanalyse (175). — Komrsková I., Legát V., Pejša L.: Optimierung der Sicherung der Betriebsfähigkeit von Maschinen (188).
--

TABLE DES MATIÈRES

Syrový O.: Degré de pente accessible aux voitures ramasseuses automobiles ou remorquées (145). — Andert A., Souček J.: Les caractéristiques des changements de réactions sous les roues des tracteurs en fonction de différence d'inclinaison de la ligne de plus grande pente (res. An, Al 161). — Šesták J.: L'examen des exigences énergétiques du battage effectué au moyen de l'analyse de dimension (res. An/174, Al/175). — Komrsková I., Legát V., Pejša L.: L'optimisation de l'assurance du fonctionnement et de l'utilisation des machines (res. An, Al/188).
--

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