

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

Zemědělská technika

1

ROČNÍK 10 (XXXVII) – PRAHA, LEDEN 1964

CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada: Jan Květoň (předseda), inž. Karel Bernhard, inž. Josef Dovrtěl, inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, doc. inž. Karel Koč, inž. Karel Koskuba, CSc., inž. Jozef Martaus, CSc., inž. Vladimír Piša, inž. Vladimír Suchý, doc. dr. inž. Zdeněk Steffl, inž. Jaroslav Šulc, inž. Miroslav Thér, CSc., doc. inž. Ján Tomovčík, CSc., inž. Alois Vávra. — Vedoucí redaktor Čeněk Rendl.

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1964

Obsah - Содержание - Inhalt - Content - Contenne - Contenido

Blažek J.: Šnekové žlabové dopravníky na objemová krmiva Шнековые желобовые конвейеры для объемных кормов Schneckenförderer mit Rinne für voluminöses Futter Worm Trough Conveyors for Roughage Feedstuffs	1
Anderť A.: Předpokládaná ekonomická účinnost horského traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k Предположительный экономический эффект горного трактора категории мощности 28 + 10 % л. с. Die vorausgesetzte ökonomische Wirksamkeit des Schleppers für Gebirgs-gelände in der Leistungsklasse 28 + 10 % PS The Anticipated Economical Effectiveness of the Mountain Tractor in the Output Class 28 + 10 per cent	27
Sýkora M.: Vývoj traktorových převodovek Развитие передач в тракторах Die Entwicklung der Schleppergetriebe Development of Tractor Gear-Boxes	57
Janač A.: Analýza základných činiteľov mikrokľímy v objektoch pre automatizovaný mokrý výkrm ošípaných na južnom Slovensku Анализ некоторых факторов микроклимата в свинарниках с автоматическим откормом свиней влажной смесью в южной Словакии Analyse einiger Faktoren des Mikroklimas in den Objekten für automatisierte Naßfütterung der Schweine in der Südslowakei An Analysis of some Factors of Microclimate in Housing for the Automatic Wet Feeding Process of Hogs in Southern Slovakia	65

Šnekové žlabové dopravníky na objemová krmiva

Шнековые желобовые конвейеры для объемных кормов

Schneckenförderer mit Rinne für voluminöses Futter

Worm Trough Conveyors for Roughage Feedstuffs

Inž. Josef BLAŽEK, CSc.

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy

Ředitel ústavu inž. M. Preininger

Doprava objemových krmiv ve stájích pro hovězí dobytek je v současné době řešena na mnohých výzkumných pracovištích nejen u nás, ale i v zahraničí. Cílem těchto prací je vyřešit jednoduché a spolehlivé dopravní zařízení na objemová krmiva, které by bylo současně schopno vydávat tato krmiva zvířatům, přičemž musí být samozřejmě dosaženo přiměřeného rovnoměrného dávkování jakož i možnosti regulace velikosti dávek pro jednotlivá zvířata. Tyto dopravníky se mají stát součástí krmných linek pro hovězí dobytek, jejichž provoz bude zčásti nebo i plně automatizován.

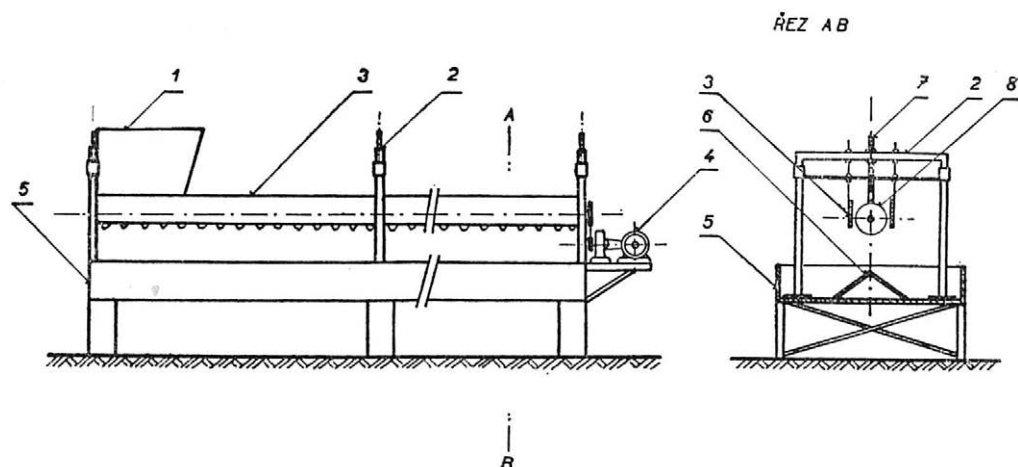
Z dokumentace jakož i ze zpráv pracovníků, kteří navštívili v poslední době některé cizí státy, je možno zjistit, že z různých typů krmných žlabových dopravníků je velmi často používán dopravník šnekový v různých konstrukčních úpravách. Příčinou obliby tohoto dopravníku je především konstrukční jednoduchost a s tím související značná životnost tohoto zařízení. U nás však dosud žádné praktické zkušenosti s těmito dopravníky nebyly. Proto bylo třeba na základě výzkumu jednak ověřit zahraniční zkušenosti se šnekovými žlabovými dopravníky, jednak vypracovat podklady pro jejich výpočet a konstrukci.

1. Úvodní část

Šnekové žlabové dopravníky lze rozlišit podle konstrukce na dva typy :

- a) Šnekové žlabové dopravníky s volným dnem šneku.
- b) Šnekové žlabové dopravníky se šnekem volně uloženým ve žlabu nebo trubce.

Šnekový žlabový dopravník s volným dnem šneku (obr. 1) pracuje tak, že krmivo, přiváděné k němu násypkou, propadá do žlabového tělesa, kde se hromadí až dosáhne spodního okraje šneku, čímž začne vytvářet jeho dno, po kterém je materiál dopravován dále až k místu, kde je prostor pod šnekem dosud volný. Takto je směrem od násypky celé žlabové těleso dopravníku postupně zaplňováno krmivem.

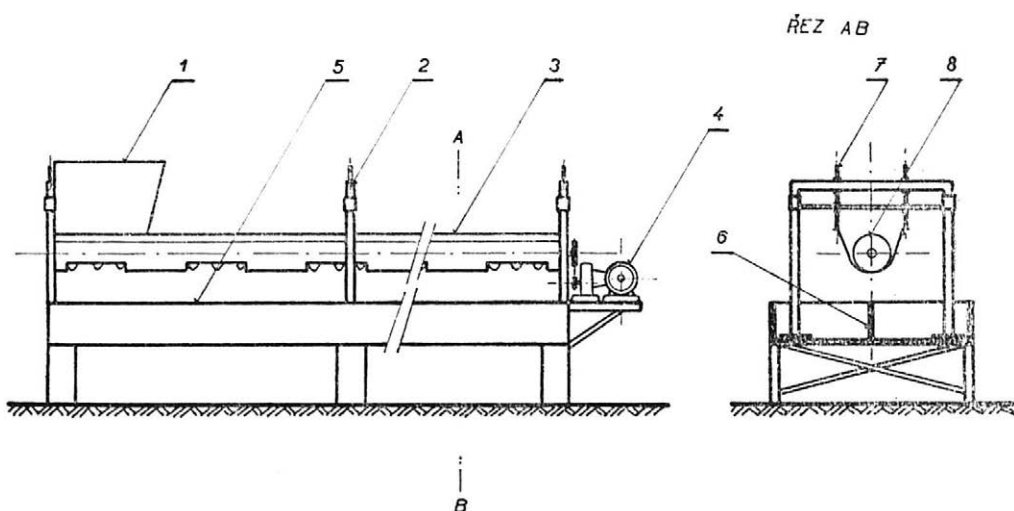


1. Schéma šnekového žlabového dopravníku s volným dnem šneku

1 - násypka; 2 - stojan ložiska; 3 - bočnice šneku; 4 - pohon; 5 - dvojité (oboustranné) žlabové těleso; 6 - žlabová přepážka; 7 - držák ložiska; 8 - dopravní šnek

Šnekové žlabové dopravníky se šnekem volně uloženým ve žlabu nebo trubce (obr. 2) jsou upraveny tak, že šnek není uchycen v ložiskách, nýbrž je volně vložen do žlabu či trubky, ve které se při činnosti smýká. Žlab nebo trubka má ve dně pravidelně od sebe vzdálené otvory, jimiž může krmivo propadávat do žlabového tělesa, a to vždy tak dlouho, dokud materiál nakupený pod výpadečovým otvorem tento otvor neucpe. Pak je krmivo dopravováno k dalším otvorům až se postupně zaplní celý žlab.

Tyto základní dva typy šnekových žlabových dopravníků mohou však být rozmanitě upravovány, zvláště pokud jde o regulaci dávkování.



2. Schéma šnekového žlabového dopravníku se šnekem volně uloženým ve žlabu

1 - násypka; 2 - stojan; 3 - žlab šneku s otvory ve dně; 4 - pohon; 5 - dvojité žlabové těleso; 6 - dělicí žlabová přepážka; 7 - regulační šroub, na kterém je zavěšen žlab šneku; 8 - dopravní šnek

2. Šnekový žlabový dopravník s volným dnem šneku

2.1. Experimentální část

2.1.1. Funkční model

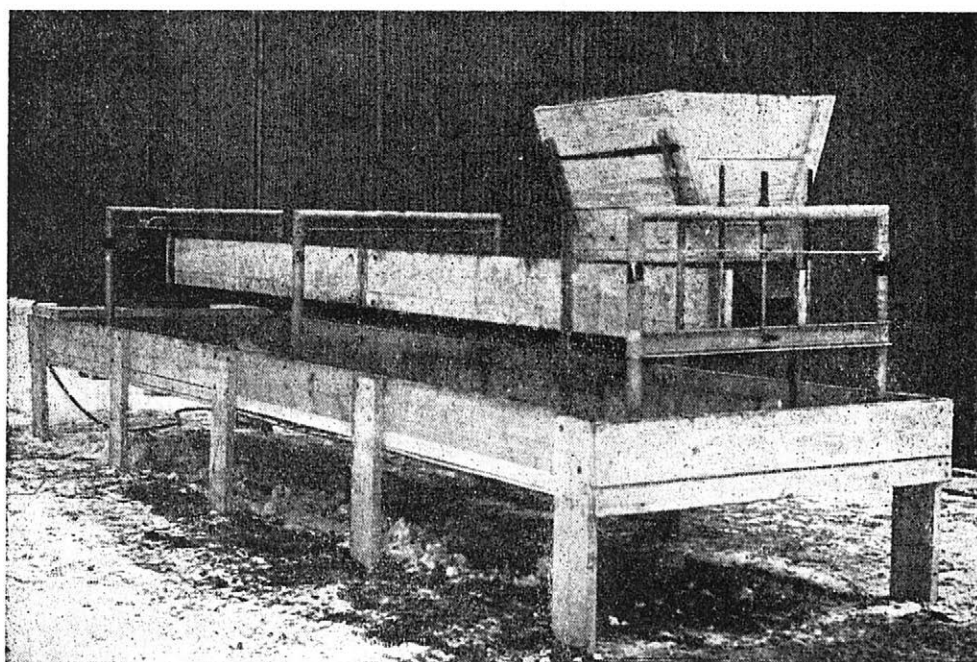
K ověření funkce šneků při dopravě objemových krmiv byl navržen a zhotoven funkční model šnekového žlabového dopravníku (obr. 3), jehož úprava odpovídá schématu na obr. 1. Technické údaje tohoto funkčního modelu jsou uvedeny v tabulce I.

Pro funkční přezkoušení byl stroj upraven tak, že výška šneku nade dnem žlabového tělesa byla měnitelná. Rovněž bylo možno měnit vodorovnou vzdálenost bočnic šneku jakož i výškovou polohu bočnic vůči šneku.

Stanovené rozměry šnekového dopravníku ovšem neodpovídají rozměrům, které by vyšly výpočtovým postupem podle ČSN 26 2802. Je tomu tak zřejmě proto, že zmíněná norma není zpracována pro materiály, které mají obdobné vlastnosti jako objemová krmiva. Pouze pro informaci lze uvést, že výpočtem podle normy vychází pro žádaný případ šnek o průměru $D = 400$ mm s počtem otáček 60 min^{-1} , stoupání šneku $s = 320$ mm a výkon motoru $N = 2,5$ kW.

2.1.2. Hlavní řešené úkoly

Zahraniční dopravníky tohoto typu pracují vesměs s velmi krátkou řezankou (často 20 mm), se kterou se v naší zemědělské praxi nesetkáváme.



3. Celkový pohled na funkční model šnekového žlabového dopravníku s volným dnem šneku (foto Bláha)

I. Technické údaje funkčního modelu šnekového žlabového dopravníku
s volným dnem šneku

Šnek: průměr mm	200
stoupání mm	170
počet otáček (měnitelný) min ⁻¹	32–250
směr stoupání	pravý
trubkový hřídel — průměr mm	43/36
délka dílce mm	2550
Počet šnekových dílců	2
Celkové rozměry mm: šířka	1550
délka	6000
výška	1700
Ložiska šneku: kluzná	2
axiální kuželíkové	1
Výkon hnacího elektromotoru kW	2,2

Proto měly být zkouškami funkčního modelu šnekového žlabového dopravníku zodpověděny tyto zásadní otázky:

a) Zda je vůbec možno tohoto typu dopravníku používat pro krmiva, která v naší zemědělské praxi přicházejí v úvahu (zda je tento dopravník schopen daná krmiva přemísťovat).

b) Jak musí být daná krmiva pro dopravu tímto dopravníkem upravena.

c) Jak vyhovuje tento dopravník zootechnickým požadavkům na velikost, rovnoměrnost a změnu dávky krmiva pro jedno zvíře.

2.13. Informativní funkční zkoušky

Po prvních pokusech, které byly provedeny s různými druhy siláží a se suchými materiály (seno, sláma) a při různém seřízení dopravníku, bylo možno učinit první předběžný úsudek, že totiž v délce šnekového dílce probíhá doprava většinou uspokojivě a dávkování krmiva do žlabového tělesa je vyhovující; avšak v místě přerušení šnekovice — u ložiska — dochází ke značným nepravidlostem jak v přechodu materiálu přes toto místo, tak i v dávkování do žlabu. Úpravami konců šnekovic a dalšími zkouškami se dospělo konečně k těmto zásadním směrnicím pro konstrukci ložiska a spoje šnekových dílců (obr. 4):

a) Ložisko s držákem musí co nejméně zmenšovat průchodný profil. Je proto výhodnější používat ložisek kluzných než ložisek valivých.

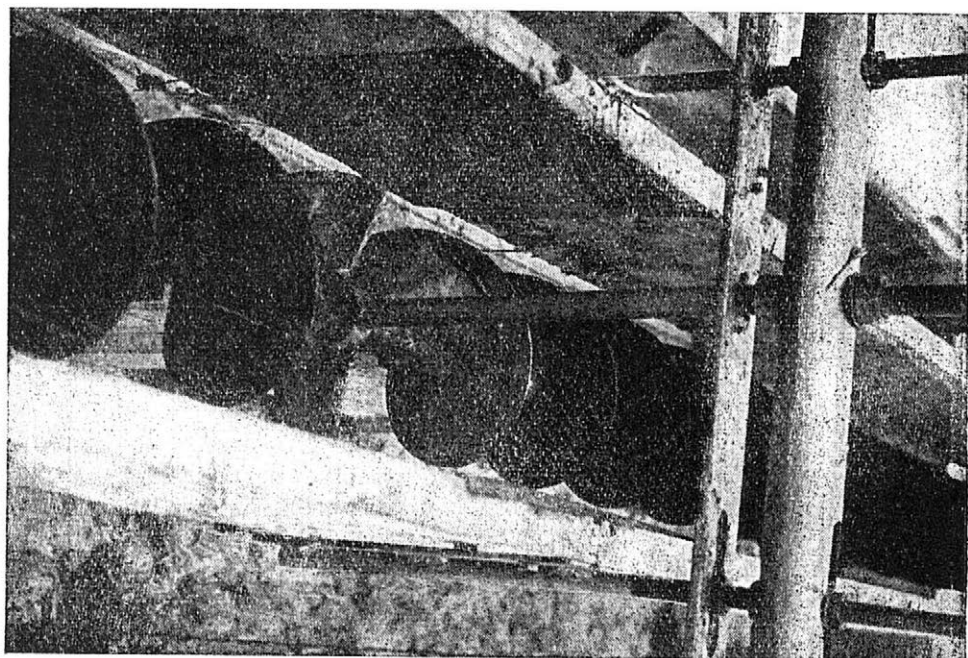
b) Ukončení šnekovic má být radiální, náležitě vyztužené.

c) V místě u ložiska nesmí být žádné nerovnosti (hlavy šroubů apod.), za které by se mohly zachycovat částice dopravovaného materiálu.

d) Radiální zakončení šnekovic má probíhat co možná blízko podle držáku ložiska. Nabíhající konec šnekovice může být naostřen.

e) Konce šnekovic mají být vzájemně proti sobě pootočený o 180°.

Pokud jde o počet otáček šneku, byly prováděny pokusy v rozmezí od $n = 32 \text{ min}^{-1}$ do $n = 150 \text{ min}^{-1}$ a bylo shledáno, že nejpříznivějších poměrů u daného dopravníku se za jinak stejných okolností dosahuje asi při $n = 130 \text{ min}^{-1}$.



4. Detail ložiska a konců šnekovic (foto Bláha)

2.14. Laboratorní zkoušky se zimními krmivy

Pro laboratorní zkoušky byl šnek upraven podle výsledků, získaných informativními funkčními zkouškami. Do zkoušek byly zahrnuty materiály, blíže popsané v tabulce II. Jednotlivé pokusy, rovněž v této tabulce popsané, byly prováděny vždy tak, že žlabové těleso bylo v celé délce naplněno krmivem.

Již po prvních informativních zkouškách se šnekovým žlabovým dopravníkem bylo patrné, že z úkolů vytýčených ve statí 2.12. musí být vyřešen hlavně první a druhý, tj. musí být stanoveno, zda vůbec a za jakých okolností lze dopravníkem tohoto typu objemové materiály přemísťovat. Proto byl zaveden nový ukazatel pro kvalitu dopravy (tab. II). Při každém pokusu byl průběh dopravy klasifikován podle měřítek, uvedených v tabulce III.

Pro praktický provoz bylo by možno připustit dopravu, klasifikovanou stupněm 1 a 2, což znamená, že pouze pokus s cukrovarskými řízky a vojtěškovým senem vyhověl provozním podmínkám. Pokus se silážovanou trávou prokázal, že tento materiál není vůbec schopný dopravy, neboť hned po zavedení do stroje se navinuje přes obvod šnekovice, čímž jeho pohyb ve směru osy šneku zcela ustane.

U materiálů klasifikovaných stupněm 3 a 4 se kromě poruch při dopravě, uvedených v přehledu, projevuje ještě další nepříznivý jev, totiž pěchování a vytlačování materiálu pod ložiskem. Po provedených pokusech se dospělo k závěru, že jakmile šnek vytlačuje materiál spodem u ložisek, není tento materiál pro dopravu vhodný. Tato okolnost vede totiž ke zvyšování třecích sil a při větším počtu ložisek k přetížení pohonu.

II. Použité materiály a výsledky zkoušek se zimními krmivý
(šnekový žlabový dopravník s volným dnem šneku)

Poř. čís. pokusu	Materiál	Vlastnosti materiálu				Výsledky pokusu		
		průměrná délka částic mm*)	vlhkost %	Φ	L_m	dos. hod. výk. kg h ⁻¹	naměřený příkon W	klas. kvali- ty dopravy
1	Kukuřice silážovaná, řezaná	28	81,01	5,41	0	9743	1360—2160	3
2	Řepné skrojky silážované	97	85,82	nezjišťováno		5694	960—1360	4
3	Řepné skrojky silážované	97	85,82	nezjišťováno		7553	960—1760	4
4	Kukuřice silážovaná, řezaná	28	81,01	5,41	0	13923	1360—2160	3
5	Řepné skrojky silážované	97	85,82	nezjišťováno		6336	1360—1760	4
6	Řepné skrojky silážované	97	85,82	nezjišťováno		6650	neměřeno	4
7	Sláma řezaná	48	17,50	nezjišťováno		467	880—960	3
8	Vojtěškové seno řezané	37	22,14	1,98	1,32	720	960	2
9	Řízky cukrovarské silážované	16	91,84	25,85	0	12610	800	1
10	Tráva silážovaná, řezaná	74	79,03	nezjišťováno		neměřeno	neměřeno	5
11	Řízky cukrovarské silážované	16	91,84	25,85	0	9318	neměřeno	1
12	Řízky cukrovarské silážované	16	91,84	25,85	0	neměřeno	neměřeno	1

*) Průměrná délka částic materiálu byla zjišťována vždy jako aritmetický průměr nejméně 400 jednotlivě změřených částic

III. Klasifikace kvality dopravy

Klasifikační stupeň	Průběh dopravy šnekovým žlabovým dopravníkem
1	Zcela bez závad, pohyb materiálu plynulý
2	U ložísek se vyskytují při dopravě malé nepravidelnosti
3	U ložísek se vyskytují při dopravě větší nepravidelnosti, které působí občas rázy
4	U ložísek dochází ke kupení materiálu, které může způsobit zablokování pohybu šneku. Šnek musí být zastaven a materiál odstraňován
5	Doprava je nemožná

2.15. Laboratorní zkoušky se zelenými krmivý

Po skončení laboratorních zkoušek se zimními krmivý byl funkční model šnekového žlabového dopravníku prodloužen na 10 m. Pak byly prováděny pokusy se zelenými krmivý. Do zkoušek byly zahrnuty materiály, popsané v tabulce IV. Hlavním cílem těchto pokusů bylo opět stanovit, které ze zelených materiálů a za jakých podmínek mohou být tímto dopravníkem přepravovány. Proto byla hlavní pozornost věnována vlastnímu průběhu dopravy. Měření příkonu motoru bylo při těchto zkouškách vypuštěno.

2.2. Vyhodnocení výsledků zkoušek

Již pozorováním při provádění pokusů bylo možno shledat, že velmi důležitým faktorem, který ovlivňuje dopravovatelnost materiálu šnekovým žlabovým dopravníkem, je délka částic materiálu. Tak např. při pokusu č. 14 a 16 došlo k navinování částic materiálu na šnekovici vzápětí potom, když byl materiál násypkou zaveden do dosahu šneku. K tomu je nutno připomenout, že materiály, použité při těchto dvou pokusech, měly průměrnou délku částic nad 120 mm, tedy podstatně delší než materiály použité při ostatních pokusech. Proto bylo rozhodnuto co nejpodrobněji prozkoumat vlastnosti těch materiálů, které se projeví jako dobře dopravovatelné, přičemž se do posouzení zahrnuje i materiál, u kterého se již projeví závady při dopravě (pokus č. 21 — zelené žito s vikví). A to proto, aby mohly být vyšetřeny mezní hodnoty těch vlastností materiálů, které ovlivňují dopravovatelnost.

Tyto fyzikálně mechanické vlastnosti jsou:

- Průměrná délka částic materiálu.
- Stupeň vyrovnanosti délek částic materiálu.
- Počet částic materiálu extrémní délky.
- Vlhkost materiálu.
- Součinitel tření materiálu o ocel.
- Jiné fyzikálně mechanické vlastnosti materiálu.

IV. Použité materiály a výsledky laboratorních zkoušek se zelenými krmivy
(Šnekový žlabový dopravník s volným dnem šneku)

Poř. č. pokusu	Materiál	Vlastnosti materiálu				Výsledky pokusu	
		prům. délka částic mm*)	vlhkost %	Φ	L_m	dosažená hodinová dopravní výkonost kg h ⁻¹	klasifikace kvality dopravy
13	Zelené žito s vikví, sklizené žací řezačkou SŘUZ—138	71	77,00	nezjišťováno		neměřeno	5
14	Zavadlé luční seno, sklizené kombinovaným cepovým sklízěčem SPCZ—160	124	58,95	nezjišťováno		0	5
15	Zelené žito s vikví, sklizené žací řezačkou SŘUZ—138	43	75,38	nezjišťováno		949	5
16	Zavadlá vojtěška, sklizená kombinovaným cepovým sklízěčem SPCZ—160	125	58,70	nezjišťováno		0	5
17	Zelené žito s vikví, sklizené žací řezačkou SŘUZ—138	51	76,88	nezjišťováno		891	5
18	Zelená vojtěška sklizená neřezaná, jedenkrát rozřezaná na výfukové řezačce ŘV—42	57	64,48	nezjišťováno		816	5
19	Zelená vojtěška sklizená neřezaná, dvakrát rozřezaná na výfuk. řezačce ŘV—42	40	70,63	1,99	0,74	1647	3
20	Zelená vojtěška sklizená neřezaná, třikrát rozřezaná na výfuk. řezačce ŘV—42	35	75,60	3,52	0,73	1887	1
21	Zelené žito s vikví, sklizené kombinovaným cepovým sklízěčem SPCZ—160, rozřezané jednou na výfuk. řez. ŘV—42	42	75,60	2,29	1,96	1278	4
22	Zelené žito s vikví, sklizené kombinovaným cepovým sklízěčem SPCZ—160, rozřezáno dvakrát na výfuk. řez. ŘV—42	38	75,60	2,70	0,69	1436	2

*) Průměrná délka částic materiálu byla zjišťována vždy jako aritmetický průměr nejméně 400 jednotlivě změřených částic

2.21 Průměrná délka částic materiálu

Z tabulek č. II a IV lze zjistit, že kvalita dopravy objemových krmiv šnekovým žlabovým dopravníkem je tím lepší, čím kratší je délka řezanky, s jistou výjimkou u silážní kukuřice (vysvětlení viz stať 2.26.). Zavedeme-li pro průměrnou délku částic materiálu značení l , potom, jak z výsledků pokusů vyplývá, maximální průměrná délka částic řezanky $l_{\max}$ musí být

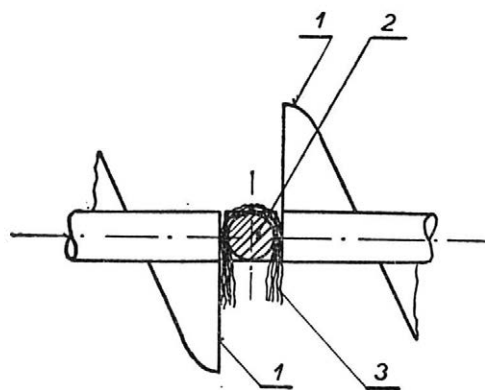
$$l_{\max} < 40 \text{ mm}$$

má-li doprava probíhat plynule bez větších poruch.

Tento závěr lze zdůvodnit takto:

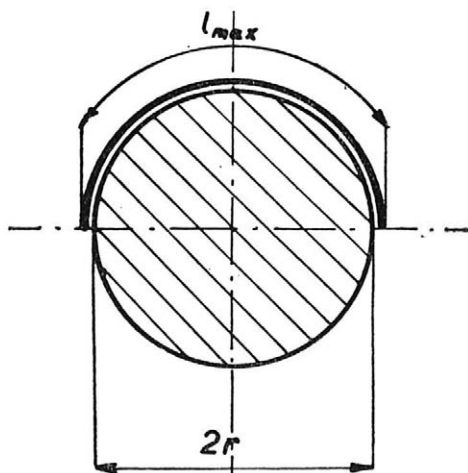
Pro plynulost dopravy je nezbytně nutné, aby částice materiálu byly jen tak dlouhé, aby se nemohly ovinovat kolem držáků ložisek, konců šnekovic a hřídele šneků u ložisek. Přitom se ovšem samozřejmě předpokládá, že se materiál nesmí navíjet ani přes obvod šnekovice. Z míst, na které se materiál nesmí navíjet, nutno zdůraznit především držák ložiska, neboť bylo pozorováno, že nenavíjí-li se materiál zde, nenavíjí se ani na konce šnekovic a hřídel šneku.

Materiál, který se navine kolem držáku ložiska (obr. 5), je zasahován oběma konci šnekovic, lisuje se, množství navinutého materiálu se zvětšuje až



5. Schematické znázornění navinování materiálu na držák ložiska

1 – konce šnekovic, 2 – držák ložiska, 3 – navinutý materiál



6. Schéma pro stanovení maximální délky částic materiálu

dojde buď k deformaci konců šnekovic, anebo k zablokování pohybu šneku. Aby k tomuto stavu nemohlo dojít, je nutné, aby délka částic materiálu byla menší anebo nanejvýš rovna polovině obvodu držáku ložiska, tedy

$$l_{\max} \leq \pi \cdot r$$

kde:

$l_{\max}$ = maximální délka částic materiálu (mm)

r = poloměr profilu držáku ložiska šneku (mm)

což je znázorněno na obr. 6.

U zkoušeného žlabového dopravníku bylo $2 \cdot r = 22$ mm a mělo by tedy být

$$l_{\max} \leq 35 \text{ mm}$$

Porovnáme-li tento výsledek s údaji v tabulkách II a IV shledáváme, že až do vypočtené délky řezanky $l = 35$ mm probíhá doprava materiálu skutečně bez nejmenších známek nepravidelností, při délce řezanky mírně větší (až asi do 40 mm) probíhá doprava sice uspokojivě, avšak některé známky naznačují již počínající zhoršování a při délce řezanky nad 40 mm se kvalita dopravy začíná již nápadně zhoršovat.

2.22. Stupeň vyrovnanosti částic materiálu

Vývody o délce částic materiálu uvedené výše by však nemohly být pokládány za obecněji platné, kdyby nebyla současně zkoumána další vlastnost materiálu, totiž stupeň vyrovnanosti délek částic řezanky (ozn. Φ), který vyjadřuje, jaký je poměr v krmivu mezi částicemi menšími než 40 mm a většími než 40 mm. Je tedy

$$\Phi = \frac{\nu_1}{\nu_2}$$

kde: ν_1 = počet částic délky do 40 mm včetně

ν_2 = počet částic délky nad 40 mm

Je samozřejmé, že čím větší je Φ , tím je materiál pro dopravu příznivější. Velikosti poměru Φ jsou uvedeny v tabulkách II a IV.

2.23. Počet částic materiálu extrémní délky

Pokud jde o hodnocení velikosti částic materiálu, bylo provedeno ještě další posouzení, totiž podle počtu extrémně dlouhých částic v krmivu. Tento údaj (ozn. L_m) vyjadřuje procento extrémně dlouhých částic v krmivu z celkového počtu částic a zpřesňuje hodnocení stupně vyrovnanosti částic materiálu, neboť poměr Φ nedává obraz o délce částic větších než 40 mm. Údaj L_m je rovněž uveden v tabulkách II a IV. Materiál je pro dopravu zajisté tím příznivější, čím menší je L_m . Jako hranice pro extrémně dlouhé částice byla stanovena délka nad 150 mm.

2.24. Vlhkost materiálu

Vlhkost materiálu se neprojevila jako rozhodující činitel, který ovlivňuje kvalitu dopravy. Tento úsudek je vyvozen z těchto výsledků:

a) Cukrovarské řízky se ze všech materiálů dopravují nejsnadněji, ačkoliv mají nejvyšší obsah vody.

b) Vojtěškové seno s obsahem vody 22,1 % bylo velmi dobře dopravováno, naproti tomu sláma s vlhkostí 17,5 % byla při informativních zkouškách dopravována obtížněji. Vojtěškové seno však bylo rozřezáno na kratší délku.

c) Porovnáním pokusů č. 19 a 20 shledáváme, že zkrácením délky řezanky se zlepšila dopravovatelnost materiálu přesto, že vlhkost materiálu při pokusu č. 20 byla vyšší.

Naproti tomu však lze soudit, že dopravovatelnost materiálu se za jinak nezměněných podmínek zlepšuje se snižováním obsahem vody, je-li průměrná

délka částic materiálu menší než $l = 40$ mm. Při větších délkách částic materiálu se však vlivem menší specifické váhy (u sušších materiálů) stává, že částice zůstávají zachyceny na bočnicích šneku a nepropadnou pak do jeho dosahu.

Vliv změny obsahu vody se však projevil v tom (např. u cukrovarek řízků), že vyvolává změnu sypaných vlastností materiálu a tedy též změnu množství krmiva vydaného na jednotku délky žlabu (za jinak nezměněných podmínek).

2.25. Součinitel tření materiálu o ocel

Na kvalitu dopravy může mít zajiště vliv též součinitel tření materiálu o ocel. Během dopravy vzniká totiž

a) tření pohyblivých částí dopravníku o materiál,

b) tření materiálu o nepohyblivé části stroje.

Poněvadž se materiál dostává do styku jednak s hřídelí, jejíž průměr je v našem případě 43 mm, a dále se šnekovicí, jejíž maximální průměr je 200 mm, bude oblast rychlostí v , které přicházejí v úvahu v mezích $v_{\min}$ až $v_{\max}$, kde

$$v_{\min} = 0,293 \text{ m s}^{-1}$$

$$v_{\max} = 1,361 \text{ m s}^{-1}$$

přičemž za n bylo dosazováno $n = 130 \text{ min}^{-1}$ a šroubovitě zakřivení šnekovice bylo zanedbáno.

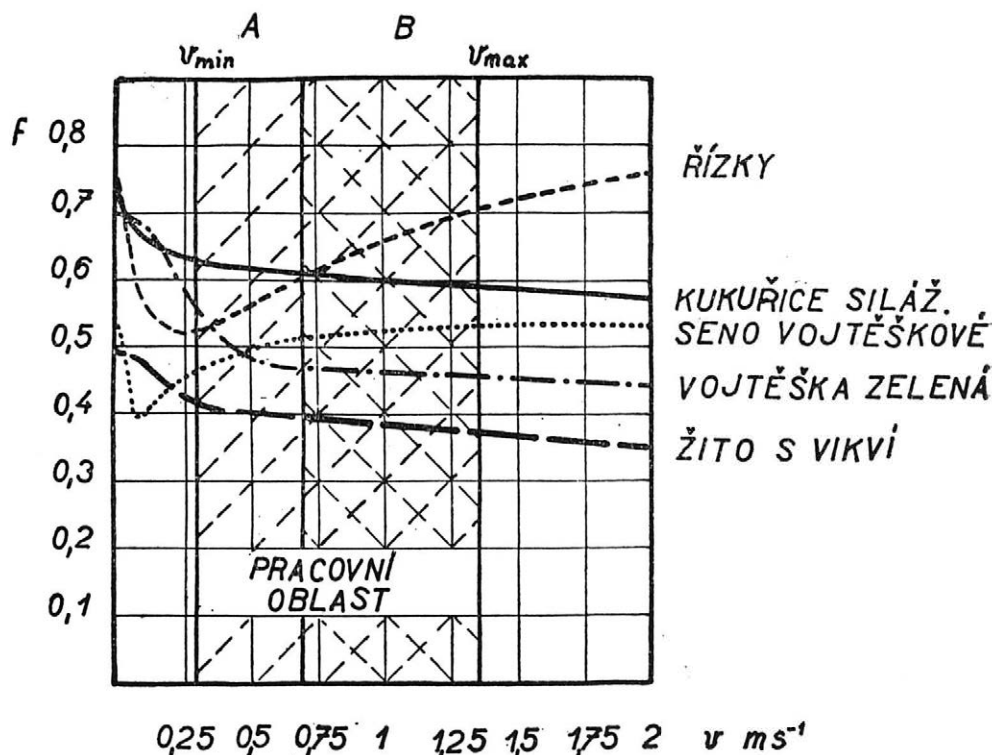
Tření má za následek jednak navinování materiálu na hřídel, jednak otáčení materiálu se šnekem, což jsou vždy příznaky zhoršených podmínek dopravy.

Tření materiálu o nepohyblivé části stroje vzniká hlavně u ložisek a jejich držáků, tj. tedy v místech, kde nejčastěji dochází k nepravidelnosti a poruchám dopravy. Kromě toho vzniká ještě tření materiálu o bočnice šneku, avšak toto tření nebylo nikdy příčinou poruch a nebylo proto ani zkoumáno.

Aby mohlo být posouzeno, jak dalece ovlivňují třecí vlastnosti materiálů kvalitu dopravy, byl na základě podkladů, vypracovaných oddělením agrofysiky VÚZT (inž. J. Fiala) zpracován diagram součinitelů tření daných materiálů o ocel (obr. 7) a do tohoto diagramu byla vyznačena oblast rychlostí, které přicházejí při dopravě pro daný dopravník v úvahu (pracovní oblast). Za základ dalšího vyhodnocení však byla vzata oblast rychlostí mezi poloměrem šnekovice $r_1 = 50$ mm a $r_2 = 100$ mm, tj. oblast nejčastějšího styku materiálu se šnekovicí. Kromě toho nutno ovšem ještě zkoumat i statické tření, které vzniká u nepohyblivých částí dopravníku, kde je materiál posunován nepravidelně a přerušovaně.

Rozborem takto získaných výsledků se podobně jako u vlhkosti materiálů dochází k úsudku, že tření nemá na kvalitu dopravy rozhodující vliv. Projevuje se spíše právě opačný než očekávaný úkaz, že totiž se zmenšováním součinitele tření klesá kvalita dopravy. Poněvadž se však současně zvětšuje délka částic materiálů, je to dalším potvrzením již dříve vysvětlené okolnosti, že podstatný vliv na kvalitu dopravy má délka částic materiálu.

Až dosud popsané vlastnosti materiálů byly pro názornost zpracovány do výsledných diagramů (obr. 8). Přitom, jak již bylo uvedeno, byly do zhodnocení zahrnuty jen ty pokusy, při kterých bylo dosaženo uspokojivé kvality dopravy.



7. Diagram závislosti součinitele tření různých krmiv o ocel při rychlostech od 0 do 2 m s⁻¹

Pole A a B je oblast rychlostí, které přicházejí u daného šneku v úvahu, pole B je oblast rychlostí v místech, kde se materiál se šnekem nejčastěji stýká

2.26. Jiné fyzikálně mechanické vlastnosti materiálů

Kromě uvedených vlastností materiálů, které mají vliv na jejich dopravatelnost, byly shledány ještě některé další, zcela specifické pro určitý druh krmiva nebo pro určitý způsob sklizně. Tyto vlastnosti, které mají negativní vliv na průběh dopravy, jsou si podobné tím, že vzájemně poutají jednotlivé částice materiálu na sebe, materiál je méně sypký, náchylný k vytváření chuchvalců, které i při krátké řezance zhoršují průběh dopravy. Příčiny tohoto jevu jsou tyto:

a) Materiál je nejen vlhký, ale i lepkavý, čímž jsou částice na sebe poutány. Tato vlastnost se projevila např. u silážované kukuřice.

b) Materiál má tenké, pevné částice. To se projevilo při většině pokusů s trávou, ať již zelenou nebo silážovanou.

c) Materiál nebyl řezán ostrými noži, nýbrž drcen, takže konce částic jsou podélně rozštěpené. Takovéto částice, byť i krátké, se rozštěpenými vlákny vzájemně splétají a tedy spojují. To se projevilo např. u materiálů sklizených cepovým sklízecem.

S těmito vlastnostmi, i když nejsou s ohledem na dopravovatelnost prvořadého významu, nutno počítat v tom smyslu, že materiál, byť i nakrátko řezaný, může při dopravě působit jistě nepravidelnosti, které ovšem při náležité krátké řezance nebyly shledány takového rázu, že by dopravu zcela znemožnily. Přitom je však nutno si uvědomit, že při stejném seřízení řezačky dosáhne se u různých materiálů různé délky řezanky za jinak stejných podmínek. Tak materiály s dlouhými pevnými rovnými stonky (např. kukuřice, slunečnice, žito apod.) dávají kratší řezanku, kdežto materiály různě spletené (vojtěška apod.) řezanku delší.

Kromě uvedených vlastností mohl by přechod materiálu přes ložisko ovlivnit ještě i synký úhel materiálu, avšak s ohledem na to, že konce šnekovic jsou k sobě poměrně velmi přiblíženy, bylo od podrobného vyšetřování této vlastnosti upuštěno.

2.27. Souhrn

Z výsledných diagramů (obr. 8) a z toho co bylo výše uvedeno lze vyvodit tento souhrnný závěr:

a) S ubývající délkou řezanky se v podstatě zvětšuje Φ a ubývá L (s jistotou, v možných mezích ležící výjimkou u vojtěškového sena), takže za základní charakteristickou vlastnost materiálu, pokud jde o jeho rozmělnění, lze považovat pouze průměrnou délku částic materiálu, která má být do 40 mm. Tento závěr platí za předpokladu, že k řezání bylo použito strojů běžných v naší zemědělské praxi.

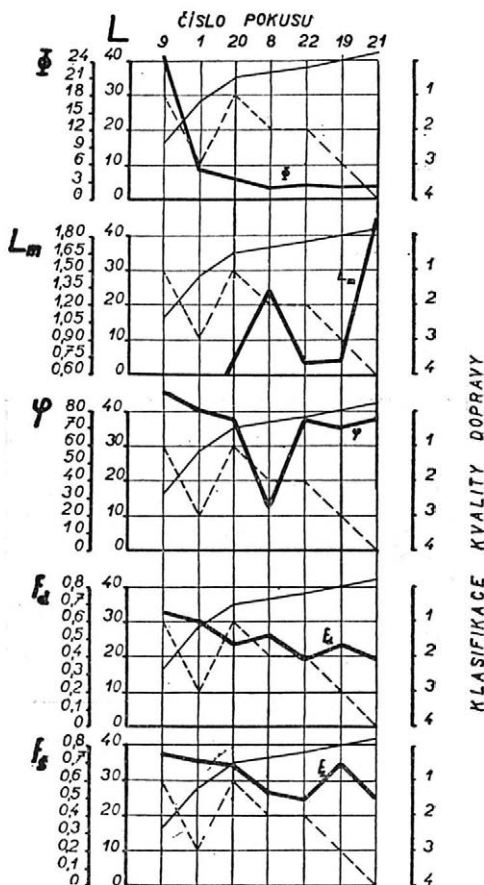
b) Pokud jde o obsah vody v materiálu, je jeho význam mnohem menší než význam délky částic materiálu.

c) Nebyl shledán podstatný vliv tření materiálu o ocel na kvalitu dopravy.

d) Schopnost materiálů vytvářet chuchvalce je pro dopravu nepříznivá a i při dodržení podmínky pro délku řezanky může při dopravě působit jistě nepravidelnosti.

2.3. Dávkování krmiva

Při posuzování schopnosti dávkování krmiva šnekovým žlabovým dopravníkem s volným dnem šneku a dvojitým žlabovým tělesem musíme hodnotit



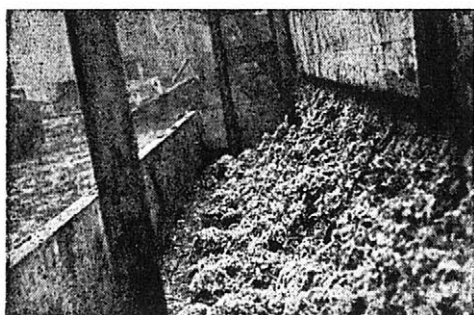
8. Výsledné diagramy.

Φ — poměr částic délky do 40 mm včetně k částicím délky nad 40 mm; L_m — množství částic v materiálu, vyjádřené v %, délky nad 150 mm; ϕ — vlhkost materiálu; f_d — dynamický součinitel tření materiálu o ocel; f_s — statický součinitel tření materiálu o ocel; L — délka částic materiálu (průměrná) mm

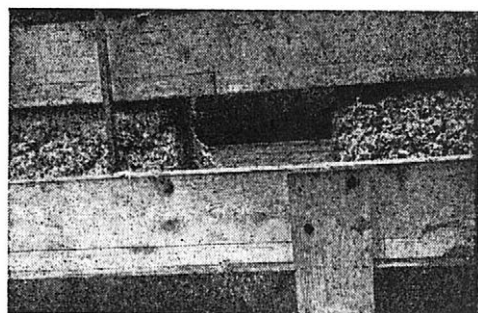
jednak rovnoměrnost dávkování po délce žlabového tělesa, jednak rovnoměrnost dopravovaného množství krmiva na jednu a druhou stranu žlabového tělesa.

2.31. Dávkování krmiva po délce žlabu

Rovnoměrnost dávkování krmiva po délce žlabu je vcelku uspokojivá (obr. 9). Byla zjišťována vážením vzorků, odebraných z různých míst délky žlabového tělesa (obr. 10). To ovšem platí u těch materiálů, které mohou být klasifikovány prvním nebo druhým stupněm kvality dopravy. U ostatních materiálů, jak již bylo uvedeno, dochází k pěchování materiálu pod ložisky, což působí pochopitelně nerovnoměrnosti dávkování.

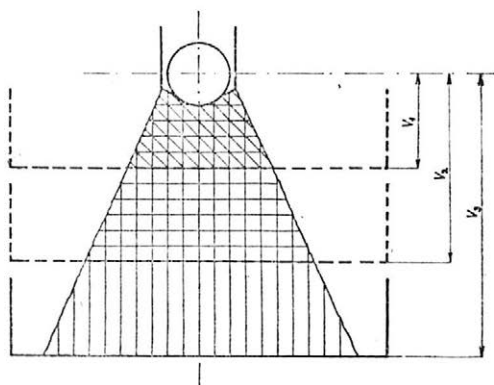


9. Pohled na krmivo (cukrovarské řízky) ve žlabovém tělese

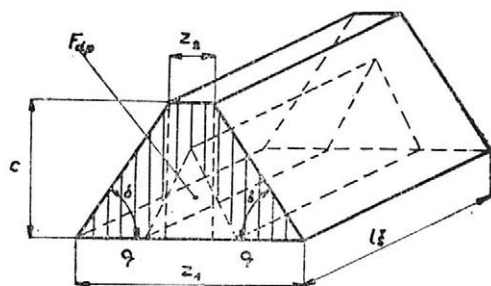


10. Vybrané krmivo ze žlabového tělesa ke zjišťování rovnoměrnosti dávkování

Pokud jde o množství materiálu, dopravené na jeden délkový metr žlabového tělesa, je nejsnáze regulovatelné změnou výškové polohy šneku s bočnicemi vzhledem ke dnu žlabového tělesa. Tím se dosáhne stejného účinku, jako kdybychom naopak při nezměněné poloze šneku měnili výškovou polohu dna žlabového tělesa (obr. 11).



11. Schéma pro stanovení regulace dávkování změnou výškové polohy šneku nade dnem žlabového tělesa



12. Schéma pro výpočet váhového množství krmiva, dopravovaného do žlabového tělesa

Kromě toho bylo možno podobného výsledku dosáhnout i změnou výškové polohy bočnic vůči šneku. Tato regulace je však mnohem méně účinná a vyžaduje složitější konstrukční úpravy.

2.32. Výpočet váhového množství krmiva ve dvojitým žlabovém tělese šnekového žlabového dopravníku

Pod dopravním šnekem šnekového žlabového dopravníku vytváří materiál vcelku pravidelný tvar, jehož profil je lichoběžníkový a délka se rovná délce zaplnění žlabu (obr. 12). Je-li žlab opatřen dělicí přepážkou, je samozřejmě užitečný profil tohoto tvaru lichoběžník, zmenšený o plochu profilu dělicí přepážky. Objem V vyplněný materiálem bude

$$V = F \cdot l_s = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot c - F_{dp} \right) \cdot l_s \quad (\text{m}^3) \quad (1)$$

a váha krmiva ve žlabu G

$$G = V \cdot \gamma \quad (\text{kg}) \quad (2)$$

kde: F = plocha profilu krmiva ve žlabu (m^2)

γ = objemová váha krmiva (kg m^{-3})
ostatní ozn. podle obr. 12

Zavedme dále jako srovnatelnou veličinu objem V_{jed} , vyplněný krmivem na jednom délkovém metru žlabového tělesa, a váhu materiálu g rovněž na jednom délkovém metru žlabového tělesa a hledejme závislost této veličiny na výšce nastavení dopravního šneku c , synném úhlu materiálu δ a objemové váze materiálu γ .

Pro objem V_{jed} nacházíme

$$V_{jed} = \left(\frac{c}{\text{tg } \delta} + z_2 \right) \cdot c \quad (\text{m}^3) \quad (3)$$

a pro váhu g

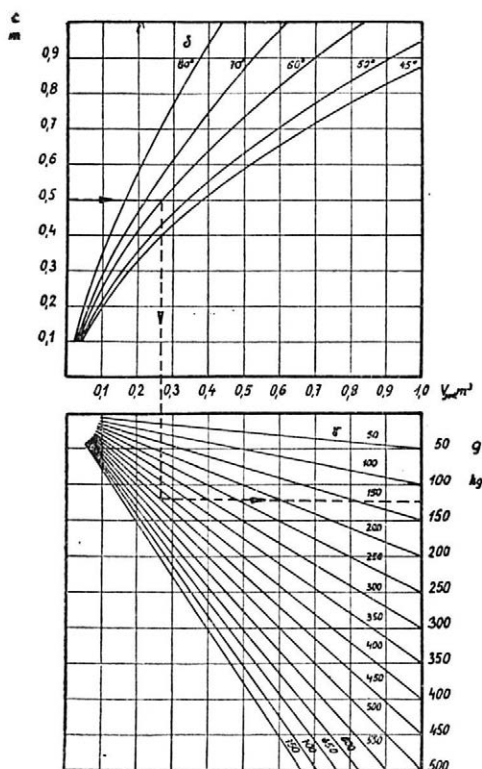
$$g = \left(\frac{c}{\text{tg } \delta} + z_2 \right) \cdot c \cdot \gamma \quad (\text{kg}) \quad (4)$$

Tento výpočet platí pro $F_{dp} = 0$ a dále za předpokladu, že šířka dvojitého žlabového tělesa je větší než maximální předpokládaná velikost rozměru z_1 . Pro případ, že by bylo použito dělicí přepážky, bylo by nutno výpočet provést pro zmenšenou plochu profilu materiálu.

Pro rychlý výpočet rovnice (4) pro různé c , δ , γ byl sestrojen nomogram (obr. 13). K tomu nutno dodat, že kdyby měl žlab dělicí přepážku, bylo by nutno velikost jejího profilu odečítat na stupnici V_{jed} diagramu 1.

2.33. Dávkování krmiva do stran

Rovnoměrnost dávkování krmiva na jednu a druhou stranu dvojitého žlabového tělesa je opět vcelku vyhovující. V této souvislosti je nutno se zmínit o dělicí přepážce, umístěné podélně ve žlabovém tělese pod dopravním šnekem.



13. Nomogram pro výpočet váhového množství krmiva, dopraveného na jeden délkový metr žlabového tělesa

Jak se praktickými zkouškami prokázalo, není tato přepážka nutná, neboť zvířata pohodlně dosáhnou k veškerému krmivu v prostoru pod dopravním šnekem. Kdyby si však proti sobě stojící zvířata vzájemně žrala krmivo, bylo by možno doporučit pouze rovninnou dělicí stěnu (svislou), umístěnou pod osou šneku na dně žlabového tělesa. Prostorově vytvářená přepážka (obr. 1) totiž zbytečně zvětšuje nutné celkové rozměry žlabového dopravníku.

Případné nerovnoměrnosti v dávkování do stran je možno odstraňovat buď různým výškovým nastavením bočnic šneku anebo přiměřeným bočním posunutím žlabové přepážky.

Z uvedeného vyplývá, že velikost dávkování je regulovatelná a proto nebylo této otázky v rámci laboratorních zkoušek věnováno více pozornosti.

2.4. Konstrukce detailů šnekového žlabového dopravníku s volným dnem šneku

Zásadní směrnice pro konstrukci šneku byly uvedeny již ve stati 2.13. K tomu je nyní nutno doplnit, že kromě pokusů se šnekem průměru 200 mm byly konány též pokusy se šnekem průměru 150 mm a 400 mm.

2.41. Šnek o průměru 150 mm

Výše popsany funkční model šnekového žlabového dopravníku byl upraven tak, že šnekovice průměru 200 mm byla nahrazena šnekovicí průměru 150 mm a byl proveden pokus s dopravou cukrovarských řízků. Při tomto pokusu bylo dosaženo hodinové výkonnosti 3341 kg h^{-1} , což je ve srovnání s předcházejícími výsledky až překvapivě málo. Příčina spočívá v tom, že s ohledem na malý průměr šneku musí být i bočnice šneku poměrně blízko u sebe a dopravovaný materiál má schopnost vytvořit při plnění šneku vzpěrnou klenbu (mezi bočnicemi), která sama nepropadne. Vzhledem k tomu, že těchto výsledků bylo dosaženo s materiálem, jehož vlastnosti jsou pro dopravu šnekem nejprůběžnější (ze zkoušených krmiv), bylo od dalších pokusů upuštěno.

2.42. Šnek o průměru 400 mm

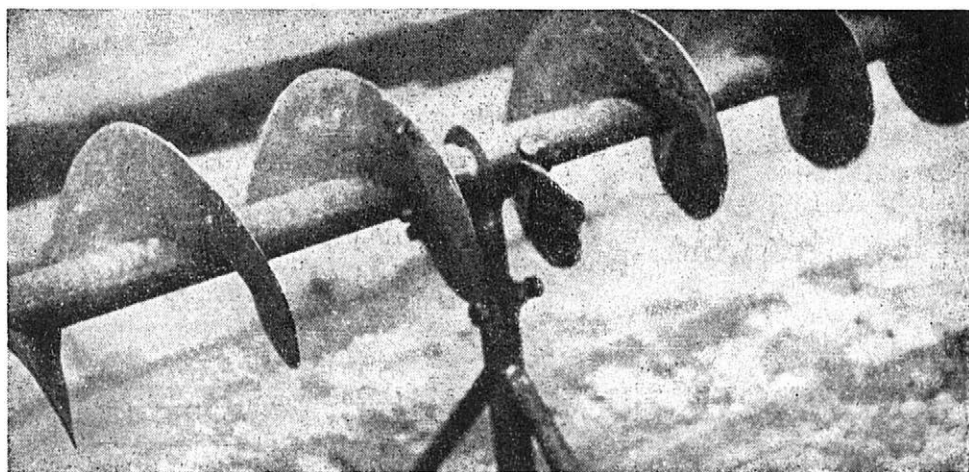
Šnek o průměru 400 mm byl sledován ve volné stáji pro mladý dobytek školního statku v Horkách u Mladé Boleslavi. Tento šnek byl upraven s jednostranným žlabovým tělesem, počet otáček 82 min^{-1} . Šnek byl uložen ve valivých ložiskách. Při prvním informativním sledování bylo zjištěno, že při dopravě

směsi (seno s cukrovarskými řízky a silážovanými řepnými skrojky neřezanými) je průběh dopravy velice neuspokojivý a v podstatě se projevovaly stejné závady jako při dopravě šnekem o průměru 200 mm (kupení materiálu u ložisek, vytlačování materiálu pod ložisky). To je příčinou vzniku velmi značně zvýšených třecích odporů šneku o materiál, takže motor o výkonu 3 kW není schopen dopravit materiál v délce žlabu dále než 10 až 15 m. Proto byly u jednoho ložiska provedeny úpravy podle údajů, uvedených ve stati 2.13. a valivé ložisko bylo nahrazeno ložiskem kluzným, jehož rozměry byly podstatně menší. Ani tato úprava však nevedla k podstatnému zlepšení činnosti dopravníku, neboť i potom se projevoval nepříznivý účinek příliš velkých rozměrů částic materiálu. Poněvadž v místě sledování nebyla možnost připravit krmivo náležitě rozřezané, byl později dopravník vyřazen z provozu a demonstrován. V podstatě však lze odvodit, že výše vyslovené závěry, týkající se požadavků na délku řezanky, jsou platné i pro větší průměry šneků.

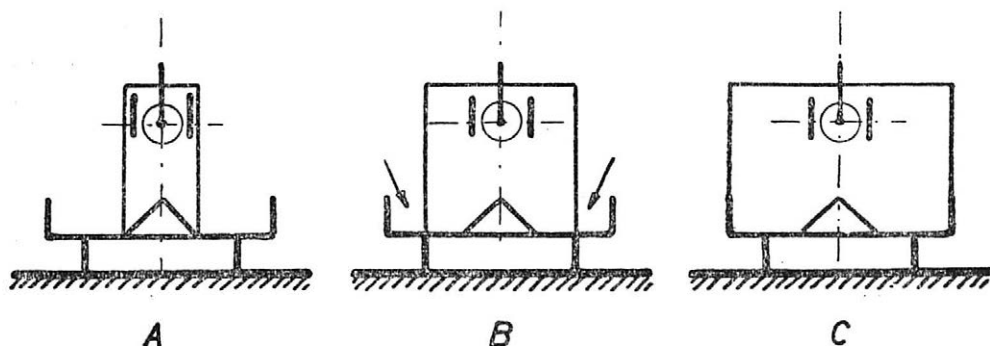
2.43. Stojany ložisek

Stojany ložisek mohou být upraveny buď pro uchycení šneku shora (obr. 1) nebo pro uchycení šneku zespoda (obr. 14). Vždy ovšem musí umožňovat výškové přestavování šneku s bočnicemi. Pokus, provedený s ložiskem uchyceným zespoda, dopadl zcela negativně. Přechod materiálu přes toto ložisko byl nepoměrně svízelnější než přechod materiálu přes ložisko uchycené shora.

Stojany ložisek mohou být upraveny podle obr. 15 A, B, C. Úprava podle obr. 15 A zabraňuje plynulému vypadávání krmiva do žlabového tělesa. Tato závada se projevila na dopravníku v Horkách. Úprava podle obr. 15 B zabraňuje snadnému vyžírání krmiva z míst, označených šipkami. Tato závada se projevila u funkčního modelu šnekového žlabového dopravníku. Návrh na správné řešení stojanu ložiska je na obr. 15 C.

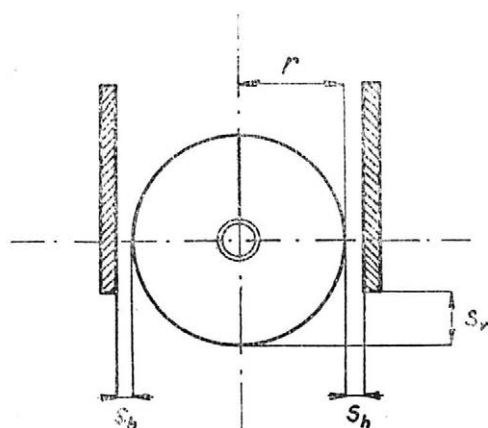


14. Ložisko dopravního šneku, uchycené zespoda



15. Schéma různých úprav stojanu ložiska šneku

2.44. Bočnice šneku



16. Schéma vzájemné polohy dopravního šneku a jeho bočnice

V průběhu prováděných pokusů se šnekovými žlabovými dopravníky bylo zjištěno, že poloha bočnic vůči šneku má být ve vodorovné rovině taková, aby vzdálenost mezi obvodem šnekovice a bočnicemi (ozn. S_h) byla co možno malá, prakticky asi 10–20 mm. Tím se zabráňuje odvalování materiálu spolu se šnekem a zlepšuje dopravní účinek šneku.

Výšková poloha bočnic má být upravena tak, aby míra s_v (obr. 16) byla

$$s_v = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{2} \right) r$$

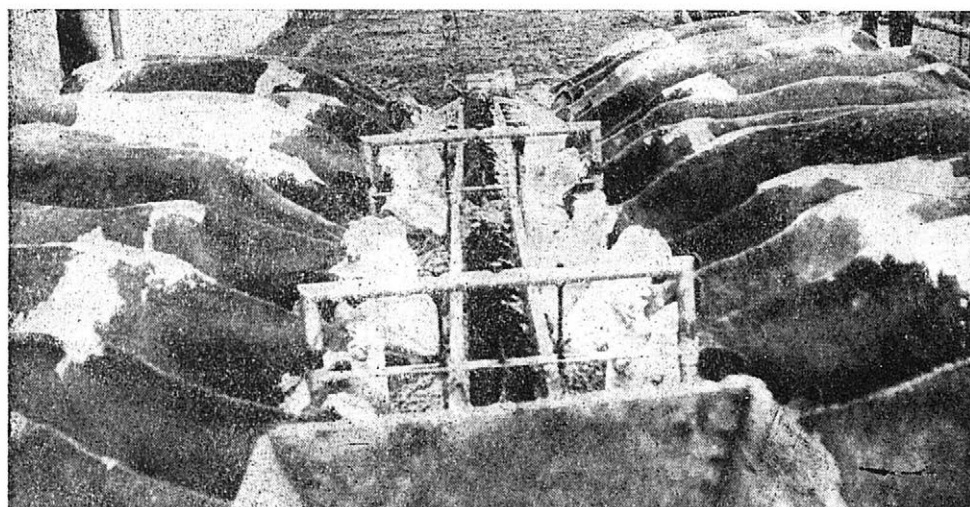
2.45. Žlabové těleso

Při provozních zkouškách funkčního modelu šnekového žlabového dopravníku, prováděných ve volné stáji pro dojnice hospodářství Amálie (ČSSS Lány), bylo shledáno, že při délce naplnění žlabového tělesa 9 m žralo současně z každé strany 14 krav, tedy celkem 28 kusů (obr. 17). Odtud lze stanovit, že na jeden kus bylo zapotřebí 0,64 m délky žlabu. Přitom byla zvířata ovšem poměrně dost stísněna, takže pro praktický provoz nutno požadovat na jeden kus délku žlabu l_1 .

$$l_1 = 0,75 \div 0,80 \text{ m}$$

2.46. Zakrytí dopravníku

Pokud by byl dopravník umísťován do otevřeného prostoru (ve výběžích apod.) má být vždy zakryt přístřeškem. Při pokusech bylo totiž zjištěno, že u materiálu, který v dešti zvyšuje vlhkost, se mění sypaný úhel δ a tím i za jinak nezměněných podmínek množství dopravovaného krmiva (viz rovnici 4 ve stati 2.32.).



17. Celkový pohled na šnekový žlabový dopravník s volným dnem šneku

3. Šnekový žlabový dopravník se šnekem volně uloženým ve žlabu

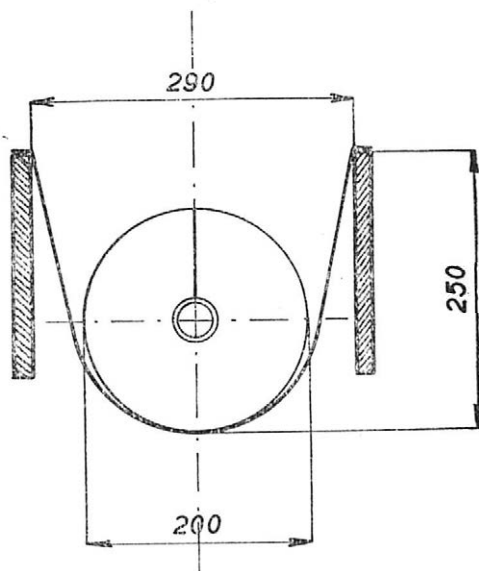
3.1. Konstrukce funkčního modelu

Šnekový žlabový dopravník se šnekem volně uloženým ve žlabu byl upraven z funkčního modelu, popsaného v předcházejících statích, a to tak, že byla odstraněna ložiska šneku a šneky byly volně uloženy do plechového žlabu, který byl zachycen horními okraji na dřevěné bočnice, které byly převzaty z předcházející úpravy (obr. 18). Ve dně žlabu byly upraveny otvory v délce 400 mm, šířce 150 mm při vzdálenosti mezi dvěma sousedními otvory 400 mm. Počet otáček byl po funkčním přezkoušení snížen na $n = 100 \text{ min}^{-1}$.

Ostatní konstrukční parametry byly ponechány stejné jako u úpravy šnekového žlabového dopravníku s volným dnem šneku.

3.2. Část experimentální

S dopravním šnekem (upraveným podle stati 3. 1.) byly zahájeny pokusy s dopravou zelených materiálů. První informativní pokus bez prováděných měření byl uskutečněn se zelenou řezankou z jarní směsky, která byla sklízena žací řezačkou SRUZ-138. Doprava, vypádávání materiálu do žlabového



18. Schéma šneku, volně uloženého ve žlabu

V. Použité materiály a výsledky zkoušek se zelenými krmivy
(Šnekový žlabový dopravník se šnekem volně uloženým ve žlabu)

Poř. č. pokusů	Materiál	Vlastnosti materiálu				Výsledky pokusů		
		průměrná délka částic mm*)	vlhkost %	Φ	L_m	dosažená hodinová dopravní výkonnost kg h ⁻¹	naměřený příkon W	klasifikace kvality dopravy
23	Slunečnice s kukuřicí, zelená, sklizená žací řezačkou SŘUZ – 138	37	83,20	2,40	1,17	4220	1000 – 2000	1
24	Zelená vojtěška, sklizená celá, neřezaná	nezjišťováno				0	neměřeno	5
25	Slunečnice s kukuřicí, zelená, sklizená žací řezačkou SŘUZ – 138	37	83,20	2,40	1,17	4364	1000 – 2000	1
26	Zelený jetel s trávou, sklizený žací řezačkou SŘUZ – 138	74	75,20	0,23	7,48	893	neměřeno	2
27	Zelený jetel s trávou, sklizený žací řezačkou SŘUZ – 138	74	75,20	0,23	7,48	1106	neměřeno	2
28	Zelená vojtěška, sklizená přímotokým cepovým sklizečem	30	77,64	4,35	1,59	1506	neměřeno	2

*) Průměrná délka částic materiálu byla zjišťována vždy jako aritmetický průměr nejméně 400 jednotlivě změřených částic

tělesa, jakož i dávkování proběhlo bez nejmenších závad. Proto bylo přikročeno k provádění dalších pokusů, jejichž souhrnné výsledky jsou uvedeny v tabulce V. V této tabulce jsou současně uvedeny vlastnosti použitých materiálů.

Pokusy č. 23 a 25 proběhly zcela bez závad. Při pokusu č. 24 došlo vzápětí po zavedení materiálu do stroje k jeho navinutí přes obvod šnekovice. Pokusy č. 26 a 27 proběhly bez závad, avšak častěji než u pokusů č. 23 a 25 docházelo k odvalování materiálu spolu se šnekovicí, což bylo zřejmě způsobeno příliš velkou délkou částic materiálu. Průběhu dopravy tato okolnost není na závadu, avšak zpomaluje se tím pohyb materiálu ve směru osy šneku, což má za následek snížení hodinové dopravní výkonnosti.

3.3. Zhodnocení výsledků zkoušek

Provedeme-li pouze informativní srovnání těchto výsledků s výsledky pokusů obsažených ve statí 2.15. shledáváme, že u pokusů č. 23 a 25 bylo použito sice materiálů s délkou řezanky kratší než 40 mm, avšak bylo dosaženo nepoměrně vyšší hodinové dopravní výkonnosti.

Při pokusech č. 26 a 27 bylo použito materiálů, které nebyly šnekem s volným dnem vůbec dopravovatelné.

Lze tedy vyslovit prokázaný závěr, že totiž šnek volně uložený ve žlabu má schopnost pracovat s materiály podstatně delšími (s větší průměrnou délkou částic) než šnek s volným dnem.

Při tomto hodnocení ovšem nelze přehlédnout skutečnost, že volné uložení šneku ve žlabu klade podstatně vyšší nároky na výrobu stroje, neboť jak šneky, tak i žlab musí být velmi pečlivě provedeny. Různé výrobní nepřesnosti měly by totiž za následek zvýšené opotřebovávání šnekovic a žlabů. Při této příležitosti je nutno poukázat na to, že při dosud prováděných pokusech nebylo možno podrobněji sledovat opotřebení těchto strojních částí, které bude zajisté tím větší, čím vzdálenější je třecí místo od násypky. V místě, kde se již nachází dopravovaný materiál, je šnek „mazán“ roztíranými částicemi dopravovaného materiálu.

3.4. Dávkování krmiva

Při zkouškách šnekového žlabového dopravníku se šnekem volně uloženým ve žlabu byla prováděna podrobná měření velikosti jednotlivých dávek krmiva, dodaného do žlabového tělesa. Po každém pokusu bylo zváženo krmivo pod každým výpadečným otvorem žlabu. K tomu je třeba podotknout, že měření bylo prováděno proto, aby mohla být stanovena nerovnoměrnost dávkování. Pokud jde o absolutní velikost dávek, není tato směrodatná, neboť zvětšení dávek bylo by možno dosáhnout zvýšením dopravního šneku nade dnem žlabového tělesa. Výsledky měření dávek jsou obsaženy v tabulce VI. Pohled na naplněný žlabový dopravník je na obr. 19.

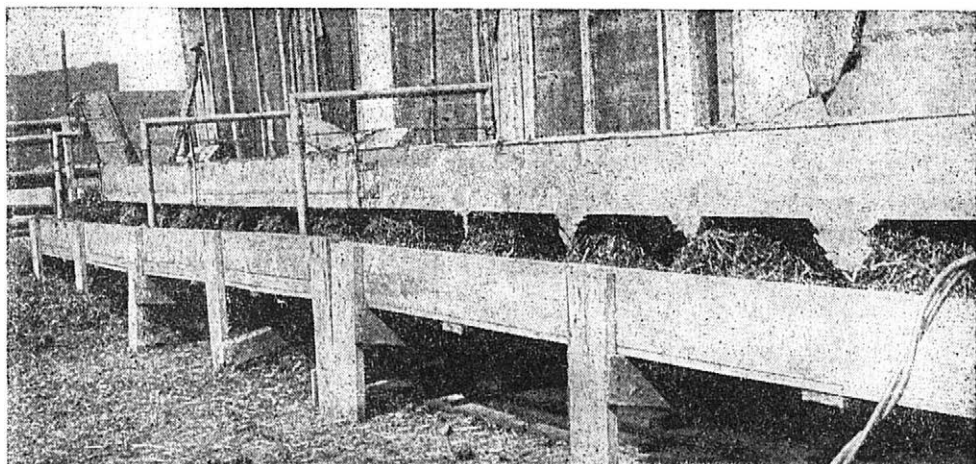
Nepravidelnosti dávkování jsou, jak bylo pozorováno, způsobeny jednak tím, že šnek v místě spojení (kde je přerušena šnekovice) vyhazuje materiál přes vrchní okraj žlabu a dále vzdáleností výpadečného otvoru od násypky.

Nerovnoměrnosti dávkování, způsobené vyhazováním krmiva přes vrchní okraj žlabu, lze snadno odstranit buď hlubším žlabem anebo pomocí štítků, které se upevní v místě spojení šneků k hornímu okraji žlabu.

Nerovnoměrnost dávkování, způsobená vzdáleností výpadečného otvoru od násypky, se projevuje tím, že čím je výpadečový otvor vzdálenější od násypky, tím je vydané množství krmiva menší. To lze vysvětlit tím, že čím je otvor

VI. Výsledky dávkování šnekem volně uloženým ve žlabu

Poř. č. pokusu	Průměrná váha jedné dávky kg		Výpadový otvor, číslo										
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
23	25,50	Váha materiálu kg	16,00	19,00	21,00	19,00	28,00	26,00	26,00	34,00	36,00	30,00	46,00
		Odchylka od prům. dávky %	-37,3	-25,5	-17,6	-25,5	+9,8	+2,0	+2,0	+33,3	+41,2	+17,6	+80,4
26	7,70	Váha materiálu kg	4,50	7,00	6,00	5,25	8,25	7,00	7,50	9,25	10,00	8,75	11,25
		Odchylka od prům. dávky %	-41,2	-9,1	-22,1	-31,8	+7,1	-9,1	-2,6	+20,1	+29,9	+13,5	+46,1
27	6,25	Váha materiálu kg	4,25	4,25	6,50	5,00	6,75	7,00	6,50	8,25	6,75	6,25	7,25
		Odchylka od prům. dávky %	-32,0	-32,0	+4,0	-20,0	+8,0	+12,0	+4,0	+32,0	+8,0	0	+16,0
28	13,15	Váha materiálu kg	1,00	8,50	9,50	9,00	15,50	13,50	13,50	15,00	15,00	15,50	16,50
		Odchylka od prům. dávky %	nesta- noveno	-35,4	-27,8	-31,6	+17,9	+2,9	+2,7	+14,1	+14,1	+17,9	+25,5



19. Celkový pohled na dopravník se šnekem volně uloženým ve žlabu. Dopravník je naplněn jetelem s trávou

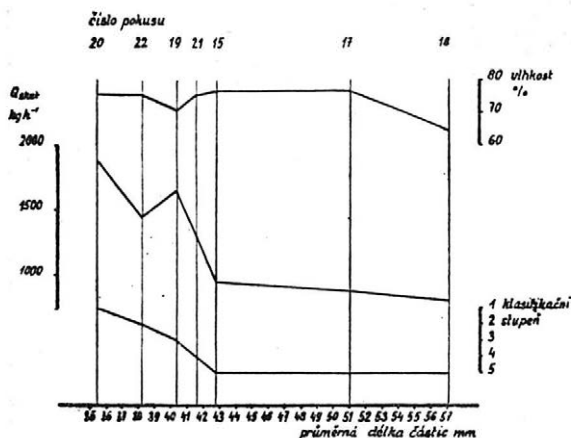
vzdálenější od násypky, tím kratší je doba, po kterou je materiál do něho vytlačován. K podobnému výsledku se dochází i porovnáním pokusů č. 26 a 27. U pokusu č. 27. bylo totiž při větší dopravní výkonnosti dosaženo nižší průměrné dávky, což lze vysvětlit opět tím, že materiál probíhá nad každým otvorem kratší dobu a tím kratší je také doba, po kterou je materiál do tohoto otvoru šnekem vytlačován. Je nutné si totiž uvědomit, že i když navrstvený již materiál pod výpadečným otvorem tento otvor ucpe, probíhá vytlačování materiálu šnekem do tohoto otvoru částečně ještě dále, takže navrstvená hromada se vlastně trochu lisuje. Tato záležitost by mohla být řešena např. úpravou měnitelné velikosti výpadečových otvorů (např. šoupátky) nebo proměnlivou výškou šneku nade dnem žlabového tělesa (tato výška by se mohla zvětšovat směrem od násypky).

3.5. Příkon hnacího motoru

U dopravníku s volně uloženým šnekem ve žlabu je zajímavý i příkon hnacího motoru. Proto byl podrobně měřen v průběhu dvou pokusů. Bylo shledáno, že po počátečním zvyšování příkonu nastane na jistou, krátkou dobu ustálení a potom, zdánlivě proti očekávání, počíná příkon mírně klesat. Tento jev lze vysvětlit tím, že na počátku plnění žlabového dopravníku je příkon roven příkonu pro běh na prázdko, který je poměrně dosti vysoký. Potom, jakmile se začne přidávat materiál, příkon stoupá, avšak současně se snižuje tření mezi šnekem a žlabem, tedy z celkového příkonu ubývá složky, potřebné k překonávání tření. Tento úbytek je, jak bylo prokázáno, o málo větší než přírůstek příkonu, působený zvětšováním dopravní vzdálenosti.

4. Výsledné hodnocení šnekové žlabové dopravy

Po provedeném prvním pokusu s dopravou materiálu šnekovým žlabovým dopravníkem se šnekem volně uloženým ve žlabu byl nápadný zvýšený dopravní výkon dopravníku ve srovnání s pokusy s původní úpravou stroje. Proto



20. Diagram závislosti mezi hodinovou dopravní výkonností Q_{skut} , vlhkostí materiálu a klasifikací dopravy

kolik stačil dopravník přemístit. Podle potřeby byl tedy dopravník plněn jedním nebo dvěma obsluhovateli. Dosažené hodinové přepravené množství je tedy nutno pro dané podmínky pokládat za maximální. Lze tedy odvodit, že dosažená hodinová výkonnost dopravníku je u materiálu s přibližně stejnou objemovou vahou jistým, byť i ne zcela přesným ukazatelem kvality dopravy. Na základě této úvahy byly srovnávány výsledky pokusů č. 15, 17, 18, 19, 20, 21, 22, sledované údaje byly vyneseny do diagramu (obr. 20), ze kterého lze vyvodit tyto závěry:

Při poměrně málo proměnlivé vlhkosti podobných materiálů a při nevelkém rozdílu v délce řezanky je kvalita dopravy v přímé závislosti na dosahované hodinové výkonnosti. A poněvadž, jak již bylo dříve vysvětleno, je kvalita dopravy především závislá na délce řezanky, lze říci, že za jinak stejných podmínek je dosahovaná hodinová výkonnost závislá na délce řezanky. A dále: pokusem č. 23 a 25 bylo dosaženo hodinové dopravní výkonnosti $Q_{skut} = 4220 \text{ kg h}^{-1}$ a 4364 kg h^{-1} . Tato dosažená hodinová dopravní výkonnost je nápadně vyšší než všechny dříve dosažené přesto, že otáčky šneku byly sníženy ze 130 min^{-1} na 100 min^{-1} . A poněvadž materiál těchto pokusů lze vlastnostmi přirovnat k materiálům pokusů č. 20 a 22, je možné vyslovit tento úsudek:

Za jinak nezměněných podmínek lze dosáhnout nápadného zlepšení kvality dopravy úpravou plechového žlabu s volně uloženou šnekovicí. To je potvrzeno zvýšením hodinové dopravní výkonnosti šnekového žlabového dopravníku.

Uvedený závěr je dále potvrzen pokusem č. 26 a 27, kdy bylo dosaženo uspokojivého přemísťování materiálu, jehož vlastnosti jsou pro daný dopravník velmi nepříznivé a který šnekem s volným dnem by vůbec nemohl být přemísťován.

Na závěr tohoto rozboru nutno ještě doplnit, že tato úvaha má platnost pouze do horní meze veličiny Q_{skut} , která je

$$Q_{skut} = Q$$

kde Q = vypočítaná maximální hodinová dopravní výkonnost šnekového žlabového dopravníku (kg h^{-1}) a je

bylo přikročeno k hlubšímu rozboru vztahu mezi hodinovou dopravní výkonností, kvalitou dopravy a délkou částic materiálu.

Úvodem k tomu rozboru je nutno předestlat vysvětlení příčin značných rozdílů ve výkonnosti dopravníku při různých pokusech. Jde hlavně o ty pokusy, při nichž byl dopravován materiál přibližně stejných objemových vah (zelené materiály s přibližně stejným obsahem vody a s ne příliš rozdílnou délkou řezanky). Při pokusech bylo postupováno vždy tak, že do násypky dopravníku bylo ručně přiváděno tolik materiálu,

$$Q = 15 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot s \cdot n \cdot \gamma \cdot \psi \quad (\text{kg h}^{-1})$$

kde: D = průměr šneku (m)
 s = stoupání šneku (m)
 n = počet otáček šneku (min^{-1})
 γ = objemová váha materiálu (kg m^{-3})
 ψ = součinitel zaplnění dopravního profilu

Pro daný šnek je přibližně (pro $n = 130 \text{ min}^{-1}$, $\psi = 0,4 \div 0,5$,
 $\gamma = 250 \text{ kg m}^{-3}$)

$$Q = 4200 \div 5200 \text{ kg h}^{-1}$$

a pro $n = 100 \text{ min}^{-1}$

$$Q = 3200 \div 4100 \text{ kg h}^{-1}$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že u dopravníku se šnekem s volným dnem je jeho dopravní schopnost využita jen o málo více než z jedné třetiny a méně, kdežto při úpravě šneku uloženého volně ve žlabu může být dopravní schopnosti plně využito.

5. Závěr

Dosud provedenými informativními a laboratorními zkouškami šnekových žlabových dopravníků bylo prokázáno, že:

a) šnekovým žlabovým dopravníkem s volným dnem šneku lze dopravovat objemová krmiva, jejichž průměrná délka částic je menší než 40 mm;

b) šnekovým žlabovým dopravníkem s volně uloženým šnekem ve žlabu lze dopravovat i ty materiály, jejichž průměrná délka částic je větší než 40 mm. Uspokojivého přemísťování materiálu bylo dosaženo ještě při průměrné délce řezanky 74 mm.

Souhrnně lze uvést, že rozhodujícím činitelem, který ovlivňuje schopnost přemísťovat objemové materiály šnekovým žlabovým dopravníkem, je délka částic materiálu. Stroje pro řezání či drcení těchto materiálů, které jsou v našich podmínkách běžné, však dávají řezanku převážně delší než 40 mm. Bude proto nutné buď zkonstruovat řezačky pro kratší řezanku, anebo upustit od požadavku používat pro objemová krmiva šnekových žlabových dopravníků s volným dnem šneku. Naproti tomu lze však očekávat, že pro řezanku z našich řezaček bylo by možno použít šnekových žlabových dopravníků s volně uloženým šnekem ve žlabu či trubce. Tato domněnka vyplývající z výsledků laboratorních zkoušek bude dále ověřována zkouškami provozními.

Došlo dne 30. 9. 1963

Шнековые желобовые конвейеры для объемных кормов

На основании проведенных до сих пор информационных и лабораторных испытаний шнековых желобовых конвейеров было установлено, что:

a) По шнековому желобовому конвейеру со шнеком, дно которого образует объем падающих сверху материалов, можно транспортировать объемные корма, средняя длина частиц которых меньше 40 мм.

б) По шнековому желобовому конвейеру со свободно положенным в желобе шнеком можно транспортировать и такие материалы, средняя длина частиц которых больше

40 мм. Удовлетворительного перемещения материалов было достигнуто уже при средней длине сечки 74 см.

Можно обобщить, что решающим фактором, воздействующим на способность перемещать объемные материалы шнековым желобовым конвейером, является длина частиц материала. Однако машины для резки или дробления материалов, которые являются обычными в наших условиях, дают сечку длиннее 40 мм. Поэтому будет необходимо или сконструировать резальные машины для более короткой резки, или же отказаться от требования применять шнековые желобовые конвейеры со шнеком без дна для объемных кормов. Напротив, можно ожидать, что для резки, даваемой нашими резальными машинами, было бы возможно применить шнековые желобовые конвейеры со свободно расположенным в желобе или трубке дном. Это предположение, исходящее из результатов лабораторных испытаний, будет в дальнейшем проверяться в производственных испытаниях.

Schneckenförderer mit Rinne für voluminöses Futter

Durch die bisher durchgeführten informativen und Laborprüfungen der Schneckenförderer mit Rinne wurde bewiesen, daß

a) mit einem Schneckenförderer mit losem Boden der Schnecke voluminöse Futtermittel, deren Durchschnittslänge der einzelnen Teile weniger als 40 mm beträgt, befördert werden können;

b) mit einem Schneckenförderer mit Rinne, mit einer lose gelagerten Schnecke in einer Rinne, kann auch solches Material befördert werden, wo die Länge der einzelnen Teile über 40 mm beträgt. Man erreichte eine befriedigende Materialbeförderung noch bei einer durchschnittlichen Häcksellänge von 74 mm.

Zusammenfassend kann angeführt werden, daß die Länge der einzelnen Teile des Materials ein entscheidender Faktor ist, der die Fähigkeit voluminöses Material zu befördern, beeinflußt. Die bei unseren Bedingungen üblichen Schneide- oder Zerkleinerungsmaschinen sind jedoch für eine Häcksellänge von über 400 mm konstruiert. Demzufolge wird es notwendig sein, entweder Häckselmaschinen für eine kürzere Häcksellänge zu konstruieren, oder von der Anforderung der Anwendung von Schneckenförderern mit Rinne mit losem Boden der Schnecke für voluminöses Futter Abstand zu nehmen. Demgegenüber kann erwartet werden, daß man für den auf unseren Häckselmaschinen erzeugten Häckel Schneckenförderer mit Rinne mit los gelagerter Schnecke in einer Rinne oder Röhre anwenden könnte. Diese Erwägung, die aus den Ergebnissen der Laborprüfungen hervorgeht, wird durch Betriebsversuche weiter überprüft werden.

Worm Trough Conveyors for Roughage Feedstuffs

By hitherto undertaken informative and laboratory test of worm trough conveyors was proved that:

a) by means of worm trough conveyors with a loose worm bottom roughage fodder can be transported the average particle length of which is smaller than 40 mm.

b) by means of the worm trough conveyor with a loose worm in the trough can even those materials be transported the average particles length of which is larger than 40 mm. A satisfactory translocation of the material was reached even in that case when the average length of the cutting amounted to 74 mm.

In summarizing it can be noted that the decisive factor affecting the translocation capability of roughage material by means of the worm trough conveyor rests with the particle length of the material. Machines of cutting or crushing material currently used under our conditions provide, however, cuttings, predominantly larger than 40 mm. Consequently will it be necessary either to design cutting machines for shorter cuttings or fail to meet the requirement of applying worm trough conveyors with a loose worm bottom for roughage feedstuffs. In contrast to this it may, however, be expected that for the cuttings obtained from our cutting machines worm through conveyors with a loose worm mounted in the trough or the tube could be made use of. This assumption based on the results of laboratory tests is to be further screened in pilot tests.

Předpokládaná ekonomická účinnost horského traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k

Предположительный экономический эффект горного трактора
категории мощности 28 + 10 % л. с.

Die vorausgesetzte ökonomische Wirksamkeit des Schleppers für Gebirgsgebiete
in der Leistungsklasse 28 + 10 % PS

The Anticipated Economical Effectiveness of the Mountain Tractor in the Output
Class 28 + 10 per cent

Inž. Antonín ANDERT
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy
Ředitel ústavu inž. M. Preininger

1. Úvod

V tomto rozboru je hodnocena celková ekonomická účinnost požadovaného horského kolového traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k (který je modifikací univerzálního kolového traktoru této výkonové třídy), a to jen z hlediska nákladové účinnosti.*)

Produkční účinnost, ať přímá nebo nepřímá, je aktivní ve srovnání s mechanizací používající koňského potahu. Produkční účinnost se aktivně projevuje přímo zejména při meziřádkovém obdělávání kultur, nepřímou pak především zmenšením ztrát v důsledku zkrácení agrotechnických lhůt. Avšak v tomto rozboru je produkční účinnost pro oba srovnávané energetické zdroje uvažována jako neproměnná.

V důsledku toho při vyčíslení ekonomické účinnosti uvažovaného horského traktoru jen z hlediska nákladové účinnosti, máme při posuzování celkového ekonomického účinku, jehož se dosáhne při zavedení horského traktoru do zemědělské výroby, určitou kladnou rezervu z hlediska dobrého hospodářského účinku tohoto traktoru na produkci.

Tato uvedená rezerva nám umožňuje krýt na druhé straně některé ztráty v produkci vznikající tím, že se někdy používá traktoru v nevhodné agrotechnické lhůtě.

Rovněž tak i zlepšení podmínek práce řidiče horského traktoru vůči pra-

*) Vztah tohoto horského traktoru k celkové soustavě zemědělských traktorů, zejména jaké jsou na něj kladeny požadavky, jaká má být koncepce, s jakými zemědělskými stroji a nářadím bude pracovat a v jakých podmínkách, na základě jakých zkoušek a poznatků bylo přistoupeno k jeho zařazení do soustavy traktorů bude obsaženo v dalším článku.

covním podmínkám obsluhovatele koňského potahu je v tomto rozboru považováno jako aktivum, jehož ekonomická účinnost není zvláště vyhodnocena.

Mechanizace polních prací však není zajišťována samotným traktorem, ale traktorovým agregátem, který je sestaven z traktoru a příslušného zemědělského stroje nebo nářadí.

Pro tuto ekonomickou studii je uvažováno, že u horského traktoru výkonové třídy 28 + 10 % k jsou u strojů a nářadí, použitých k mechanizaci jednotlivých prací a dopravy během roku, stejné finanční náklady (provozní i investiční) jako u mechanizačních prostředků pro agregaci s běžným univerzálním traktorem této výkonové třídy. Není proto třeba vyhodnocovat celý traktorový agregát, ale postačí zhodnotit jen ekonomickou účinnost traktoru, a to opět jen v parametrech, jimiž se tyto traktory mezi sebou odlišují. Rovněž tak při srovnání horského traktoru s potahy se vychází z předpokladu, že náklady spojené s pořízením a udržováním potahových strojů a nářadí, připadajících na stejný objem prací (event. i plochu zemědělské či orné půdy), jaký je schopen zajistit horský traktor, jsou v základě stejné jak pro potah, tak i pro horský traktor. Ve skutečnosti však jsou pro potahy relativně podstatně vyšší, takže zvýhodnění traktorů vůči potahům bude v podstatě také vyšší než vyplne z rozvahy, provedené v této studii.

2. Ekonomická účinnost horského traktoru při práci na svazích 12–16° ve srovnání s koňským potahem

Vzhledem k tomu, že klasické (dosavadní) univerzální traktory mohou pracovat na svazích do sklonu 12°, je třeba pozemky na svazích od 12 do 16° obdělávat zatím jen potahy. Proto byla pro tyto podmínky práce srovnávána ekonomická účinnost navrženého horského traktoru s ekonomickou účinností koňských potahů. Při tomto úkolu byly nejdříve stanoveny roční pracovní výkony a roční provozní náklady na oba dva uvažované druhy energetických zdrojů. Na základě získaných hodnot byla vyčíslena změna v nákladech na jednotku práce, popř. roční úspory při použití traktoru a doba návratnosti investic.

2.1. Pracovní výkonnost a provozní náklady jednoho páru koní v horské oblasti za rok

1 pár koní odpracuje během roku v horské oblasti na zemědělských a lesních pracích
Pořizovací cena 1 páru koní
Průměrná mzda obsluhovatele koňského potahu je za 1 hod.
— podle VÚZE

$$\begin{aligned} T_{rk} &= 2.000 \text{ h/r} \\ K_{ik} &= 12.000 \text{ Kčs} \\ k_m^k &= 4,98 \text{ Kčs} \end{aligned}$$

Mzda vyplacená při práci obsluhovatele s jedním párem koní během 2.000 hodin (T_{rk}) činí podle VÚZE (základní mzda za vykonanou práci) K_{rdk} =
Roční náklady, spojené s ošetřováním, krmením, ustájením, odpisem (a dalšími stálými náklady) 1 páru koní během 1 roku činí podle VÚZE K_{rk} =
Úhrnné roční provozní náklady na 1 pár koní
Průměrný výkon 1 páru koní během roku $N_k = 2k$
Roční pracovní výkon jednoho páru koní během 2.000 hodin pracovního nasazení činí:

$$\begin{aligned} 9.960,- \text{ Kčs/r} \\ 11.000,- \text{ Kčs/r} \\ 20.960,- \text{ Kčs/r} \end{aligned}$$

$$L_{rk} = T_{rk} \cdot N_k = 2.000 \cdot 2 = 4.000 \text{ kh/r}$$

2.2. Pracovní výkon a provozní náklady horského traktoru za rok při práci na svazích do sklonu 16°

2.21. Pořizovací cena univerzálního kolového traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k je podle údajů výrobce:

Podle přesného propočtu výrobce

$$K'_{itu} = 30\,213 \text{ Kčs}^*)$$

Pro výpočet je vzata pořizovací cena

$$K_{itu} = 30\,200 \text{ Kčs}$$

2.22. Pořizovací cena horské modifikace ve výkonové třídě 28 + 10 % k bude podle údajů výrobce

$$K_{ith} = 33\,900 \text{ Kčs}$$

2.23. Jmenovitý výkon motoru (N_e) horské modifikace traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k v době rozboru

$$N_e = 31 \text{ k}$$

2.24. Soustavou požadovaná měrná spotřeba paliva, odpovídající výkonu 31 k, je

$$q_e^s = 190 \text{ g/kh}$$

V údobí prováděného rozboru může výrobce zaručit výkon motoru s příslušenstvím 31 k, avšak s měrnou spotřebou

$$q_e^e = 190 + 5 \text{ g/kh}$$

Pro výpočet tohoto rozboru bude brána střední hodnota měrné spotřeby paliva ve výši

$$q_e = 192,5 \text{ g/kh}$$

2.25. Průměrná tahová účinnost (η_c) kolového traktoru s ohledem na různé pracovní podmínky horské oblasti bývá ve výši

$$\eta_c = 45 \%$$

*) Pořizovací cena v tomto rozboru je vzata podle údajů výrobce traktorů a není hodnocena co do absolutní výše, ale jen z hlediska relativního vztahu vůči univerzálnímu kolovému traktoru této výkonové třídy.

Skládá se z těchto položek:

Traktor se základním vybavením	22.800,— Kčs
Dekompresor	54,— Kčs
Kompresor pro huštění a brzdění	480,— Kčs
Odpérování přední nápravy	190,— Kčs
Hydraulické zařízení	2.125,— Kčs
Závěs pro přívěs	175,— Kčs
Závaží do zadních kol	790,— Kčs
Závaží do předních kol	305,— Kčs
Budka	2.170,— Kčs
Vzduchotlaké brzdy	1.020,— Kčs
Sedačka pro spolujezdce	104,— Kčs

Uvedené hodnotě tahové účinnosti odpovídá průměrný tažný výkon ze vztahu

$$N_h = N_e \cdot \eta_c = 31 \cdot 0,45 = 13,95 \text{ k}$$

kde: N_h = tažný výkon při jmenovitém výkonu motoru (vk),

N_e = jmenovitý výkon motoru,

η_c = celková účinnost přeměny výkonu motoru na tažný výkon, jejíž hodnota pro kolové traktory kolísá podle podmínek práce od 0,45 do 0,55. Prohorský traktor vzhledem na boční sjíždění vzata nejnižší hranice.

2.26. Jedna motohodina (Mh) odpovídá z hlediska požadavků zemědělské výroby tomu množství mechanické práce, kterou traktor nebo motor vykoná za 1 hodinu při průměrném vytížení motoru na 75 % jmenovitého výkonu. Tato motohodina je pak charakterizována v zemědělském provozu různými ukazateli. Nejrozšířenějším ukazatelem je objem paliva, odpovídající uvedenému množství mechanické práce.

2.261. Stanovení množství paliva odpovídající jedné Mh .

Při výkonu motoru o výši 75 % jmenovitého odpovídá pracovní charakteristice motoru řada možností, při kterých motor dosahuje tohoto výkonu. To vyplývá jednak z proměny kroutícího momentu, jednak ze změn otáček. Tím i měrná spotřeba paliva pro tento výkon je charakterizována proměnnou veličinou. Je proto již z tohoto hlediska obtížné přesně stanovit jednu hodnotu měrné spotřeby paliva k tomuto výkonu a z ní pak stanovit množství paliva, které charakterizuje jednu Mh tohoto motoru při 75 % vytížení.

Další faktor, který ztěžuje stanovení jedné hodnoty množství paliva odpovídající hodinovému chodu motoru při středním výkonu, který je 75 % jmenovitého, je okolnost, že střední hodnota výkonu mohla být získána za různých podmínek, charakterizovaných koeficientem využití času a koeficientem využití jmenovitého výkonu.

Vzájemný vztah je pak patrný z následujícího:

$$\frac{N_{Mh}}{N_e} = 0,75$$

$$N_{Mh} = N_e \cdot \tau \cdot \varepsilon$$

$$\text{po dosazení } \tau \cdot \varepsilon = 0,75$$

kde: N_{MH} = střední výkon příslušného motoru, při kterém motor za hodinu vykoná mechanickou práci odpovídající 1 Mh tohoto motoru

τ = koeficient využití času při Mh

ε = koeficient využití jmenovitého výkonu motoru při Mh

Spotřeba paliva, charakterizující jednu Mh , se pak stanoví podle vztahu:

$$Q_{Mh} = N_e \cdot q_e \cdot \tau \cdot \varepsilon \cdot \xi = N_e \cdot q_e \cdot 0,75 \cdot \xi \quad (\text{kg/Mh})$$

$$Q_{Mh} = \frac{N_e \cdot q_e \cdot 0,75 \cdot \xi}{\gamma} \quad (\text{l/Mh})$$

kde: Q_{Mh} = spotřeba paliva v kg/Mh (l/Mh) traktoru (motoru)

γ = měrná váha paliva (kg/dm^3)

ξ = stupeň změny měrné spotřeby paliva, odpovídající výkonu motoru N_{Mh} , vůči měrné spotřebě paliva při jmenovitém výkonu motoru N_e

Stanovení množství paliva touto metodou je velmi pracné, neboť je třeba blíže znát nejen koeficienty ε , τ a ξ , ale i jejich vzájemný vztah.

2.262. Stanovení množství paliva, odpovídajícího jedné Mh , přibližnou metodou:

a) Za předpokladu, že měrná spotřeba paliva v uvažovaném pracovním rozsahu motoru je konstantní.

Pro usnadnění vyčíslení a s ohledem na plochost charakteristiky měrné spotřeby paliva v závislosti na výkonu motoru předpokládáme, že měrná spotřeba paliva, připadající na jednotku vykonané práce motoru, je v uvažovaném rozsahu proměnného zatížení traktoru a tím i motoru konstantní. Na základě toho je množství vykonané mechanické práce úměrné množství spotřebovaného paliva a koeficient ξ je roven 1. Pro tento případ se množství paliva, odpovídající jedné Mh , stanoví podle vztahu:

$$Q_{Mh} = N_e \cdot q_e \cdot \tau \cdot \varepsilon = N_e \cdot q_e \cdot 0,75 \quad (\text{kg}/Mh)$$

$$Q_{Mh} = \frac{N_e \cdot q_e \cdot \tau \cdot \varepsilon}{\gamma} = \frac{N_e \cdot q_e \cdot 0,75}{\gamma} \quad (l/Mh)$$

$$Q_{Mh} = \frac{31 \cdot 0,1925 \cdot 0,75}{0,84} = 5,6 l/Mh$$

Tento způsob přepočtu je vhodný pro studie, kdy motohodina se vztahuje k mechanické práci, vykonané nejen samotným motorem, ale traktorem. Zde přistupuje další faktor, který ovlivňuje vzájemnou vazbu, a to celková účinnost η_c přeměny mechanické práce motoru na mechanickou práci vykonanou traktorem, potřebnou k zajištění chodu připojeného stroje nebo nářadí. V tomto případě jsou rozdíly mezi skutečnou měrnou spotřebou paliva vůči jedné měrné spotřebě paliva, která je vzata jako neproměnná hodnota, vyrovnávány celkovou proměnnou účinností (η_c) přeměny výkonu motoru na výkon traktoru.

Pro náš případ, kdy za konstantní měrnou spotřebu jsme vzali měrnou spotřebu paliva q_e , tj. dosahovanou při jmenovitém výkonu motoru, je na druhé straně vzata celková účinnost $\eta_c = 0,45 - 0,55$, a to její spodní hranice.

b) Motor považujeme jako měnič tepelné energie, obsažené v palivu, na mechanickou práci.

Při tomto způsobu se řídíme tím, že motor přeměňuje energii obsaženou v palivu na různé formy, z nichž část je přeměňována na mechanickou práci. Výkonnost tohoto měniče je pak charakterizována množstvím zpracovaného paliva. Takovémuto stanovisku pak nejlépe vyhovuje sledování spotřeby paliva jako ukazatele pracovního výkonu uvažovaného měniče energie.

Uvedený způsob se velmi blíží předcházející metodě. Množství paliva, které odpovídá jedné Mh , se stanoví ze vztahu:

$$Q_{Mh} = \frac{N_e \cdot q_e \cdot \eta_{Mh}}{\gamma} \quad (l/Mh)$$

kde: η_{Mh} = stupeň využití výkonu měniče tepelné energie paliva (motoru) na mechanickou práci, který je uvažován pro stanovení Mh

c) Výrobce traktoru však ve svých návodech na technickou údržbu (TÚ) univerzálního traktoru téže výkonové třídy zatím uvažuje spotřebu paliva na Mh jen ve výši

$$Q'_{Mh} = 4,25 l/Mh'$$

Při srovnání se způsobem, uvažovaným zemědělskou stranou na stanovení množství paliva na 1 Mh, odpovídá tato spotřeba jen 56 % hodinové spotřeby paliva motoru traktoru při jmenovitém výkonu; z hlediska vytížení výkonu energetického zdroje mechanické práce je to méně než 56 % jmenovitého výkonu motoru.

2.27. Množství práce, které traktor vykoná v tažném účinku, po odpracování 1 Mh:

$$L_{Mh} = \frac{N_h \cdot 3600 \cdot \frac{N_{Mh}}{N_e}}{3600} = \frac{13,95 \cdot 3600 \cdot 0,75}{3600} = 10,45 \text{ kh/Mh}$$

kde: L_{Mh} = Množství mechanické práce, které vykoná traktor po odpracování 1 Mh v kh/Mh

2.28. Množství práce, které horský univerzální traktor vykoná za rok, je vhodné vyčíslit v množství mechanické práce, kterou traktor vykoná za rok při tažném přenosu výkonu traktoru. To proto, abychom takto formulovaný pracovní výkon mohli porovnávat s pracovním tažným výkonem koňského potahu, který má vesměs charakter tažné mechanické práce.

Lze předpokládat, že horský traktor dosáhne ročního pracovního vytížení ve výši

$$T_{Mh} = 1000 \text{ Mh/r}$$

Převedení ročního pracovního vytížení na mechanickou práci v tažném výkonu provedeme podle vztahu

$$L_{rt} = T_{Mh} \cdot L_{Mh} = 1000 \cdot 10,45 = 10\,400 \text{ kh/r}$$

kde: L_{rt} = množství mechanické práce kh tažného výkonu za rok (kh/r)

T_{Mh} = počet motohodin odpracovaných za rok (Mh/r)

2.29. Roční spotřeba paliva horského traktoru při odpracování určitého počtu motohodin (T_{Mh}) se stanoví podle vztahu

$$Q_{rt} = T_{Mh} \cdot Q_{Mh} = 1000 \cdot 5,6 = 5600 \text{ l/r}$$

kde: Q_{rt} = roční spotřeba paliva horského traktoru

Vycházíme-li ze zásady, že horský traktor vykoná ročně množství práce L_{rt} , kterému odpovídá spotřeba energie obsažená v roční spotřebě paliva Q_{rt} , pak nižšímu vytížení energetického zdroje (proti uvažovanému pro Mh) odpovídá i jiná skutečná délka času, po kterou traktor musí ročně pracovat, aby v této době vykonal množství stanovené práce L_{rt} .

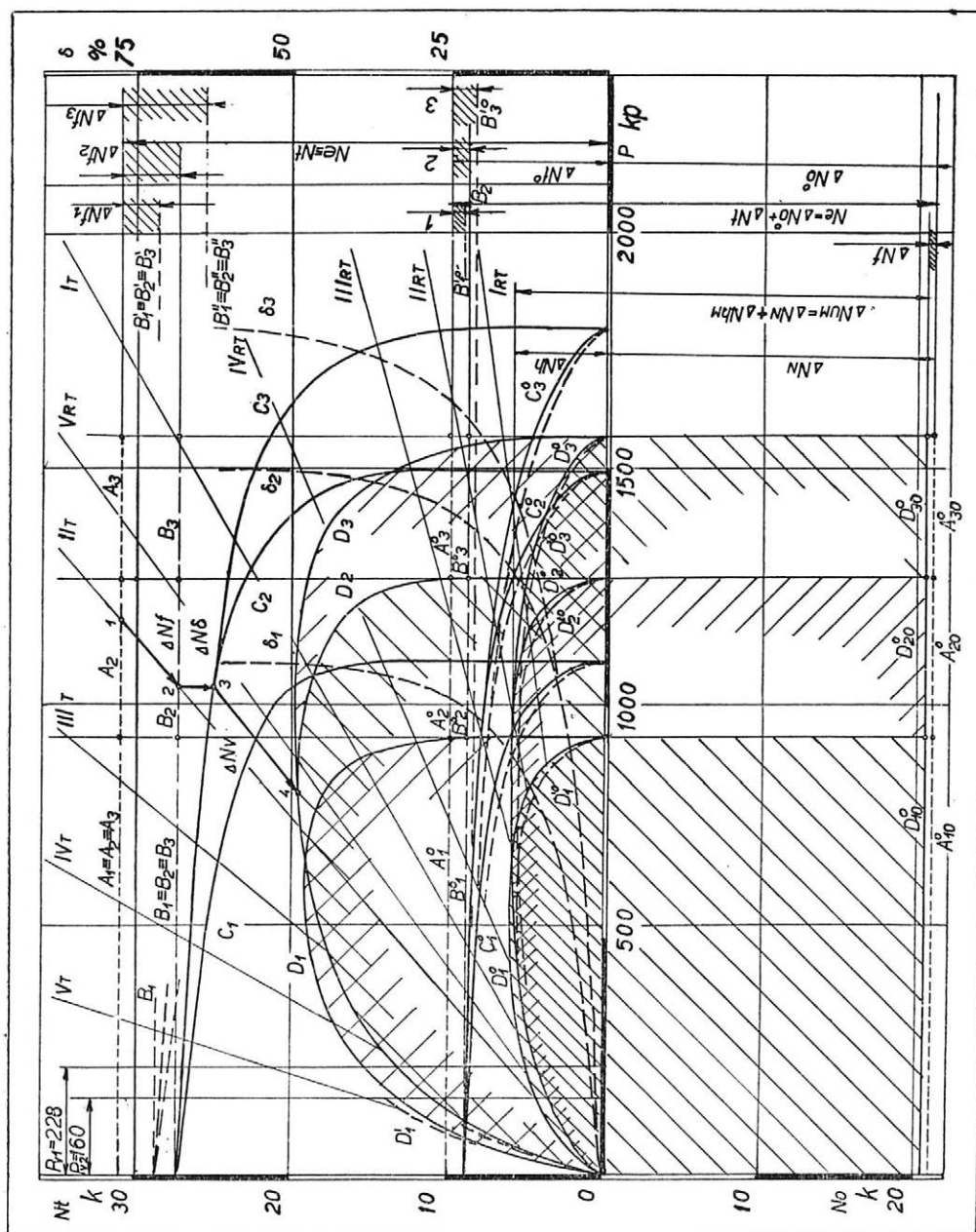
Např. uvažujeme-li podle hlediska průmyslu, že jedna M_h' traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k odpovídá spotřebě paliva $Q'_{Mh} = 4,25 \text{ l}$, pak k vykonání roční práce L_{rt} musí horský traktor vykonat větší počet M_h' podle hlediska průmyslu, a to podle vztahu

$$T'_{Mh} = \frac{Q_{Mh}}{Q'_{Mh}} \cdot T_{Mh} = \frac{5,6 \cdot 1000}{4,25} = 1320 \text{ Mh'/r}$$

kde: $M'h$ = motohodina v pojetí průmyslu

Q'_{Mh} = množství paliva spotřebovaného podle stanoviska průmyslu na jednu Mh u traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k (kg; 1)

T'_{Mh} = počet motohodin v pojetí průmyslu, který musí traktor odpracovat, aby vykonal práci odpovídající Q_{rt} (M'h)



1. Potenciální sdružená výkonová charakteristika traktoru při konstantním odběru výkonu (21 k) od vývodového hřídele. Charakteristika je vypracována pro horský traktor TH-4K4-28 při jízdě po vojtěšce pro tři alternativy mající vliv na tažný výkon, a to:

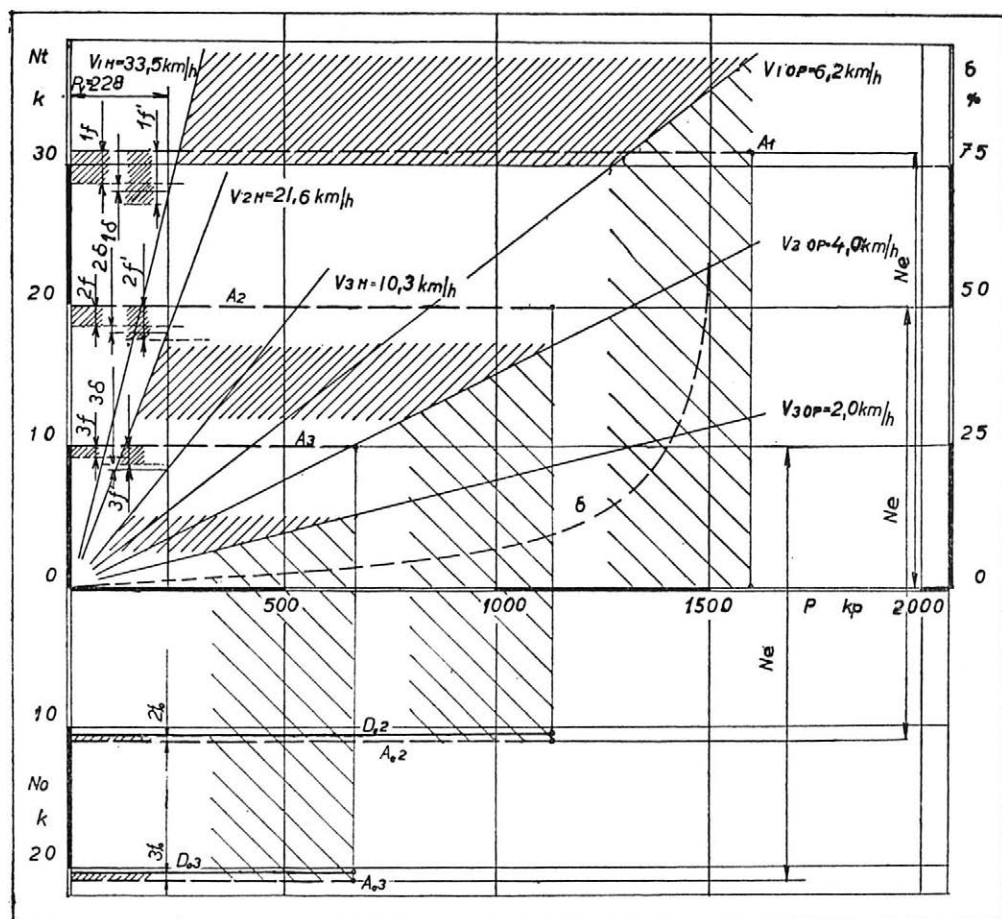
D₁ potenciální tahová charakteristika, nemá-li traktor přídavné závaží; D₂ potenciální tahová charakteristika, má-li traktor přídavné závaží; D₃ potenciální tahová charakteristika, je-li zapnut náhon na všechna 4 kola a traktor má přídavné závaží; D₁⁰–D₁₀⁰ sdružená výkonová potenciální charakteristika při minimální váze traktoru a odběru 21 k na vývodovém hřídeli; D₁⁰–D₁₀⁰ sdružená výkonová potenciální charakteristika při maximální váze traktoru a odběru 21 k na vývodovém hřídeli; D₃⁰–D₁₀⁰ sdružená výkonová potenciální charakteristika při zařazeném náhonu na 4 kola a maximální váze traktoru.

2.291. V praktickém zemědělském provozu však často dochází k podstatně nižšímu vytížení výkonu motoru, což se projevuje vyšší roční spotřebou skutečných hodin než odpovídá počtu T_{Mh} , a to jak v pojetí zemědělském, tak i v pojetí průmyslu. Proto — pro různé podmínky práce — se počet skutečně odpracovaných hodin stanoví podle vztahu

$$T_{rh} = \frac{\frac{N_{Mh}}{N_e}}{\mu_e} \cdot T_{Mh} =$$

$$\text{I. Alt.} = \frac{0,75}{0,50} \cdot 1000 = 1500 \text{ h}$$

$$\text{II. Alt.} = \frac{0,75}{0,40} \cdot 1000 = 1870 \text{ h}$$



2. Charakteristika maximálních a optimálních rychlostí u traktoru TH-4K4-28 při různém odběru výkonu od vývodového hřídele a maximální váze traktoru (indexem č. 1 jsou označeny rychlosti při nulovém odběru výkonu od vývodového hřídele, indexem č. 2 při odběru 11 k a indexem č. 3 při odběru 21 k od vývodového hřídele)

kde: T_{hr} = počet skutečně odpracovaných hodin traktoru za rok (h/r)

η_e = stupeň vytížení výkonu motoru (měniče) průměrně během roku

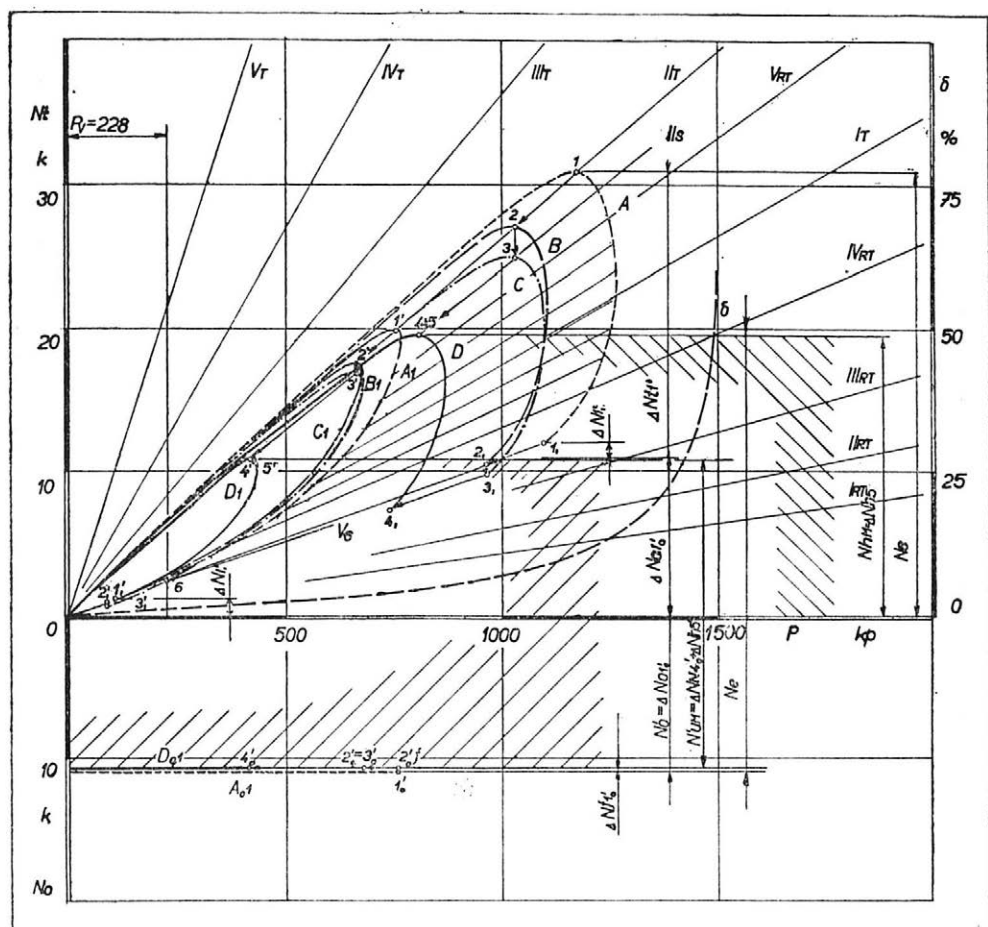
$$\eta_e = \tau_e \cdot \varepsilon_e$$

- I. Alt. — je uvažována pro stávající podmínky střídavého používání traktoru v zemědělských pracích a v dopravě, kdy je uvažováno $\eta_e = 50\%$
- II. Alt. — kdy traktor pracuje převážně v dopravě, kdy vytížení motoru bývá nižší a je uvažováno $\eta_e = 40\%$.

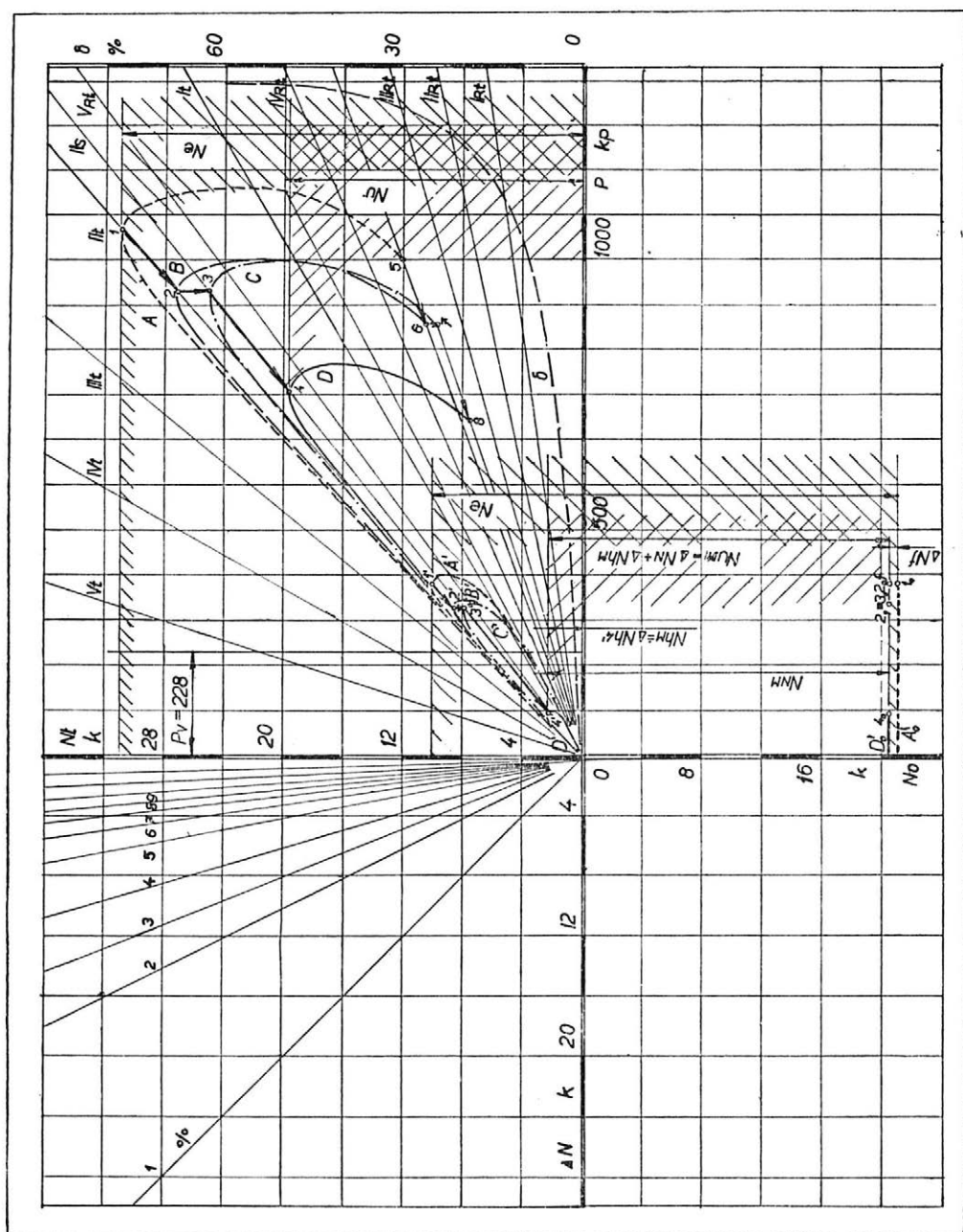
2.3. Srovnání roční pracovní výkonnosti horského traktoru s koňským potahem

Počet párů koní (n), který nahradí jeden horský traktor v horské oblasti, vyplývá z následujícího vztahu:

$$n = \frac{\text{množství práce, v našem případě počet } kh \text{ tažného výkonu, které traktor vykoná za 1 rok}}{\text{množství práce, v našem případě počet } kh \text{ tažného výkonu, které vykoná 1 pár koní za 1 rok}} = \frac{10\,400}{4000} \doteq 2,5$$



3. Sdružená výkonová charakteristika traktoru TH-4K4-28 na druhý převodový stupeň při konstantním odběru výkonu od vývodového hřídele, kdy $N_o = 11$ k



4. Sdružená výkonová charakteristika traktoru TH-4K4-28 na druhý převodový stupeň při konstantním odběru výkonu od vývodového hřídele, kdy $N_o = 21$ k

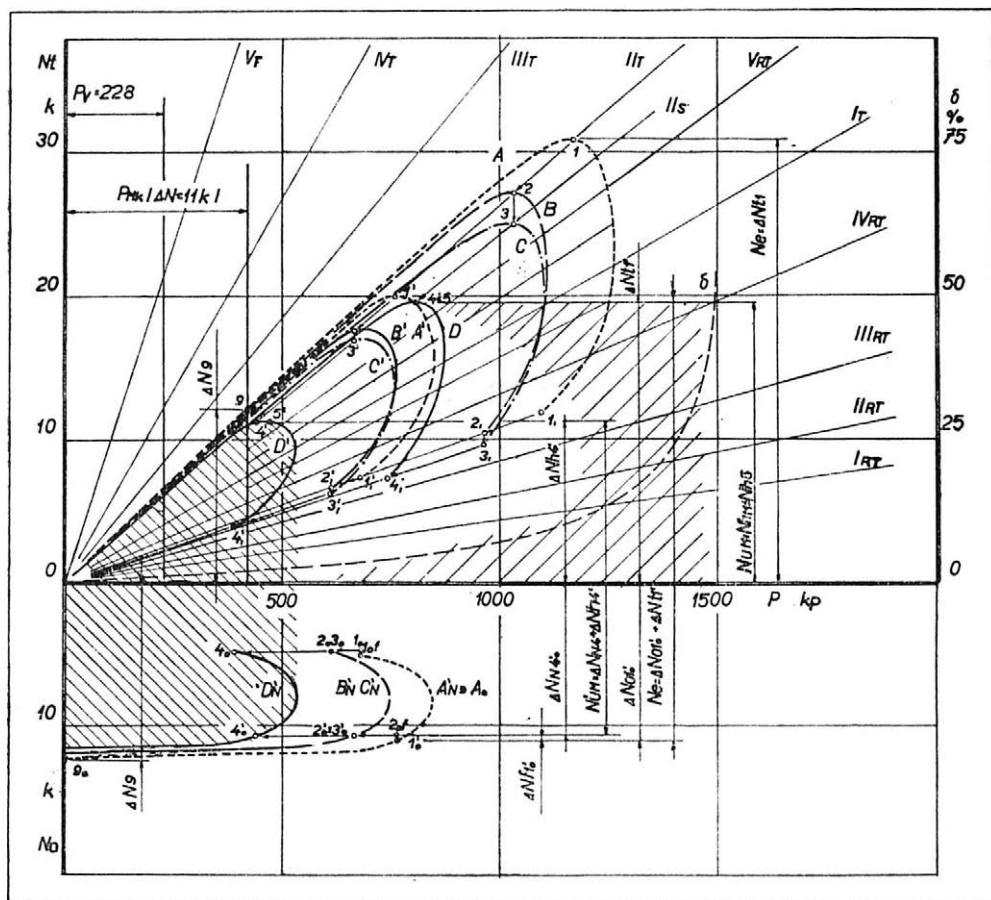
Tato rozvaha je dělána za nejméně příznivých podmínek, kdy traktor je posuzován stále jen jako energetický zdroj tažného výkonu.

Postupným ovládnutím techniky práce horského traktoru v horské oblasti, jakož i zlepšením organizace práce, dále pak rozšířeným používáním k pohonu strojů vývodového hřídele traktoru, bude jistě možno dosáhnout pro horský traktor ještě příznivějších výsledků.

Do jaké míry selepší možnost využití výkonu motoru traktoru při přímém pohonu strojů od vývodového hřídele je patrné z grafů 1–8.

2.4. Srovnání ročních nákladů na stejný rozsah vykonané práce při použití horského traktoru a jemu výkonově odpovídajícího počtu koňských potahů

Toto srovnání nákladů se bere za základ množství provedených zemědělských prací, odpovídajících vykonané mechanické práci v rozsahu 10 400 kh. Toto množství vykonané práce za 1 rok je pak porovnáváno s náklady na 1 horský traktor, nebo 2,5 páru koňského potahu.



5. Sdružená výkonová charakteristika traktoru TH-4K4-28 na druhý převodový stupeň při konstantním odběru kroutícího momentu odpovídajícího 11 k při normalizovaných otáčkách vývodového hřídele

2.41. Provozní náklady u koňských potahů

Provozní náklady pracovní, materiálové, na pojištění při ročním provozu 2,5 páru koňských potahů k vykonání zemědělských prací, odpovídajících mechanické práci v rozsahu 10 400 kh, činí

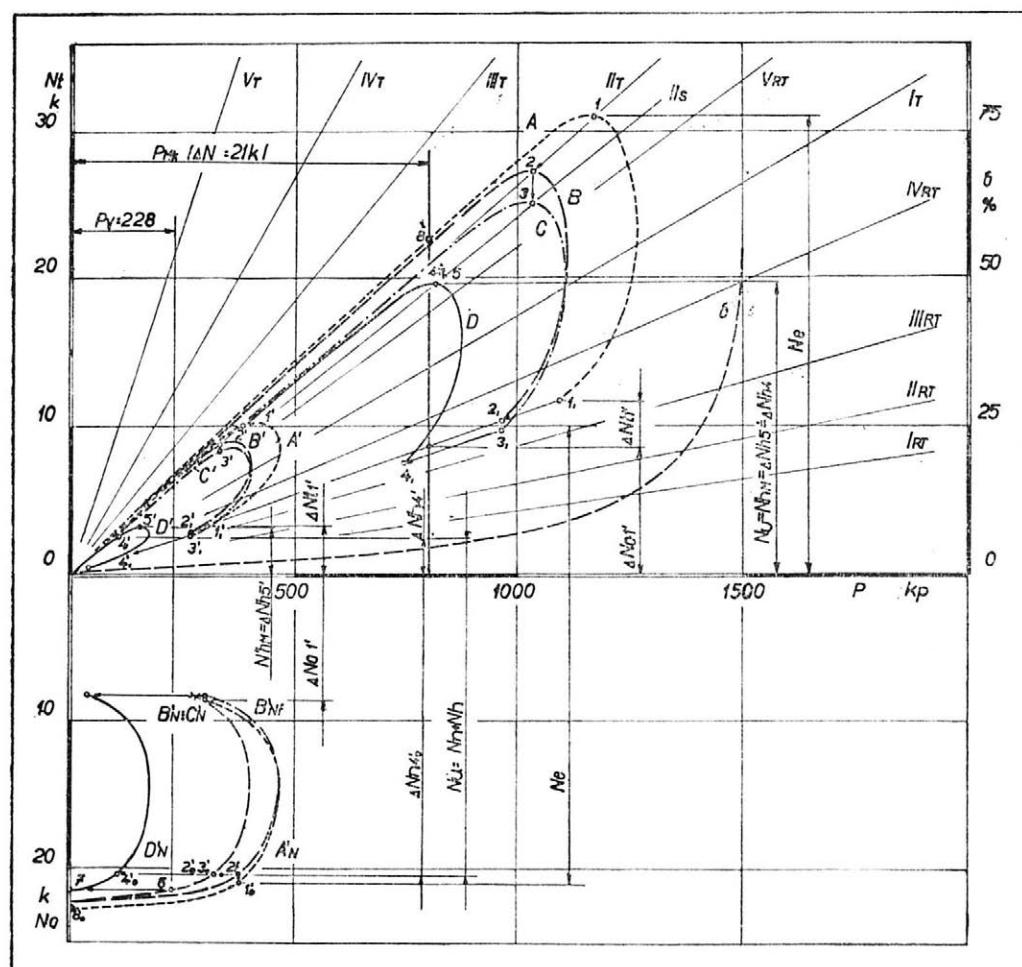
$$K'_{rk} = n \cdot K_{rk} = 2,5 \cdot 20\,960 = 52\,400 \text{ Kčs/r}$$

kde: K'_{rk} = roční provozní náklady na koňské potahy, kterými je zajištěno provedení stanoveného rozsahu prací (Kčs/r)

n = počet párů koní

K_{rk} = roční provozní náklady na 1 pár koní k odpracování zemědělských prací, odpovídající 4000 kh mechanické práce (Kčs/r)

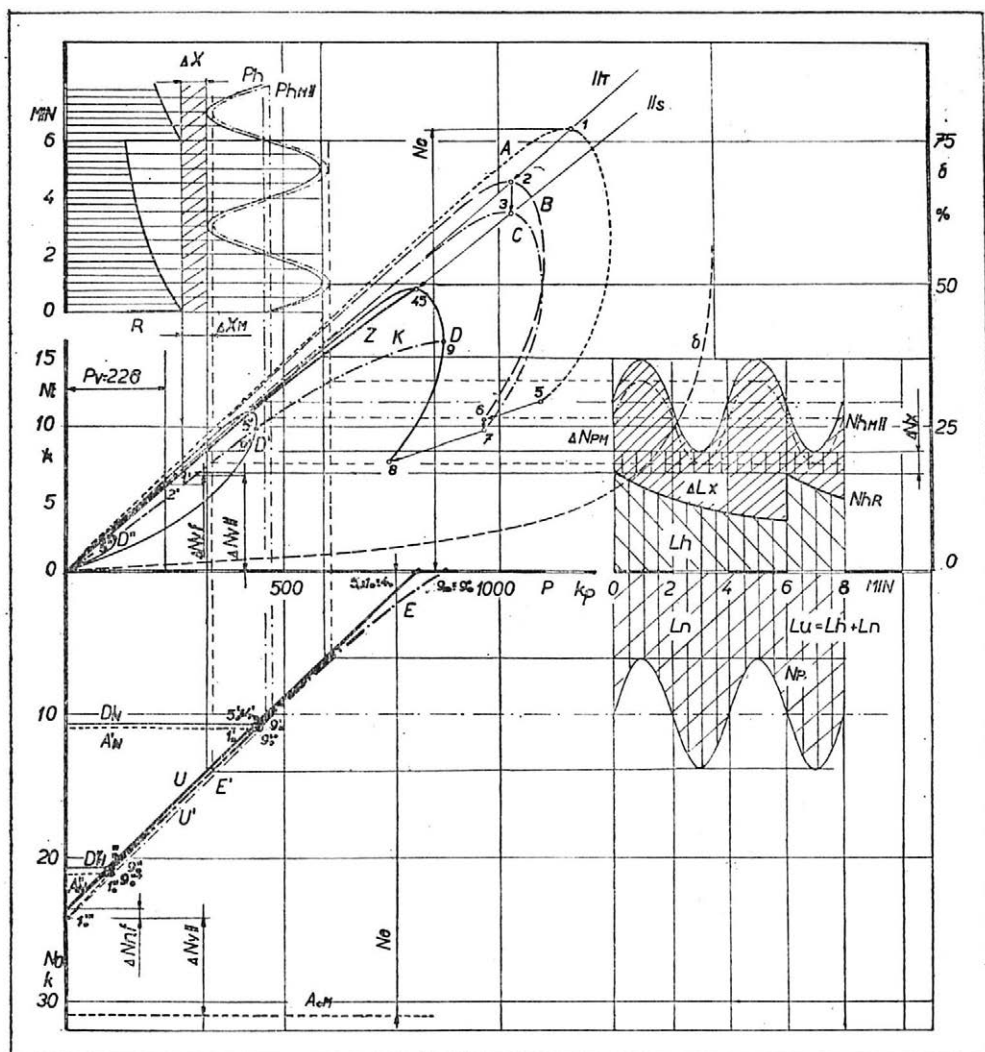
Při stanovení provozních nákladů nebylo u koňských potahů uvažováno s variantou, která mimo odpisy na fyzické stárnutí zahrnuje též i odpisy na



6. Sdružená výkonová charakteristika traktoru TH-4K4-28 na druhý převodový stupeň při konstantním odběru kroutícího momentu odpovídajícího 21 k při normalizovaných otáčkách vývodového hřídele

morální zastarání investic. To proto, že zdokonalování a vyšlechtění koní k tažným účelům postupuje podstatně pomaleji, než vývoj dokonalejšího typu traktoru. A také proto, že nyníjší nahrazování koní traktory by sice mělo znamenat morální zastarávání investic vložených na pořízení koní, avšak vzhledem k tomu, že výrobní náklady na vypěstování mladého koně vzrůstají, neprojevuje se počet traktorů na morálním zastarávání investic na koně tou měrou, jako je tomu u zastaralých strojových a stavebních investic.

Provozní náklady na jednotku práce, tj. na 1 *kh* tažné práce, jsou pak dány vztahem



7. Potenciální sdružená výkonová charakteristika na druhý převodový stupeň traktoru TH-4K4-28 ve vztahu:
 a) maximálního výkonu k tažné síle (označení Z—U),
 b) výkonu při maximální tažné síle (označení K—E)

kde: K_{rt} = provozní náklady během roku na 1 horský traktor (Kčs/r)
 K_{rd} = pracovní náklady (Kčs/r)
 K_{rn} = náklady na spotřebu paliva (Kčs/r)
 K_{rm} = oleje a mazadla (Kčs/r)
 K_{ro} = náklady na veškeré druhy oprav (Kčs/r)
 K_{rod}^f = náklady na odpisy při fyzickém zastarání traktoru (Kčs/r)
 K_{rod}^{mf} = náklady na odpisy, bereme-li v úvahu jak fyzické, tak i morální zastarání stroje (Kčs/r)
 K_{rs} = náklady spojené se skladováním (Kčs/r)
 K_{rp} = náklady spojené s pojištěním (Kčs/r)

2.421. Pracovní náklady

Mzda traktoristy za rok je závislá na množství odpracovaných hodin a na pracovním zařazení, které je dáno příslušnou třídou, odpovídající kvalifikaci traktoristy, a činí

$$K_{rd} = T_{rh} \cdot k_m \quad (\text{Kčs/r})$$

Pro I. Alt. — uvažuje-li se průměrná hodinová mzda traktoristy v roce $k_m = 6,18$ Kčs/h a stupeň vytížení výkonu motoru během roku na 50 %, kdy $T_{rh} = 1500$ h (bližší viz bod 2.291), pak je

$$K_{rd} = 1500 \cdot 6,18 = 9270 \text{ Kčs/r}$$

Pro II. Alt. — uvažuje-li se $T_{rh} = 1870$ h, pak je

$$K_{rd} = 1870 \cdot 6,18 = 11\,550 \text{ Kčs/r}$$

2.422. Materiálové náklady:

— 1. Náklady na spotřebované palivo.

$$K_{rn} = Q_{rt} \cdot k_p = 5600 \cdot 1,92 = 10\,800 \text{ Kčs/r}$$

kde: k_p = cena jednoho litru motorové nafty (Kčs/l)

— 2. Náklady na spotřebované oleje a mazadla.

Spotřeba oleje činí cca 4 % spotřebované motorové nafty a při jeho ceně (včetně příslušných mazadel a proplachovacího oleje) $k_o = 6,40$ Kčs činí

$$K_{rm} = 0,04 Q_{rt} \cdot k_o = 0,04 \cdot 5600 \cdot 6,4 = 1340 \text{ Kčs/r}$$

— 3. Náklady na veškeré druhy oprav.

Veškeré druhy oprav v údobí životnosti traktoru mají charakter běžných oprav, i když jsou některé označovány jako generální, a proto jsou zahrnuty do jedné položky, včetně nákladů na technickou údržbu. Dále jsou to opravy neplánované, jakož i náklady spojené s udržováním a nákupem nových pneumatik, akumulátorových baterií a i ostatního příslušenství. Jelikož fyzické stárnutí stroje je v určitém měřítku úměrno vykonané práci, vztahujeme i náklady, spojené s opravami, k množství vykonané práce, což odpovídá množství spotřebovaného paliva. Roční náklady se pak stanoví podle vztahu

$$K_{ro} = Q_{rt} \cdot k_{op} = 5600 \cdot 2,30 = 12\,900 \text{ Kčs/r}$$

kde: k_{op} = koeficient nákladů na veškeré druhy oprav (včetně nynějších GO) a údržby, připadající na litr spotřebovaného paliva a vzhledem k dosavadní úrovni výrobků i úrovni udržování činí $k_{op} = 2,30$ Kčs/l

– 4. Náklady na odpisy.

a) Bereme-li v úvahu jen fyzickou životnost horského traktoru, která v době rozboru odpovídá celkové spotřebě $Q_{zt} = 56\,000$ l motorové nafty, pak při roční spotřebě paliva Q_{rt} činí roční odpisná částka z pořizovací ceny K_{ith} (viz str. 29, odd. 2.22)

$$K_{rod}^f = \frac{K_{ith} \cdot Q_{rt}}{Q_{zt}} - \frac{K_{is} \cdot Q_{rt}}{Q_{zt}} = q_z^f \cdot Q_{rt} - \frac{K_{is} \cdot Q_{rt}}{Q_{zt}} =$$

$$= \frac{(K_{ith} - K_{is}) \cdot Q_{rt}}{Q_{zt}} = \frac{(33\,900 - 500) \cdot 5600}{56\,600} = 3340 \text{ Kčs/r}$$

kde: K_{is} = cena šrotu fyzicky opotřebovaného traktoru snižená o náklady demontážní a dopravní a je odhadnuta pro tento typ traktoru na cca $K_{is} = 500$ Kčs
 Q_{zt} = množství motorové nafty, po jejíž spotřebě má nastat fyzické zastarání traktoru (l, kg),

$\frac{K_{ith}}{Q_{zt}} = q_z^f$ = měrná hodnota fyzického stárnutí traktoru připadající na litr spotřebovaného paliva (v Kčs/l)

Vzhledem k tomu, že veškeré druhy oprav v tomto uvažovaném údobí životnosti traktoru jsme zahrnuli do položky nákladů spojených s opravami, nezahrnujeme z nich žádnou hodnotu do odpisových nákladů. Postupný přechod na opravy agregátovou metodou, při které se na traktoru opravují (vyměňují) agregáty podle jejich individuálního stárnutí, je plně v souladu se vznesenou zásadou, aby veškeré druhy oprav a údržby byly zahrnovány do jedné položky. Tento agregátový způsob oprav ovlivní délku životnosti, při které se budou stroje vyřazovat.

b) Bereme-li při odpisu v úvahu nejen fyzické stárnutí stroje, ale i morální zastarávání vyrobeného stroje vzhledem k světovému pokroku, popř. i vzhledem ke stupni soustavného zdokonalování stroje u nás, pak odpisová částka se skládá ze dvou položek, a to z první, závislé na množství vykonané práce, a z druhé, závislé na čase, který charakterizuje tempo světového pokroku u traktorů příslušné koncepce.

Pro traktory běžného typu lze uvažovat, že v této etapě vývoje nastává morální zastarání traktoru v údobí

$$T_{zt}^m = 13 \text{ až } 15 \text{ let}$$

přičemž u traktorů, které jsou zhotoveny na počátku etapy sériové výroby určitého typu, je morální stárnutí pomalejší než u traktorů, vyráběných těsně před zahájením nového typu traktoru.

Předpokládáme-li rovnoměrný průběh morálního zastarání traktoru (skutečný průběh je závislý na etapách vývoje traktorů), pak výši odpisu, příslušející morálnímu zastarání, lze vyjádřit vztahem

$$K_{ot}^m = s^m \cdot K_{ith} - \frac{K_{is}^m}{T_{zt}^m} = \frac{(K_{ith} - K_{is}^m)}{T_{zt}^m}$$

kde: K_{ot}^m = roční odpisová položka na morální zastarání stroje (v Kčs/r)

s^m = koeficient morálního zastarání stroje za 1 rok

$$s^m = \frac{1}{T_{\dot{z}t}^m}$$

K_{is}^m = hodnota šrotu morálně zastaralého traktoru snižená o náklady demon-
tážní a dopravní (v Kčs)

Uvažujeme-li však současně oba dva druhy zastarávání traktoru, pak údobí,
během kterého má být odepsána celá investice, je dáno vztahem

$$\begin{aligned} T_{\dot{z}t}^{mf} &= \frac{K_{ith}}{\frac{K_{ith} \cdot Q_{rt}}{Q_{\dot{z}t}} + \frac{K_{ith}}{T_{\dot{z}t}^m}} = \frac{1}{\frac{Q_{rt}}{Q_{\dot{z}t}} + \frac{1}{T_{\dot{z}t}^m}} = \frac{Q_{\dot{z}t} \cdot T_{\dot{z}t}^m}{Q_{rt} \cdot T_{\dot{z}t}^m + Q_{\dot{z}t}} = \\ &= \frac{56\,000 \cdot 15}{5600 \cdot 15 + 56\,000} = 6 \text{ roků} \end{aligned}$$

Při uvažování fyzického i morálního zastarání traktoru, kdy odpovídající
investiční částka má být odepsána již během stanoveného údobí, během kterého
traktor fyzicky i morálně zestárne tak, že je třeba vyřadit jej z plného provozu,
měla by být odpisová roční částka vyjádřena vztahem

$$\begin{aligned} K_{rod}^{mf} &= \frac{K_{ith}}{T_{\dot{z}t}^{mf}} - \frac{K_{is}^{mf}}{T_{\dot{z}t}^{mf}} = \frac{K_{ith} - K_{is}^{mf}}{T_{\dot{z}t}^{mf}} = \frac{(K_{ith} - K_{is}^{mf}) \cdot (Q_{rt} \cdot T_{\dot{z}t}^m + Q_{\dot{z}t})}{Q_{\dot{z}t} \cdot T_{\dot{z}t}^m} = \\ &= \frac{33\,900 - 3390}{6} = 5\,000 \text{ Kčs/r} \end{aligned}$$

kde: K_{is}^{mf} = hodnota traktoru po údobí $T_{\dot{z}t}^{mf}$ bez případné dopravy a demontáže;
v našem případě uvažována $K_{is}^{mf} = 3390$ Kčs (cca 10 % nákupní ceny
nového traktoru)

Materiálové náklady úhrnem:

s fyzickým stárnutím 28 380 Kčs/r

s fyzickým i morálním zastaráváním 30 040 Kčs/r

2.423. Náklady na uskladnění traktoru.

Předpokládáme-li, že pro traktor je uvažována při garážování plocha v roz-
měru $6 \times 3,5$ m, tj. cca 21 m^2 , pak roční náklady činí

$$K_{rs} = F \cdot c_p = 21 \cdot 15 = 315 \text{ Kčs/r}$$

kde: F = plocha potřebná pro uskladnění traktoru (v m^2),

c_p = položka odpisová a udržovací, připadající na 1 m^2 garáže traktoru, která
byla uvažována $c_p = 15 \text{ Kčs/m}^2 \text{ r}$

Poznámka: Při porovnání celých agregátů (traktor a příslušný zeměděl-
ský stroj) s koňskými potahy a příslušnými zemědělskými stroji by náklady na
uskladnění zemědělských strojů a nářadí pro traktor byly nižší než pro stroje a ná-
řadí potřebné pro 2,5 páru koňského potahu. Rovněž i v tomto případě je určitá
rezerva, kterou jsou příznivěji hodnoceny koňské potahy.

2.424. Pojistné.

Povinné pojištění na traktor činí ročně $K_{rp} = 120 \text{ Kčs/r}$

Úhrnné roční provozní náklady na horský traktor při vykonání práce odpovídající 10 400 kh činí:

pro I. Alt. 50 % vytížení	<	s fyzickým stárnutím	$K_{rt}^1 = 38\,085 \text{ Kčs/r}$
		s fyzickým i morálním zastaráváním	$K_{rt}^2 = 39\,745 \text{ Kčs/r}$
pro II. Alt. 40 % vytížení	<	s fyzickým stárnutím	$K_{rt}^3 = 40\,365 \text{ Kčs/r}$
		s fyzickým i morálním zastaráváním	$K_{rt}^4 = 42\,025 \text{ Kčs/r}$

2.43. Zjištění změny provozních nákladů na stejný objem práce při nahrazení koňských potahů horským traktorem

Změna nákladů vyplývá ze vztahu

$$U_r^{k-t} = K'_{rk} - K_{rt}^1 \text{ až } 4$$

kde: U_r^{k-t} = roční úspora při nahrazení určitého počtu koní traktorem (v Kčs/r) pro námi uvažovaný horský traktor, který je srovnáván s 2,5 koňského potahu

a) při fyzickém stárnutí traktoru:

pro I. Alt. při 50% vytížení traktoru

$$U_r^{k-t\ 1} = 52\,400 - 38\,085 = 14\,315 \text{ Kčs/r}$$

pro II. Alt. při 40% vytížení traktoru

$$U_r^{k-t\ 2} = 52\,400 - 40\,365 = 12\,035 \text{ Kčs/r}$$

b) při uvažování fyzického i morálního zastarávání traktorů:

pro I. Alt. při 50% vytížení traktoru

$$U_r^{k-t\ 3} = 52\,400 - 39\,745 = 12\,655 \text{ Kčs/r}$$

pro II. Alt. při 40% vytížení traktoru

$$U_r^{k-t\ 4} = 52\,400 - 42\,025 = 10\,375 \text{ Kčs/r}$$

Z tohoto rozboru vyplývá, že roční úspory při nahrazení koňských potahů horským traktorem — při ročním odpracování 10 400 kh mechanické práce tažného výkonu — se pohybují v rozmezí 10 375 až 14 315 Kčs.

2.5. Náklady investiční

Pro uvažovaný rozsah zemědělských prací, odpovídající mechanické práci 10 400 kh tažného výkonu, se zvýšené investiční náklady při nahrazení koňských potahů horským traktorem projeví takto:

$$\Delta I_i^{t-k} = K_{ith} - n \cdot K_{ik} = 33\,900 - 2,5 \cdot 12\,000 = 3\,900 \text{ Kčs}$$

kde: ΔI_i^{t-k} = zvýšené investiční náklady na jeden horský traktor při nahrazení koňských potahů horskými traktory (v Kčs/t)

I při této investiční rozvaze, která má pojednávat o investicích k zajištění mechanizace zemědělských prací stanoveného rozsahu, jsou rovněž uvažovány jen investice na energetické zdroje, neboť se zde předpokládá, že investice na stroje a nářadí, bez ohledu na druh energetického zdroje, budou na jednotku zemědělské práce stejné. Tato zásada opět není příznivá pro traktory, neboť se očekává, že jejich použitím se sníží investice na jednotku provedené práce vůči těm podmínkám, kdy je uvažován koňský potah jako energetický zdroj. Tuto rezervu v hodnocení investičních nákladů ve prospěch koňského potahu zde ponecháváme, neboť uvažujeme, že bude z části vyvážena ztrátami, které vznikají v první etapě přechodu od koňských potahů na traktor.

2.6. Návrh investic

2.61. K posouzení hospodárného rozmístění investic je třeba znát vztah mezi velikostí a účinností investice, zejména pokud jde o úspory, které připadají na stejné množství výrobků za rok po zařazení investice:

$$\Delta T_i^{kt} = \frac{\Delta I_r^{t-k}}{U_r^{k-t} \cdot 1 \div 4} = \frac{3900}{14\,315} \cdots \frac{3900}{10\,375} \doteq 0,3 \text{ až } 0,4 \text{ roku}$$

kde: ΔT_i^{kt} = doba návratnosti investic (roky)

Při nahrazení koní horským traktorem pro mechanizaci prací na svazích 12 až 16⁰ dosahuje se tedy příznivého stupně využití investic, který umožňuje během třetiny až čtvrtiny roku takové úspory v provozních nákladech, které místo 2,5 párů koní dovolují zakoupit horský traktor.

Vzhledem k tomu, že hospodárná životnost traktoru je 6–10 let, může být získaných úspor využito na rozšířenou reprodukci.

Chceme-li znát v jak nejkratší době se vrátí investiční částka, věnovaná na nákup horského traktoru v případě, že koně byli předčasně vyřazeni a předání na jateční zpracování, bude třeba uvažovat:

$$\begin{aligned} \Delta T_i^{kt} &= \frac{K_{ih} \cdot n \cdot K_{isk}}{U_r^{k-t} + K_{rod}^f} \text{ nebo } \frac{K_{ih} \cdot n \cdot K_{isk}}{U_r^{k-t} + K_{rod}^{mf}} = \\ &= \frac{33\,900 - 1400 \cdot 2,5}{14\,315 + 3340} = \frac{30\,400}{17\,655} \doteq 2 \text{ roky} \end{aligned}$$

kde: K_{isk} = hodnota, která se získá při předání koní k jatečnému zpracování, která je uvažována 1400 Kčs

Rovněž i v tomto případě je velmi příznivé, nahradíme-li v horské oblasti koňské potahy horským traktorem, neboť získanými úsporami již během dvou roků nahradíme výdaje spojené s vynaloženou investiční částkou.

2.62. Stupeň účinnosti investic

K dosažení nejvýhodnějšího rozmístění investic je výhodné rovněž znát vztah investic k úsporám na provozních nákladech a zvýšené produkci.

$$\eta_i^{kt} = \frac{U_r^{k-t} + U_{rp}^{k-t}}{\Delta I_i^{t-k}} \cdot 100 = \frac{(14\,315 \text{ až } 10\,375) \cdot 100}{3900} = 270 \text{ až } 370 \%$$

kde: η_i^{kt} = stupeň účinnosti investic při nahrazení koní traktory,

U_{rp}^{k-t} = úspory vzniklé zvýšením produkce, která však v tomto rozboru, při srovnávání nahrazení koňských potahů traktory, nebyla uvažována.

Z toho vyplývá, že při nahrazení koňských potahů traktory jsou investice velmi výhodné, neboť z každých 100 Kčs na vyšší investiční částku k zakoupení traktoru proti zakoupení koňských potahů získáváme ročně cca 270 až 370 Kčs na rozšířenou reprodukci.

V případě, že předčasně vyřadíme koně, stupeň účinnosti investic činí:

$$\eta_i^{kt} = \frac{U_r^{k-t} + U_{rp}^{k-t}}{K_{i\bar{h}} n K_{isk}} \cdot 100 = \frac{(14\,315 \text{ až } 10\,376) \cdot 100}{33900 - 1400 \cdot 2,5} \doteq 30 \text{ až } 55 \%$$

I pro tento případ je použití investic na nákup traktoru velmi výhodné, neboť na každých investovaných 100 Kčs získáváme ročně cca 30 až 45 Kčs pro rozšířenou reprodukci.

2.7. Úspora lidské práce a zvýšení stupně její úrovně

Při tomto rozboru hodnotíme změnu počtu pracovníků k obsluze energetických zdrojů, tj. k obsluze koňských potahů a horského traktoru, kterými má být zajištěno provedení zemědělských prací (odpovídající mechanické práci) v rozsahu 10 400 kh.

$$\Delta U_{pp}^{kt} = P_k \cdot T_{rk} - P_t \cdot T_{rh} = 2,5 \cdot 2000 - 1 \cdot 1500 (1870) = 3500 \text{ až } 3195 \text{ h/r}$$

kde: ΔU_{pp}^{kt} = úspora pracovních hodin připadajících na 1 horský traktor, pokud nahrazuje 2,5 páru koňského potahu (h/r)

P_k = počet pracovníků, obsluhujících 2,5 páru koňských potahů tak, aby vykonaly ročně stejný počet kh jako horský traktor, přičemž každý odpracuje $T_{rk} = 2000$ h

P_t = počet pracovníků, obsluhujících horský traktor s ročním výkonem odpovídajícím 10 400 kh mechanické práce tažného výkonu, přičemž pracovník odpracuje $T_{rh} = 1500 (1870)$ h

2.7.2. Index změny počtu pracovních hodin

Při nahrazení koňských potahů horskými traktory dosahuje se následujícího indexu změny počtu pracovních hodin:

$$I_{pp} = \frac{P_t \cdot T_{rh}}{P_k \cdot T_{rk}} \cdot 100 = \frac{1500 (1870)}{5000} \cdot 100 = 30 \% (37 \%)$$

kde: I_{pp} = index změny počtu pracovních hodin (v %), který nám charakterizuje do jaké míry se sníží počet pracovníků při zavedení horských traktorů místo koňských potahů

2.7.3. Změna technické úrovně práce

Toto hodnocení provedeme podle stejných zásad, které byly vytýčeny na úsporu lidské práce.

Posuzujeme-li změnu úrovně lidské práce podle změn tříd, pak zařazením horského traktoru místo koňských potahů stoupne technická úroveň pracovníka,

obsluhujícího energetické zdroje, ze čtvrté do páté až šesté třídy, tj. o jednu až dvě třídy.

Posuzujeme-li změnu úrovně podle hodinové mzdy, pak index změny technické úrovně bude:

$$I_{tup}^{tk} = \frac{k_m^t}{k_m^k} \cdot 100 = \frac{6,18}{4,98} \cdot 100 \doteq 120 \%$$

kde: I_{tup}^{tk} = index změny technické úrovně obsluhovatele energetického zdroje při přechodu od koní na horský traktor

Zjištěný index technické úrovně, lze tedy považovat za velmi příznivý.

3. Srovnání horské modifikace traktoru všeobecného použití s univerzálním traktorem běžného typu pro mechanizaci prací na svahu 8–12°

Při srovnání různých koncepcí traktoru se postupovalo vesměs tak, že se srovnávaly traktory, které měly stejný výkon motoru, popř. i tentýž motor. Dodržení stejného výkonu motoru bylo vesměs požadováno za základní prvek podmínek pro správné zásady srovnatelnosti koncepcí traktorů.

Tím se stávalo, že byly srovnávány např. tahové vlastnosti kolových a pásových traktorů sice stejného výkonu motoru, avšak s podstatnými rozdíly jak ve váze (cca o 30 až 40 % větší u pásového než u kolového), tak i v pořizovacích nákladech, a to asi ve stejném poměru jako je váhový rozdíl mezi jednotlivými koncepcemi.

Uvažujeme-li otázku spotřeby materiálu na jeden traktor z hlediska průmyslové výroby, lze konstatovat, že ze stejného množství materiálu, při stejných sériích a stejné úrovni vývoje různé koncepce traktorů může průmysl u lehčí koncepce traktoru (např. univerzálního kolového) vyrobit traktory s výkonnějším motorem než u těžkých koncepcí (např. pásových traktorů). Vzhledem k tomu, že pracnost při výrobě traktorů, připadající na jednotku materiálu, je zhruba stejná jak pro lehkou, tak i pro těžkou koncepci traktorů, je v důsledku toho i cena traktoru zhruba úměrná spotřebě materiálu, tj. pro různé koncepce stejná, zvláště pokud jde o modifikace.

Hodnotíme-li však tuto otázku z hlediska investičního plánu zemědělského závodu, který si chce pořídit traktor k zajištění mechanizace prací v určitých výrobních podmínkách, je třeba předem posoudit, co bude za stejnou investiční částku pro zemědělský závod výhodnější:

a) zda slabší, ale speciální koncepce traktoru, kterou lze uvažované práce provádět s relativně menšími ztrátami, zejména energetickými,

b) nebo univerzální traktor, ovšem s výkonnějším motorem a tím i mohutnější celkovou konstrukcí než má speciální koncepce, který však bude mít při práci v uvedených podmínkách vyšší relativní ztráty (zejména na výkonu).

Vhodnost volby mezi oběma možnostmi vyplývá z následujícího posouzení.

Při porovnání budeme srovnávat horský traktor všeobecného určení ve výkonové třídě 28 + 10 % k s určitým pomyslným univerzálním traktorem, jehož jednotková pořizovací cena, připadající na výkon 1 k motoru, je stejná s pořizovací jednotkovou cenou skutečného univerzálního traktoru ve výkonové třídě, ve které je horský traktor.

3.01. Pořizovací jednotková cena univerzálního kolového traktoru o výkonu motoru 30–35 k podle stavu úrovně výroby a velikosti sériové výroby činí:

$$q_{tu}^i = \frac{K_{itu}}{N_e} = \frac{30\,200}{31} = 975 \text{ Kčs/k}$$

kde: q_{tu} = pořizovací jednotková cena univerzálního kolového traktoru ve výkonové třídě cca 30–35 k, připadající na výkon motoru 1 k (Kčs/k)

3.02. Výkon motoru pomyslného univerzálního traktoru, který lze pořídit za stejnou investiční částku jako uvažovaný horský traktor:

$$N_e^x = \frac{K_{ith}}{q_{tu}^i} = \frac{33\,900}{975} = 34,7 \text{ k}$$

kde: N_e^x = jmenovitý výkon pomyslného univerzálního traktoru, který charakterizuje i mohutnost konstrukce traktoru (v k).

3.1. Roční pracovní výkon a provozní náklady pomyslného univerzálního kolového traktoru o výkonu motoru $N_e^x = 34,7 \text{ k}$

3.11. Pracovní výkon

Předpokládáme, že tento traktor opět odpracuje stejný počet motohodin, jako traktor horský

$$T_{Mh}^x = 1000 \text{ Mh/r}$$

Během těchto motohodin vykoná větší počet zemědělských prací ve srovnání s univerzálním traktoem ve výkonové třídě 28 + 10 % k, tj. výkonem motoru 31 k, a to v poměru k výkonu motoru. Index změny pracovního výkonu činí:

$$I_L^u = \frac{L_{rtu}^x}{L'_{rtu}} \cdot 100 = \frac{Q_{rt}^x}{Q_{rt}} \cdot 100 = \frac{N_e^x}{N'_e} \cdot 100 = \frac{34,7 \cdot 100}{31} = 111,2 \%$$

kde: I_L^u = index změny pracovního výkonu při nahrazení univerzálního kolového traktoru s výkonem motoru 31 k univerzálním kolovým traktoem o výkonu motoru 34,7 k

L_{rtu}^x = pracovní roční výkon univerzálního kolového traktoru s výkonem motoru $N_e^x = 34,7 \text{ k}$

L'_{rtu} = pracovní roční výkon univerzálního kolového traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k s výkonem motoru $N'_e = 31 \text{ k}$

3.12. Roční provozní náklady

3.121. Pracovní náklady, v nichž je zahrnuta mzda traktoristy, jsou stejné jako u traktoristy pro horský traktor a činí:

$$K_{rd}^x = K_{rd} = \begin{cases} 9\,270 \text{ Kčs/r} \\ (11\,550 \text{ Kčs/r}) \end{cases}$$

3.122. Materiálové náklady

— 1. Spotřebované palivo za rok se zvýší při stejném množství Mh jak bylo uvažováno pro horský traktor v poměru k výkonu

$$\frac{Q_{rt}}{Q_{rt}^x} = \frac{N_e}{N_n^x}$$

$$K_{rn}^x = K_{rn} \cdot \frac{N_e^x}{N_e} = 10\,800 \cdot \frac{34,7}{31} \doteq 12\,100 \text{ Kčs/r}$$

— 2. Náklady na spotřebované oleje a mazadla se opět zvýší v poměru k změně výkonu

$$K_{rm}^x = K_{rm} \cdot \frac{N_e^x}{N_e} = 1340 \cdot \frac{34,7}{31} \doteq 1500 \text{ Kčs/r}$$

— 3. Náklady na veškeré druhy oprav.

Při jejich stanovení vycházíme z předpokladu, že relativní vztah nákladů na opravy je mezi jednotlivými modifikacemi stejné výkonové třídy (pokud nebudou zjištěny u výrobce nebo v zemědělském provozu jiné podklady o životnosti modifikací) dán vzájemným vztahem k pořizovací ceně, ovšem při jednotkovém množství spotřebovaného paliva.

Ve výkonové třídě 28 + 10 % k byla stanovena výše nákladů na veškeré druhy oprav pro horský traktor, která při odpracování 1000 Mh činí na 1 Kčs investic:

$$q_o^K = \frac{K_{ro}}{K_{irh}} = \frac{12\,900}{33\,900} \doteq 0,38$$

kde: q_o^K = součinitel nákladů na veškeré druhy oprav traktorů v jedné výkonové třídě, připadající na jednu Kčs investic (pořizovacích nákladů) a odpracování jednotného množství práce (1000 Mh)

Roční náklady na opravu univerzálního kolového traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k s motorem o výkonu $N_e = 31$ k při odpracování 1000 Mh činí:

$$K'_{ro} = K_{iru} \cdot q_o^K = 30\,200 \cdot 0,38 = 11\,700 \text{ Kčs/r}$$

kde: K'_{ro} = roční náklady na opravy univerzálních kolových traktorů s výkonem motoru 31 k (v Kčs)

Náklady na opravy jsou mezi jednotlivými univerzálními traktory s různým výkonem motoru v rozmezí 30–35 k srovnávány podle roční spotřeby paliva, která v tomto případě je vzájemně úměrná výkonům motoru.

Celoroční náklady na uvažovaný pomyslný univerzální traktor při odpracování 1000 Mh činí:

$$K_{ro}^x = K'_{ro} \cdot \frac{N_e^x}{N_e} = K'_{ro} \cdot \frac{Q_{rt}^x}{Q_{rt}} = 11\,700 \cdot \frac{34,7}{31} \doteq 13\,100 \text{ Kčs/r}$$

— 4. Náklady na odpisy.

Vzhledem k tomu, že investiční částka na horský i pomyslný univerzální traktor je stejná a že množství spotřebovaného paliva za rok je úměrné výkonu motoru, neboť oba dva odpracují za rok stejný počet Mh, lze usuzovat, že i výše odpisu bude pro oba dva typy traktorů stejná, a to:

a) při uvažování fyzické životnosti

$$K_{rod}^f = K_{rod}^f = 3340 \text{ Kčs/r}$$

b) při uvažování morální i fyzické životnosti

$$K_{rod}^{mf} = K_{rod}^{mf} = 5000 \text{ Kčs/r}$$

Materiálové náklady úhrnem

s fyzickým stárnutím 30 040 Kčs/r

s fyzickým i morálním zastaráváním 31 700 Kčs/r

3.123. Náklady na uskladnění traktoru jsou stejné jako pro horský traktor

$$K_{rs}^x = K_{rs} = 315 \text{ Kčs/r}$$

3.124. Pojistné je rovněž stejné jak je uvažováno pro horský traktor

$$K_{rp}^x = K_{rp} = 120 \text{ Kčs/r}$$

Úhrnné roční provozní náklady na univerzální pomyslný traktor při odpracování 1000 Mh/r činí:

pro I. Alt. 50 % vyřízení	<	s fyzickým stárnutím	$K_{rt}^{x1} = 39\,745 \text{ Kčs/r}$
		s fyzickým i morálním zastaráváním	$K_{rt}^{x2} = 41\,405 \text{ Kčs/r}$
pro II. Alt. 40 % vyřízení	<	s fyzickým stárnutím	$K_{rt}^{x3} = 42\,025 \text{ Kčs/r}$
		fyzickým i morálním zastaráváním	$K_{rt}^{x4} = 43\,685 \text{ Kčs/r}$

3.2. Porovnání ročního pracovního výkonu horského traktoru ve výkonové třídě 28 + 10 % k o výkonu motoru 31 k, s pracovním výkonem univerzálního pomyslného traktoru o výkonu motoru 34,7 k a porovnání jejich provozních nákladů

3.21. Porovnání pracovních výkonů během jednoho roku

Při srovnání ročních pracovních výkonů horského traktoru o výkonu motoru 31 k s pomyslným univerzálním kolovým traktoem pořízeným za tutéž investiční částku, avšak o výkonu motoru 34,7 k, postupujeme tak, že srovnáváme pracovní výkon obou typů traktorů s pracovním výkonem univerzálního kolového traktoru o výkonu motoru 31 k.

Tuto relativní změnu pracovních výkonů provádíme z těchto důvodů:

a) Na základě laboratorních zkoušek prováděných VÚZT v horské oblasti známe relativně vyšší pracovní výkon horského traktoru nyní prověřované koncepce, ze které byl horský traktor vyvinut jako modifikace, kdy oba dva typy traktoru mají mimo jiné stejný motor.

Lze proto říci, že index změny pracovního výkonu pro tyto uvažované typy traktoru činí:

$$I_{L}^{hu} = \frac{L_{rth}}{L'_{riu}} \cdot 100 = 110 \%$$

b) Usuzujeme, že pracovní výkon univerzálních kolových traktorů různých výkonů motoru (ovšem v omezeném rozsahu výkonu) je zhruba úměrný výkonu motoru a činí jak je uvedeno ve statí 3.11.:

$$I_L^{u,u} = \frac{L_{rtu}^x}{L'_{rtu}} \cdot 100 = 111,2 \%$$

Lze proto rozdíl pracovních výkonů obou uváděných traktorů, které si můžeme zakoupit za stejnou investiční částku, vyjádřit vztahem:

$$\Delta I_{Ln}^{u,h} = I_L^{u,u} - I_L^{h,u} = 111,2 - 110 = 1,2 \%$$

Z toho vyplývá, že roční pracovní výkon pomyslného univerzálního kolového traktoru o výkonu motoru 34,7 k je vyšší než roční pracovní výkon univerzálního horského traktoru, a to o 1,2 % ročního pracovního výkonu, který dosahuje univerzální kolový traktor s výkonem motoru 31 k.

Naproti tomu index změny ročního pracovního výkonu pomyslného univerzálního kolového traktoru s výkonem motoru 34,7 k vůči horskému traktoru s výkonem motoru 31 k činí:

$$I_L^{u,h} = \frac{111,2}{110} \cdot 100 = 100,9 \%$$

3.22. Porovnání provozních nákladů

Uvedený vyšší pracovní výkon univerzálního kolového pomyslného traktoru je však spojen s vyššími provozními náklady, které činí:

$$\Delta K_{rt}^{x-h} = K_{rt}^x - K_r^h = 39.795 - 38.135 = 1.660 \text{ Kčs/r}$$

Roční úspory v provozních nákladech, kterých dosáhneme použitím horského univerzálního kolového traktoru, jsou však ovlivněny jeho nižším ročním pracovním výkonem vůči univerzálnímu kolovému traktoru klasické koncepce s výkonem motoru 34,7 k.

Na stejném množství práce, které by vykonaly oba dva typy traktoru, by se dosáhlo roční úspory (při použití horského traktoru) ve výši:

$$\begin{aligned} \Delta U_r^{x-h} &= \Delta K_{rt}^{x-h} - \frac{K_{rt}}{I_{Ln}^{h,u}} \cdot \Delta I_{Ln}^{u-h} = \\ &= 1660 - \frac{38.135}{110} \cdot 1.2 = 1660 - 417 = 1243 \text{ Kčs/r} \end{aligned}$$

Takto získané roční částky na každém traktoru je možno používat na rozšířenou reprodukci, neboť v obou srovnávaných případech je investiční částka stejná.

Tato roční úspora by mohla být podstatně vyšší, kdybychom měli bližší podklady o rozdílu zvýšených nákladů na veškeré druhy oprav, které jsou mezi horským univerzálním kolovým traktorem (výkon motoru 31 k) a univerzálním kolovým traktorem běžné koncepce téže výkonové třídy. V tomto rozboru se uvažuje, že zvýšené náklady na horský traktor budou činit ročně

1200 Kčs, což lze při dobrém vývoji snížit až na cca 300 Kčs, neboť tím, že horský traktor má průměrně nižší prokluz, má proto i vyšší životnost pneumatik na stejné množství spotřebovaného paliva než traktor univerzální.

3.23. Vyrovnaného stavu nákladů na stejný rozsah vykonávané práce za rok by se dosáhlo používáním horského univerzálního kolového traktoru nebo univerzálního kolového traktoru klasické koncepce (při stejné výši investiční částky) tehdy, jestliže ve stejné výkonové třídě by horský traktor dosahoval průměrně vyššího pracovního výkonu vůči kolovému univerzálnímu traktoru téže třídy, a to o index změn ve výši:

$$I_L^{hu'} = \frac{L_{rtu}^x}{L'_{rtu}} - \frac{\Delta U_r^{x-h}}{\frac{K_{rt}}{I_L^{hu}}} = I_L^{xu} - \frac{\Delta U_r^{x-h}}{\frac{K_{rt}}{I_L^{hu}}} =$$

$$= 111,2 - \frac{1660}{\frac{38.135}{110}} = 111,2 - 4,7 = 106,5 \%$$

Z tohoto vyplývá, že se jeví jako hospodárnější vybavit zemědělské závody uvažovanou modifikací v každé výkonové třídě, a to pro mechanizaci prací v těch podmínkách, kdy horská koncepce má roční pracovní výkon na stejné množství spotřebovaného paliva alespoň o 6,5 % vyšší než univerzální kolový traktor téže výkonové třídy.

4. Navrhovaný počet horských traktorů pro prvou etapu vybavení československého zemědělství

V první etapě se uvažuje vybavit zemědělské závody uvedenými typy horských traktorů, a to jen pro mechanizaci polních prací a dopravy. Půjde přitom jak o horskou a bramborářskou oblast, tak i o speciální a obtížné podmínky mechanizace práce v řepařské oblasti. Mechanizace živočišné výroby bude uvažována až ve druhé etapě, po získání zkušeností v polní výrobě a vyvinutí potřebných strojů a nářadí pro tento druh mechanizace.

4.1. Rozsah výrobních oblastí, pro které přichází uvažovaný horský traktor v úvahu

- a) Horská oblast — 380 000 ha, z toho 50 % na svahu větším než 10°.
- b) Bramborářská oblast — 2 280 000 ha, z toho 15 % na svahu větším než 10°.
- c) Řepařská oblast — 1 525 000 ha, z toho 2 % na svahu větším než 10°.

4.2. Počet traktorů v jednotlivých výrobních oblastech

Podle doplněného návrhu soustavy zemědělských mechanizačních prostředků, vypracovaného pro etapu do roku 1965, navrhuje se počty traktorů jak jsou uvedeny v tabulce I.

Celkový předpokládaný počet horských traktorů může dosáhnout do roku 1965 těchto počtů — při dodržování žádaných parametrů:

I. Počty traktorů v různých oblastech

Výkonové třídy podle čs. soustavy z r. 1958	Podle propočtu čs. soustavy zemědělských strojů do roku 1965	Návrh na úpravu počtu traktorů do roku 1965 s ohledem na vyšší pracovní rychlosti	Z toho horské traktory
a) V horské oblasti			
22 + 10% k	5	3	2
28 + 10% k	7	5	
45 + 10% k		+))	
b) V bramborářské oblasti			
22 + 10% k	4	3	1,5
28 + 10% k	8	6	
45 + 10% k		+))	
c) V řepářské oblasti			
22 + 10% k			0,5
28 + 10% k			
45 + 10% k			

+) Úbytek ve třídách 22 k a 28 k byl přesunut do tříd 45 k a 60 k a tím zvýšen o velikost přesunu původně uvažovaný počet v těchto třídách

- a) Horská oblast: 760 traktorů
- b) Bramborářská oblast: 3420 traktorů
- c) Řepářská oblast: 750 traktorů

4930, tj. cca 5000 traktorů

za předpokladu, že budou plnit uvedené hospodářské a technické ukazatele, jakož i další podrobné požadavky uvedené v soustavě, zvláště pokud jde o bezpečnost a spolehlivost provozu včetně agregace se stroji a nářadím na svahu do 16° (při zapojeném pohonu všech čtyř kol).

Z tohoto počtu 5000 horských traktorů by cca 3000 kusů nahradilo koně a 2000 univerzální kolový traktor.

4.3. Dosažené úspory při zařazení navrhovaného počtu horských traktorů do zemědělské výroby

Při zařazení navrhovaných 5000 horských traktorů do zemědělského provozu bude možno v zemědělské výrobě ročně dosáhnout úspor, uvedených v tab. II. Ovšem za předpokladu dodržení požadovaných ATP na tyto traktory a při cenových úsporách, jak jsou blíže uvedeny v této zprávě.

5. Závěr

Jak vyplývá z uvedeného rozboru, budou-li u tohoto traktoru dodrženy požadované ATP, hlavně jeho bezpečná práce s veškerými zemědělskými stroji a nářadím na svahu do 16°, jakož i uvedené parametry výkonové, spotřební a opravárenské, lze doporučit, aby tyto traktory byly dodávány do československého zemědělství, kde budou velmi efektivními investicemi.

II. Přehled ročních úspor při používání 5000 horských traktorů

Počet použitých traktorů	Podmínky jejich pracovního použití	Roční úspora provozních nákladů v Kčs
3000	které nahradí koně při mechanizaci prací na svazích 12–16° $K_{x1} = X_1 \cdot U_r^{k-t \cdot 1/4}$ $= 3000 \cdot (14315 \text{ až } 10375) =$ kde: X_1 = počet navrhovaných traktorů	31,125.000 až 42,945.000 Kčs/r
2000	které jsou určeny k mechanizaci prací na svazích 8–12° a v těžkých pracovních podmínkách na málo únosné půdě $K_{x2} = X_2 \cdot K_{rt}^{x-h} = 2000 \cdot 1660 =$	3,320.000 Kčs/r
Celkovou roční úsporu lze pak odhadnout při použití 5000 traktorů na		34,445.000 až 46,265.000 Kčs/r

Závěrem je nutno uvážit, že uváděný počet horských traktorů je minimální pro zajištění nejnutnější potřeby a lze předpokládat, že může dosáhnout hodnoty až o 100 % vyšší v případě rozšířeného používání i na nižších stupních svahu a v obtížných podmínkách.

Došlo dne 20. 8. 1963

Literatura

1. Vědecké práce VÚMEZ – I. ČSAZV, Praha 1957. – 2. Vědecké práce VÚZT – II. ČSAZV, Praha 1962. – 3. Vědecké práce VÚZT – III. ÚVTI, Praha 1962. – 4. Andert A.: Vývoj kultivačního traktoru. Sborník ČSAZV – Mechanizace zemědělství, 1955, č. 5. – 5. Andert A.: Soustava energetických zdrojů a dopravních prostředků. Sborník ČSAZV – Mechanizace zemědělství, 1956, č. 3. – 6. Andert A.: Poznatky výzkumu o použití kultivačních traktorů a nářadí. Věstník ČSAZV, 1956, č. 5. – 7. Andert A.: Poznatky o vztazích a vlivu některých parametrů traktorových pneumatik na agrotechniku. Sborník ČSAZV – Mechanizace zemědělství, 1959, č. 5. – 8. Macháček Fr.: Bezpečnostní hlediska na hlučnost traktoru typu Zetor. Vědecké práce VÚZT – II, ČSAZV, 1962. – 9. Andert A.: Návrh hlavních požadavků na bezpečnost a ulehčení práce řidiče traktoru. Vědecké práce VÚZT – II, ČSAZV, 1962. – 10. Netík O.: Stabilita kolových traktorů vzhledem k práci v horských a podhorských oblastech. Vědecké práce VÚZT – II, ČSAZV, 1962. – 11. Andert A.: Použití dvojitého pneumatického náhonu na 4 kola u traktoru. Vědecké práce VÚMEZ – I. ČSAZV, 1957. – 12. Špelina M.: Výzkum soustav strojů pro komplexní mechanizaci zemědělské výroby. Zpráva VÚZT č. Z-503, 1960. – 13. Špelina M.: Komplexní mechanizace zemědělské výroby. SZN, Praha, 1961. – 14. Bruthans J.: Vlastní náklady v JZD. Výzkumné zprávy VÚZE – průběžné sledování.

Предположительный экономический эффект горного трактора категории мощности 28 + 10 л. с.

При механизации работ в горных областях существующие колесные универсальные тракторы классической концепции являются непригодными как с точки зрения низкой устойчивости (они могут работать с трехкратным запасом устойчивости лишь на склоне

в 12°), так и с энергетической точки зрения при применении привода на два колеса. Поэтому были разработаны подробные требования к системе горных тракторов в ЧССР, у которых требовался привод на четыре колеса, универсальная концепция колесного трактора с высокой поперечной и продольной устойчивостью с таким расчетом, чтобы они могли надежно работать при механизации всех работ и перевозок на участках с наклоном до 16°.

Ввиду того, что этот трактор дороже, чем универсальный трактор классической концепции с такой же мощностью мотора, было необходимо провести до его внедрения в серийное производство экономическое изучение для определения его экономической целесообразности, в особенности:

а) характеристики этого трактора как источника не только тяговой мощности, но и мощности, передаваемой выводной осью для привода сельскохозяйственных машин;

б) производственных расходов этого трактора как при физическом, так и при моральном износе этого трактора, и экономического эффекта, который получит сельскохозяйственное предприятие, если оно заменит конную тягу этим горным трактором в целях механизации работ на склонах в 12—16°;

в) при каких условиях при механизации работ на склонах в 8—12° для сельскохозяйственного предприятия выгодно купить за одинаковую инвестиционную сумму специальную горную модификацию или же универсальный колесный трактор;

г) оптимального числа этих горных колесных тракторов различных категорий мощности в чл. сельском хозяйстве на 1965 г., если бы эти тракторы явились дополнением к остальным типам тракторов.

Из приведенного исследования вытекает очень благоприятный экономический эффект при введении этих модификаций колесных тракторов в сельское хозяйство ЧССР.

Die vorausgesetzte ökonomische Wirksamkeit des Schleppers für Gebirgsgelände in der Leistungsklasse 23 + 10 % PS

Bei der Mechanisierung der Arbeiten in Gebirgsgebieten sind die bestehenden universellen Radschlepper der klassischen Konzeption nicht entsprechend, und zwar sowohl vom Gesichtspunkt der ungenügenden Stabilität (sie können nur auf einem Hang nur bis 12° mit dreifacher Sicherheit arbeiten) wie auch vom energetischen Gesichtspunkt bei der Anwendung von Zweiradantrieb. Aus diesem Grunde wurden eingehende Anforderungen auf das System der Schlepper für Gebirgsgelände in der ČSSR ausgearbeitet, bei denen der Vierradantrieb, universelle Konzeption eines Radschleppers mit hoher Quer- und Längsstabilität auf die Weise angefordert wurde, damit diese Schlepper bei der Mechanisierung sämtlicher Arbeiten und der Beförderung auf Hängen bis 16° mit Sicherheit arbeiten können.

Mit Rücksicht darauf, daß dieser Schlepper für Gebirgsgelände teurer ist, als der universelle Schlepper klassischer Konzeption bei derselben Motorleistung, was es notwendig, vor seiner Einführung in die Serienerzeugung eine ökonomische Studie zwecks Feststellung einer ökonomischen Zweckmäßigkeit vorzunehmen, und zwar vor allem:

a) Charakteristiken dieser Maschine als einer Quelle der Zugkraft sowie einer Leistung, die durch die Zapfwelle für den Antrieb landwirtschaftlicher Maschinen angewendet wird;

b) welche sind die Betriebskosten dieses Schleppers, und zwar bei physischem sowie bei moralem Veraltern, und welche wirtschaftliche Vorteile gewinnt der landwirtschaftliche Betrieb, falls hier die Pferdegespanne durch diesen Schlepper zwecks Mechanisierung der Arbeiten auf Hängen von 12—16° ersetzt werden;

c) ob und wann es für einen landwirtschaftlichen Betrieb vorteilhaft ist, wenn bei der Mechanisierung der Arbeiten auf Hängen von 8—12° für eine gleiche Investitionssumme entweder eine spezielle Gebirgsmodifikation oder ein universeller Radschlepper gekauft wird;

d) welche Anzahl dieser Radschlepper für Gebirgsgelände in verschiedenen Leistungsklassen in der tschechoslowakischen Landwirtschaft im Jahre 1965 zweckmäßig wäre, falls diese Schlepper eine Ergänzung der übrigen Schleppertypen bilden würden.

Aus der angeführten Studie ergibt sich ein sehr günstiger Wirtschaftseffekt bei der Einführung von diesen Radschlepper-Modifikationen in die Landwirtschaft der ČSSR.

The Anticipated Economical Effectiveness of the Mountain Tractor in the Output Class 28 + 10 per cent

In the mechanization of labour in mountain districts the presently used universal wheel tractor of classical conception is unfit to meet all requirements neither from the viewpoint of its stability (it can operate with triple safety only on slopes up to 12 per cent) nor from the viewpoint of its powering based on the two-wheel drive. That's why detailed requirements on the system of mountain tractors in ČSSR were worked out for which a four-wheel drive, the universal conception of a wheel tractor with a high transverse as well as lengthwise stability is needed, were designed in such a way as to ensure safe working condition in the mechanization of all working as well as transport operations required on sites with slopes of 16°.

With regard to the fact that this mountain tractor is more expensive than a universal tractor of classical conception with the same motor output it was essential before its introduction into serial production to carry on an economical analysis in order to ascertain its economic effectiveness chiefly from the following aspects:

a) to ascertain the characteristics of this tractor as a source of the pulling output as well as of the output transmitted by the p. t. o. shaft for the drive of agricultural machinery;

b) to assess the operation costs of this tractor in respect to the physical as well as moral aging process of this tractor and its economical benefit the agricultural enterprise is to gain when replacing horse-teams by this mountain tractor in labour mechanization on slopes from 12 to 16°;

c) to find out whether and when it is advisable for the agricultural enterprise intending to mechanize working operations on slopes from 8 to 12° to purchase for the same investment sum either a special mountain modification or the universal wheel tractor;

d) to assess the suitable number of these mountain wheel tractor in various output classes for Czechoslovak agriculture in 1965 when these tractors are to supplement the other types of tractors.

The present study reveals the highly satisfactory effectiveness of introducing this modification of wheel tractors into Czechoslovak agriculture.

Vývoj traktorových převodovek

Развитие передач в тракторах

Die Entwicklung der Schleppergetriebe

Development of Tractor Gear-Boxes

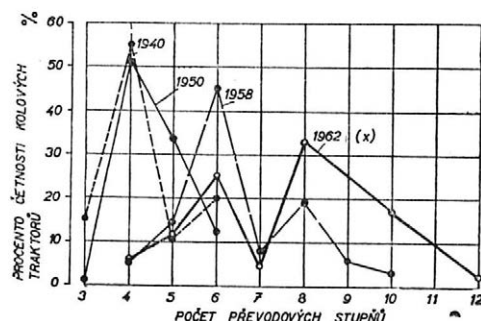
Inž. Miroslav SÝKORA

Československo-polské středisko pro výzkum a vývoj traktorů při ZKL Brno

Úvod

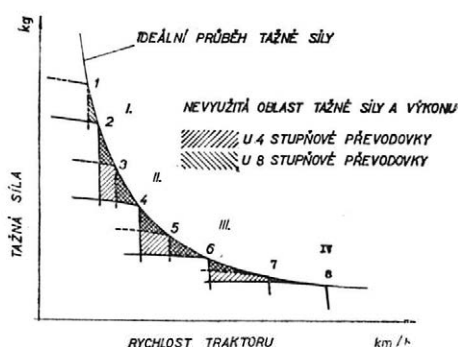
Našemu zemědělství narůstá hlavně v posledních desetiletích nedostatek pracovníků (1.*). Jejich zpětné získávání z průmyslu bude přes veškeré snahy procesem dlouhodobým. Na druhé straně však poptávka po produktech zemědělské výroby neustále roste.

Vzniklé disproporce je nutné při zachování a nadále postupně rostoucí životní úrovni nahradit, a to neustálým zvyšováním stupně mechanizace zemědělství. Zintenzívnění mechanizace se dosáhne rozšiřováním výroby čím dále výkonnějších zemědělských strojů. Převážná část mechanizovaných zemědělských prací vyžaduje určitou optimální pojezdovou rychlost. Znamená to z hlediska traktoru, aby jeho převodovka byla při ekonomickém využití výkonu motoru vybavena větším počtem převodových stupňů.



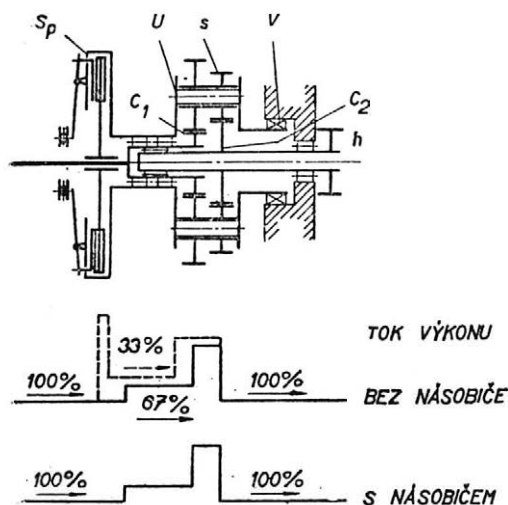
1. Vývoj traktorových převodovek od r. 1940

x) doplněno autorem podle vlastního průzkumu 198 typů kolových traktorů o výkonu mezi 20-75 k



2. Průběh tažné síly traktoru v závislosti na jeho rychlosti

*) Podle Nové myslí č. 7/1963, str. 827, pracovalo u nás v r. 1937 3,300.000 trvale činných pracovních sil v zemědělství, dnes pouze 1,300.000.



3. Schematický náčrt násobiče momentu traktoru Farmall Super (3)

Sp – suchá jednodamelová spojka; U – unášec satelitů; s – dvojitý satelit (28 a 23 zubů); C₁ – hnací centrální kolo (23 zubů); C₂ – hnací centrální kolo (28 zubů); V – volnoběžka; h – hnací hřídel převodovky

Od počátku existence traktoru se počet převodových stupňů neustále zvyšuje. Dokazuje to názorně graf na obr. 1, převzatý z německého pramenu (2) a doplněný autorem. Postupně zvyšovaný počet převodových stupňů navíc sleduje co nejvíce se přiblížit ideálnímu průběhu tažné síly (obráz. 2) a tím hospodárně využít výkonu traktorového motoru.

Mechanické stupňové převodovky s násobičem momentu

Až do roku 1954 byly traktory vybaveny běžnými stupňovými převodovkami. Zvyšoval se, jak uvedeno v úvodu, pouze počet převodových stupňů. V roce 1954 objevil se na traktoru Farmall Super firmy IHC první násobič momentu a po něm následovaly další četné konstrukce.

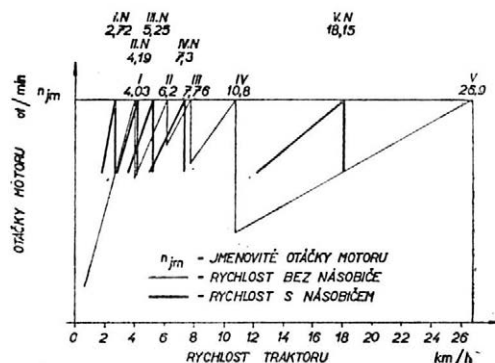
Násobič momentu Farmall (obráz. 3) je v podstatě planetový reduktor s dvojitými satelity, vypínací třecí spojkou a volnoběžkou, vše umístěno před vlastní převodovkou. Suchá třecí spojka násobiče je zapínána a vypínána ručně ovládanou pákou z místa řidiče. Při zapnutí spojce se v násobiči moment motoru nenásobí, je v něm zapnut přímý převod (volnoběžka pracuje). Při vypnutí spojce dochází k násobení momentu motoru tak, že je přenášen přes tři dvojitě satelity k hnanému centrálnímu kolu a dále k vlastní převodovce (volnoběžka je spolu s unášcem zablokována). Tím se při převodu $i = 1,48$ dosáhne snížení rychlosti o 33 % při současném zvýšení tažné síly asi o 45 %, což vyplývá jednoduše ze vzorce pro tažný výkon:

$$N = \frac{P \cdot V}{270}$$

kde: N = tažný výkon v k,

P = tažná síla v kg,

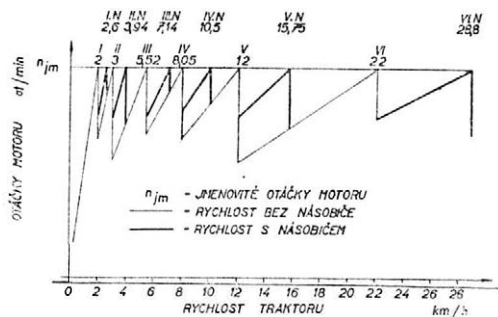
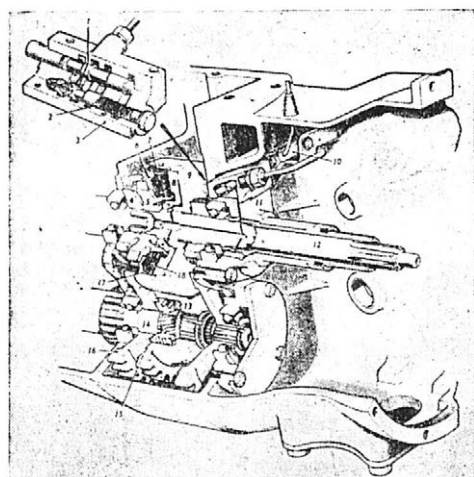
V = jezdová rychlost v km/h.



4. Pilový diagram rychlosti traktoru Farmall Super s násobičem momentu

Na obr. 4 jsou znázorněny jednotlivé rychlosti traktoru. Na podobném principu byly provedeny další násobiče jako např. fy Oliver, MTZ 50, Utos, David Brown atd.

Pozornosti si zasluhuje odlišná konstrukce dnes sériově vyráběného dvou-
stupňového násobiče fy Massey — Ferguson, tzv. Multi — Power (obr. 5). Tento
předlokový násobič nesnižuje, nýbrž zvyšuje pojezdovou rychlost traktoru asi
o 30 %. Funkční popis násobiče je podrobně uveden v časopise Automobil
č. 2/63, str. 57. Násobič je umístěn před vlastní běžnou třístupňovou převo-
dovkou s dvojitou planetovou redukcí. Diagram rychlostí převodovky Multi —
Power traktoru MF 65 je uveden na obr. 6. Základních šest rychlostí je vhodně
uspořádáno tak, že rychlosti zvýšené násobičem zapadají vždy mezi základní
řadu a vytvářejí tak prakticky celkem 12 rychlostních stupňů. Řazení zvýše-
ných rychlostí je velmi pohodlné, a to během jízdy přesunutím ruční páčky
na přístrojové desce.



6. Pilový diagram rychlostí traktoru Massey-Ferguson 65 s převodovkou Multi-Power

5. Předlokový násobič momentu Multi-Power převodovky traktoru MF-65

Násobiče momentu mají splnit tyto požadavky:

- zvýšit počet převodových stupňů v převodovce (u starších provedení přechodně, u nových trvale)
- umožnit přechodné, popř. trvalé zařazení nižšího převodu při práci traktoru bez jeho zastavení, např. při zvýšení odporu půdy během orby apod.

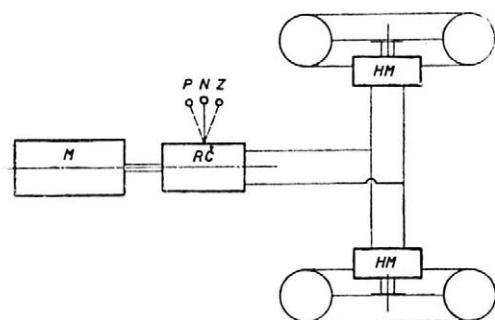
Z uvedeného vyplývá, že jde o snahu zvýšit pohyblivost traktoru spolu se zemědělským strojem (dále agregátu) při všech jeho pracích, snížit co nejvíce počet zastávek agregátu na poli, a tím zvýšit jeho pracovní produktivitu. Např. traktor Farmall Super M-TA, vybavený násobičem a pracující na třetí rychlosti (bez násobiče 7,75 km/h., s násobičem 5,23 km/h.), se čtyřradličným pluhem s hloubkou orby 20 cm, zorá za směnu o 0,8 ha více. Vhodně použitý násobič momentu umožňuje tak v tomto případě zvýšení pracovního výkonu při orbě asi o 20 %. Fa Massey — Ferguson udává v prospektu k traktoru MF 65 s převodovkou Multi — Power odstranění až 90 % zastávek na poli.

Úsilí konstruktérů však při uvedeném zdokonalení nekončí. Jsou zkoumány i jiné způsoby řazení převodovek pod zatížením, tj. bez zastavení traktoru.

Hydrostatické převodovky

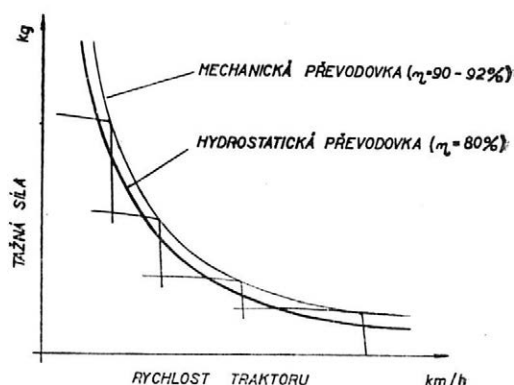
Již nejméně 10 let se výzkumní pracovníci špičkových traktorářských firem zabývají řešením otázky použít na zemědělském traktoru hydrostatického převodu. Principiální myšlenka stará již přes padesát let, aplikovaná dosud hlavně v oboru obráběcích strojů a v letectví, jeví se teoreticky velmi výhodná (hyperbolický průběh krouticího momentu — obr. 2).

V podstatě jde o regulační hydraulické čerpadlo s plynule měnitelným dodávaným množstvím tlakového oleje. Čerpadlo je spojeno tlakovým potrubím s hydraulickým motorem (nebo více motory) obvykle o konstantním objemu (není však podmínkou) (obráz. 7). Okamžitý poměr zdvihových objemů čerpadla a motoru dává určitý převod. Zdrojem hnací síly je traktorový spalovací motor, který pohání regulační čerpadlo.



7. Schéma hydrostatického převodu traktoru Fordson-Lucas

P — vpřed; N — neutrální; Z — vzad; M — hnací spalovací motor; RC — regulační hydraulické čerpadlo; HM — hydraulický motor



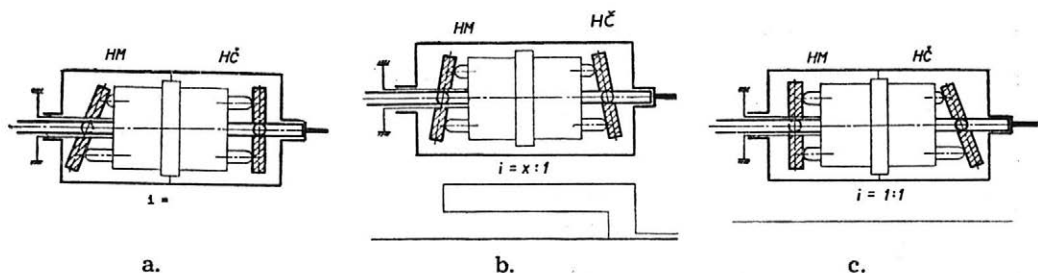
8. Průběh tažné síly u hydrostatického traktoru

Toto řešení ideálně uspokojuje požadavky na zvětšený počet převodových stupňů i na řazení bez zastavení traktoru, tj. na řazení pod zatížením. Zvětšený počet stupňů je v tomto případě dokonce zajištěn nekonečným počtem stupňů, tj. plynulou změnou převodu. Plynulý hydrostatický převod dává tak řidiči možnost přizpůsobit rychlost traktoru libovolným pracovním podmínkám.

Obr. 8 znázorňuje plynulou změnu hnací síly v závislosti na rychlosti traktoru s hydrostatickou převodovkou. Pro srovnání jsou do téhož diagramu vyneseny průběhy hnacích sil čtyřstupňové mechanické převodovky. Ideální plynulá změna převodu za pohybu traktoru je však placena většími ztrátami přenášeného výkonu, tj. celkově nižší účinností. Např. při čistě hydraulickém uspořádání převodu činí celková jeho účinnost maximálně asi 80 %, zatímco mechanická stupňová převodovka pracuje s 90 % účinností.

Dnes již existuje ve světě řada funkčních vzorků hydraulických traktorů, např. sovětských ústavů NATI a VICHOM, anglického ústavu N. I. A. E., firem Fordson — Dowty, Fordson — Lucas, Ferguson, IHC, Hanomag, Fendt atd.

Nevýhody nižší účinnosti čistě hydraulického převodu řeší některé firmy hydrostatickým diferenciálním převodem. Reprezentantem diferenciálního hydrostatického převodu na traktoru je fa Hanomag (NSR). Výkon je v tomto případě přenášen jednak cestou hydraulickou, jednak mechanicky (obráz. 9a, b, c). Obr. 9a schematičtěji naznačuje neutrální polohu. Obr. 9b naznačuje určitý převod i, závislý na vzájemném sklonu desek čerpadla a hydromotoru. Obr. 9c znázorňuje převod 1:1. Podíl přenášeného mechanického výkonu na cel-



9. Schéma hydrostatického diferenciálního převodu s třemi polohami regulačních desek

HC – hydraulické regulační čerpadlo; HM – hydraulický regulační motor; ——— mechanický tok výkonu; - - - - - hydraulický tok výkonu

kovém výkonu vzrůstá se zmenšujícím se převodem tak, že při převodu 1 : 1 se veškerý výkon přenáší jediné mechanicky. Bližší funkční popis hydrostatického diferenciálního převodu uvádí např. M. Meyer v časopisu „Oelhydraulik und Pneumatik“ (8). Účinnost diferenciálního hydrostatického převodu je ve srovnání s účinností čistě hydrostatického převodu celkově vyšší a má příznivější průběh (obr. 10).

Porovnáme-li oba uvedené principy z hlediska koncepčního, tj. jaký vliv má hydrostatická převodovka na umístění jednotlivých skupin traktoru, lze říci:

a) Hydrostatický převod s čistě hydraulickým přenosem výkonu, u něhož mohou být hydromotory umístěny v hnacích kolech (obr. 11), dává značnou konstrukční svobodu umístění jednotlivých skupin traktoru i připojení zemědělských strojů a nářadí. Umožňuje jednotlivý pohon hnacích kol, což se ukazuje jako zvlášť výhodné pro traktor s pohonem na všechna kola, kde jsou potíže se světlostí a s nejmenším poloměrem otáčení.

b) Hydrostatický diferenciální převod nahrazuje prakticky prostor dnešní mechanické převodovky při zachování umístění jednotlivých skupin traktoru.

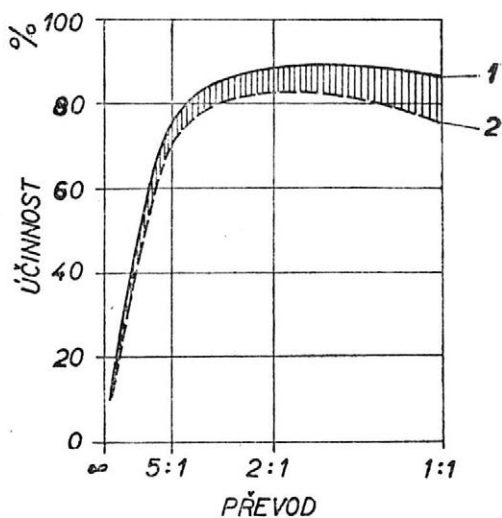
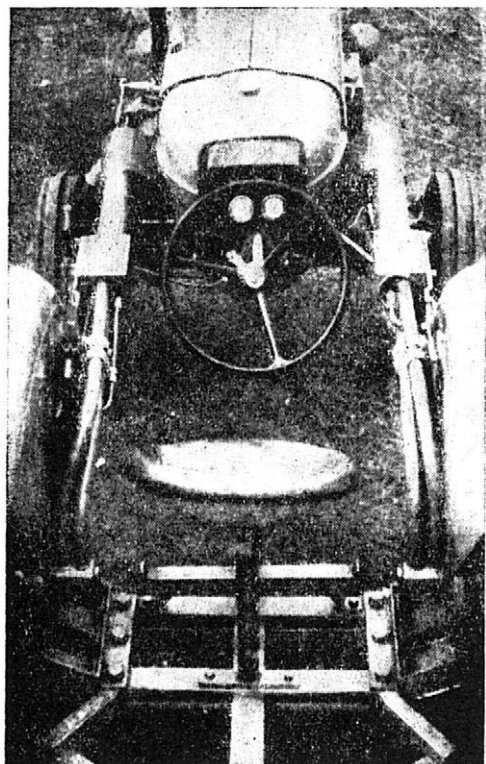
U obou principů odpadá motorová spojka, brzdy, u prvního principu rovněž mechanický diferenciál. Oba principy umožňují případný přenos výkonu na zemědělský stroj hydraulickou cestou (tlakovými hadicemi) bez neobratných a nebezpečných kloubových hřídelů, s možností projíždění zatáček o minimálním poloměru.

Nevýhodou hydrostatických převodů, bez uvážení účinností, jsou vysoké pracovní tlaky oleje (až 200 atp), velká konstrukční váha, citlivost na vniknutí vzduchu do soustavy, nákladná výrobní technologie. Problematická je rovněž otázka zajištění servisu a oprav.

Stupňové planetové převodovky poloautomatické a automatické

Hledání nových cest za účelem zvýšení automatizace traktoru však nekončí uvedenými způsoby, nýbrž neustále pokračuje. Americká firma Ford, která má velké zkušenosti s automatickými planetovými převodovkami u osobních i nákladních automobilů, přišla v posledních letech na trh se stupňovou mechanickou planetovou převodovkou, řazenou pod zatížením. Převodovka traktoru Ford 6000 (obr. 12) je desetistupňová s rozsahem rychlostí 1,93–29,3 km/h. Převodovka sestává ze soustavy tří planetových soukolí, tří spojek a tří brzd. Převodové stupně (10 vpřed, 2 zpět) jsou řazeny poloautomaticky a hydraulicky. Motorová spojka u tohoto traktoru neexistuje, veškeré zatížení a prokluz při rozjezdu i řazení přenáší spojky a brzdy převodovky.

Anglická traktorová firma David Brown zvolila u planetové převodovky

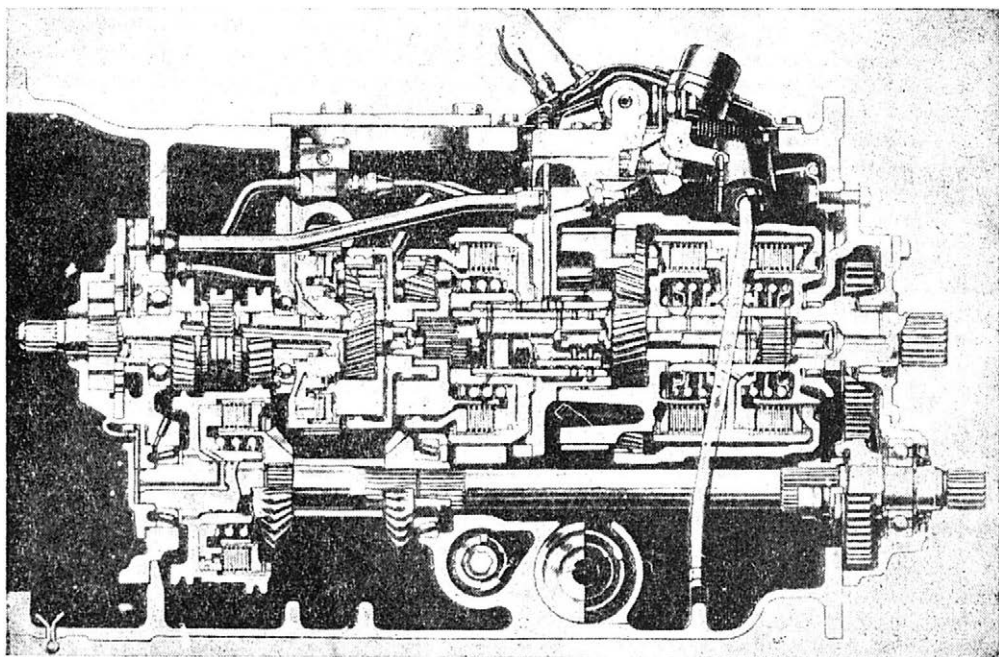


10. Průběhy účinností hydrostatických převodů

1 – hydrostatický diferenciální převod; 2 – čistě hydrostatický převod



11. Traktor anglického zkušebního zemědělského ústavu N.I.A.E. s hydrostatickým převodem



12. Desetistupňová planetová převodovka traktoru Ford 6000

Autodrive dokonce již automatické řazení za pohybu traktoru. Traktor David Brown 990 Implematic — Autodrive je vybaven čtyřstupňovou planetovou převodovkou s běžnou dvoustupňovou redukcí. Při ručním řazení je možno automatiku vypnout. Schéma této planetové převodovky uvádí obr. 13.

13. Schéma čtyřstupňové automatické planetové převodovky David Brown Autodrive (7)

C — hnací hřídel s centrálním kolem

s — satelit

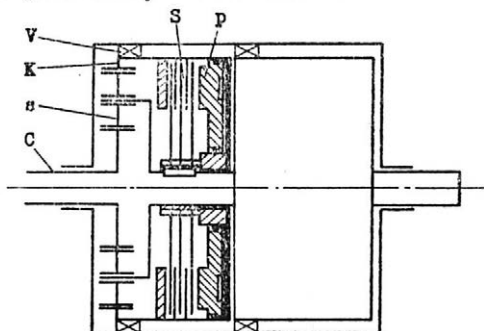
K — korunové kolo

V — volnoběžka

S — lamelová spojka mokrá

p — píst hydraulického válce spojky

Schéma planetového převodu II stejné, pouze s jiným převodem



Zhodnocení

Všechny v předešlých kapitolách uvedené nové konstrukční principy převodovek sledují snahy po

a) zvýšení produktivity práce agregátu, tj. zvýšení jeho pracovního výkonu za jednotku času, např. za jednu směnu;

b) snížení spotřeby paliva;

c) snížení fyzické námahy traktoristy, jemuž se tak umožní věnovat více pozornosti obsluze zemědělského stroje nebo nářadí.

Tyto hospodárnější provozní parametry jsou na druhé straně tlumeny složitější a nákladnější konstrukcí převodovek. Přibližnou představu o ekonomických provozních parametrech udává tab. I.

I. Porovnávací tabulka některých ekonomických parametrů převodovek

Druh převodovky		n	η př	N	Cena
mechanická stupňová	klasická	0	90—92%	100%	100%
	s násobičem	2*)	90—92%	110—115%	150%
	planetová	10	90—92%	110—115%	200—300%
hydro- statická	čistě hydraulická	**) ∞	80—85%	110—120%	300%
	diferenciální	∞	až 90%	110—120%	300%

Vysvětlivky: n — počet stupňů řazených pod zatížením

η př — účinnost převodovky

N — produktivita práce traktoru během jednoho roku

*) při určitém zařazeném stupni možné zařadit bez zastavení traktoru redukcí (rychloběh)

**) v určitém rychlostním rozsahu daném konstrukcí je počet rychlostních stupňů teoreticky nekonečný

Tabulka I ukazuje nesporné provozní výhody převodovek řazených pod zatížením, bez nichž se traktory budoucnosti pravděpodobně neobejdou. Jaké bude jejich chronologické pořadí, zda podle tabulky nebo zda někteří výrobci některý stupeň překročí, závisí na technologických, ekonomických a dalších specifických podmínkách výrobce.

Závěr

Z důvodů zmíněných v úvodu tohoto článku bude nezbytně zapotřebí, aby se náš traktorový průmysl orientoval podobným vývojovým směrem. Vývoj směřující k převodovkám řazeným pod zatížením znamená jistý revoluční konstrukční proces, který způsobí nemálo starostí nejen konstruktérům, technologům a pracovníkům ve výrobě, nýbrž v neposlední řadě také servisním organizacím, na něž budou kladeny neustále větší požadavky na kvalitní zajištění servisu. V úzké spojitosti je nezbytnou podmínkou podstatné zvýšení kvalifikace traktoristů, kteří mohou značnou měrou ovlivnit délku bezporuchového provozu a prodloužení životnosti převodovky i celého traktoru.

Došlo dne 17. 10. 1963

Literatura

1. Nová mysl č. 7/1963, str. 827. — 2. Grundlagen der Landtechnik, seš. 11/1959, str. 5. — 3. Agricultural Engineering, říjen 1954, str. 710. — 4. The Engineer, č. 5565/1962, str. 487. — 5. Journal of the Institution of British Agricultural Engineers, č. 3/1956, str. 10. — 6. SAE Preprint 391 C, 1961 — Ford 6000 Tractor. — 7. Ekspres Informacija „Traktory“, č. 11/1962, str. 7. — 8. M. Meyer: Ein Axialkolbengetriebe mit innerer Leistungsverzweigung. Ölhydraulik und Pneumatik, r. 1959, seš. 3.

Развитие передач в тракторах

Автор на примере ряда зарубежных тракторов доказывает необходимость ориентировать чехословацкую тракторную промышленность на тракторные передачи с переключением скоростей под нагрузкой. Развитие, направленное на переключение передач под нагрузкой, означает бесспорный «революционный» конструктивный процесс, который причинит заботы не только конструкторам, технологам и работникам производства, но и организациям по уходу, к которым будут возлагаться все большие требования к качеству обеспечения ухода. В тесной связи с этим неизбежным условием является существенное повышение квалификации трактористов, которые могут в значительной мере влиять на продолжительность бесперебойности работы и на удлинение срока службы передач и всего трактора.

Die Entwicklung der Schleppergetriebe

Der Verfasser beweist an einer Reihe ausländischer Schlepper die Notwendigkeit, tschechoslowakische Schlepperindustrie solle sich auf die teilweise oder ganz unter Belastung geschaltete Getriebe orientieren. Die auf die unter Belastung geschalteten Getriebe gerichtete Entwicklung bedeutet einen gewissen „revolutionären“ Konstruktionsprozeß, der nicht nur den Konstrukteuren, Technologen und Mitarbeitern der Erzeugung, sondern auch den Service-Organisationen (an die stets höhere Anforderungen auf eine qualitätsmäßige Sicherung des Service gestellt werden) Sorgen bereiten wird. Damit hängt auch als eine unerläßliche Bedingung eine wesentliche Erhöhung der Qualifikation der Schlepperführer, die die Dauer eines störungsfreien Betriebes sowie die Lebensdauer des Getriebes und des ganzen Schleppers in bedeutendem Maße beeinflussen kann, zusammen.

Development of Tractor Gear-Boxes

Giving a series of foreign tractors as an example the author demonstrates the necessity for the Czechoslovak tractor industry to orient itself towards tractor gear-boxes operated under full stress. The development towards gear-boxes operated under stress is a “revolutionary” construction process about which not only designers, technologists and production workers, but also service organizations will be concerned, as constantly increasing quality standards will be demanded. An essential improvement of the qualification of tractor drivers is a closely related necessary condition of success of this new development, for the tractor drivers can considerably influence the duration of operation of the tractor without disturbances and the prolongation of service life both of the tractor gear-box and the tractor as a whole.

Analýza základných činiteľov mikroklimy v objektoch pre automatizovaný mokrý výkrm ošípaných na južnom Slovensku

Анализ некоторых факторов микроклимата в свинарниках
с автоматическим откормом свиней влажной смесью в южной Словакии

Analyse einiger Faktoren des Mikroklimas in den Objekten für automatisierte
Naßfütterung der Schweine in der Südslowakei

An Analysis of some Factors of Microclimate in Housings for the Automatic Wet
Feeding Process of Hogs in Southern Slovakia

Inž. Karol JANAČ, CSc.
ČSAV – Ústav stavebníctva a architektúry SAV, Bratislava
Riaditeľ ústavu inž. R. Skrúcaný, ScC.

Úvod

Výstavba poľnohospodárskych objektov prechádza u nás veľkým vývojom. Do obvodových konštrukcií stavieb pre živočíšnu výrobu prenikajú neustále nové stavebné hmoty (penobetón, pórobetón, plynosilikát atď.), ktoré majú od tradičných materiálov (kameň, drevo, tehla) odlišné fyzikálne vlastnosti. Lhké stavebné izolačné materiály, ktoré sa dostávajú do styku s vlhkým a agresívnym prostredím maštali, sú vystavené trvalým možnostiam zvyšovania ich vlhkosti. Príčina trvalého zvyšovania vlhkosti stavebných konštrukcií má korene v kondenzovaní vodnej pary na ich povrchoch a tiež v difúzii pár z maštali cez obvodové konštrukcie navonok (najmä v zimnom období). Následky veľkej vlhkosti stavebných materiálov sa prejavajú jednak v zmenšenej tepelno-izolačnej schopnosti obvodových konštrukcií (stien, stropov, podláh) a menšou životnosťou objektov (rozrušovaním omietok, stien, podláh atď.). Okrem toho vlhké povrchy vnútorných konštrukcií vytvárajú živnú pôdu pre baktérie, pliesneň a huby, čo je z hľadiska stavebnej hygieny stav nežiadúci.

Požiadavky na výstavbu výkrmní

Aby sme mohli predchádzať uvedeným neblahým vplyvom prostredia na obvodové konštrukcie, musíme ich zabezpečiť predovšetkým:

- a) dostatočnou tepelno-izolačnou schopnosťou obvodových konštrukcií,

b) dokonalou skladbou materiálov z hľadiska ochrany pred navlhčovaním (najmä ľahkých stavebných hmôt),

c) dostatočným vetraním vnútorného priestoru.

Pri riešení uvedených problémov, na ktoré iba z časti poukazujeme, treba brať do úvahy tiež skutočnosť, že v našich klimatických podmienkach zostáva jediným zdrojom vykurovania iba organizmus zvierat, ktoré okrem tepla produkujú súčasne značné kvantum vodnej pary.

Sledovanie mikroklimy v objektoch pre výkrm ošípaných v Cabaji a Jelšovciach pri Nitre

K vyhodnoteniu vnútorného ovzdušia v zimnom období 1962 (január, február) sledovali sme nasledovné základné činitele, ktoré majú podstatný vplyv na vytváranie vnútornej mikroklimy a vlhkosného stavu obvodových konštrukcií:

a) relatívnu vlhkosť vnútorného vzduchu v horizontálnom a vertikálnom smere,

b) teplotu vnútorného vzduchu,

c) okamžitý priebeh schladzovacích hodnôt,

d) priebeh prúdenia vnútorného vzduchu v rôznych bodoch a výškach v horizontálnom a vertikálnom smere,

e) váhovú vlhkosť obvodových konštrukcií stien.

Metodika merania

K dlhodobému a priebežnému meraniu vnútorných a vonkajších teplôt a relatívnej vlhkosti vzduchu sú používané termohygrography.

K podrobnému meraniu vnútorných teplôt a gradientu sme používali staničné ortuťové teplomery.

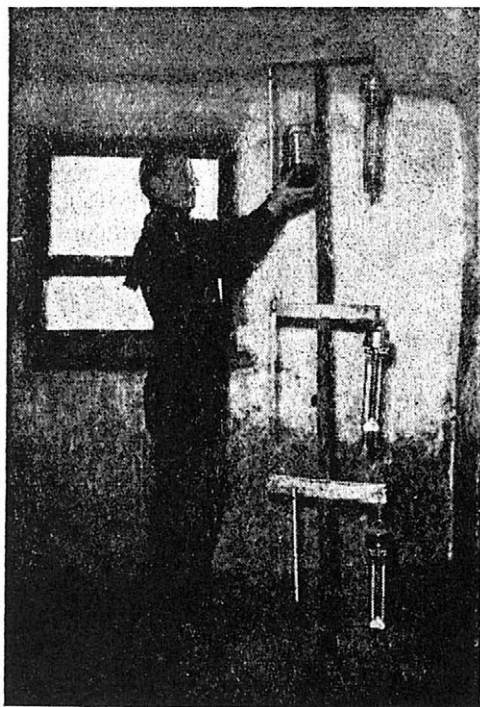
K podrobnému meraniu relatívnej vlhkosti sme používali 3 Assmanové psychrometry, ktoré okrem horizontálneho a vertikálneho sledovania vlhkosti slúžili k ciachovaniu termohygrografov (obr. 1).

K podrobnému meraniu schladzovacích hodnôt nám slúžili katateplomery (obr. 1).

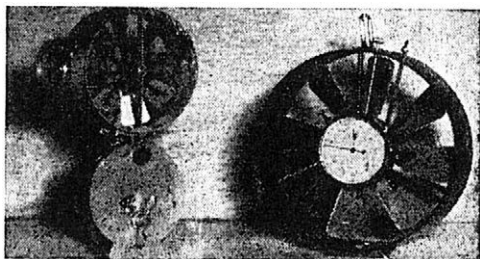
K podrobnému meraniu pohybu vnútorného vzduchu sme používali jednak katateplomery, mechanické anemometre (obr. 2) a tiež „dýmničku“ (s obsahom kyseliny soľnej a čpavku, obr. 3).

Podrobný a okamžitý priebeh teplôt, relatívnej vlhkosti, schladzovacích hodnôt a prúdenia vzduchu sme sledovali takto:

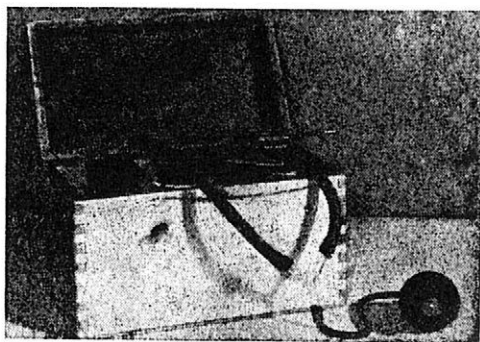
Za účasti pracovníkov ČSAV — Ústavu stavebníctva a architektúry — Laboratórium stavebnej svetlotekniky a v spolupráci s Vysokou poľnohospodárskou školou v Nitre sme v priebehu ca 2 hodín robili podrobné merania v rôznych bodoch a výškach pomocou troch Assmanových psychrometrov, katateplomerov a staničných teplomerov (obr. 1). Z obrázku 1 môžeme sledovať, že bolo našou snahou overiť si použitou metodikou merania tri základné klimatické činitele (relatívnu vlhkosť vzduchu, jeho teplotu, ochladzovanie a prúdenie vzduchu), ktoré majú na vnútorný režim a obvodové konštrukcie podstatný vplyv. Treba súčasne uviesť, že tak v Jelšovciach, ako



1. Meranie prúdenia vzduchu pomocou katateplomerov a relatívnej vlhkosti vzduchu pomocou Assmanových psychrometrov vo výkrmni ošípaných v Cabaji



2. Používané mechanické anemometre poľskej a nemeckej výroby na meranie rýchlosti prúdenia vzduchu vo výkrmni



3. Používaný prístroj na sledovanie rýchlosti a smeru prúdenia vzduchu „Dýmnička“ (s obsahom kyseliny soľnej a čpavku)

i v Cabaji ide o novostavby s ustajňovacou kapacitou 500 kusov, ktoré sú iba niekoľko mesiacov v prevádzke.

K výpočtom jednotlivých hodnôt, ktoré uvádzame v tabuľkách 1–6 použili sme vzorcov:

Absolútna vlhkosť vzduchu:

$$f = E_m - 0,5 (t_s - t_m) \frac{B}{755} \quad (1)$$

kde: f = absolútna vlhkosť vzduchu v mm Hg,

E = max. napätie vodných pár pri teplote vlhkého teplomeru, t_m v mm Hg (hodnoty E_m sú uvádzané v tabuľkách v rôznej technickej literatúre [1, str. 20]),

0,5 = konštanta psychrometra,

t_s = teplota suchého teplomera v °C,

t_m = teplota vlhkého teplomera v °C,

B = barometrický tlak vzduchu v mm Hg,

775 = stredný barometrický tlak vzduchu v mm Hg.

Relatívna vlhkosť vzduchu:

$$\varphi = \frac{f}{E_s} \cdot 100 \quad (2)$$

kde: φ = relatívna vlhkosť vzduchu v %,
 f = absolútna vlhkosť vzduchu v mm Hg,
 E_s = max. napätie vodných pár v mm Hg.

Aby sme dostali celkový obraz o priebehu všetkých troch činiteľov v priestore, spracovali sme ich pre všetky miesta a merané body pre Cabaj v tabuľkách I, II a pre Jelšovce v tabuľkách III, IV. Treba pre úplnosť uviesť, že v čase nášho podrobného merania (v Jelšovciach 7. 2. 1962 od 9–11 hod., v Cabaji 31. 1. 1962 od 10–12 hod.) boli teploty vonkajšieho vzduchu pomerne vysoké. Tak napr. v Jelšovciach bola vonkajšia teplota vzduchu $-1,1^{\circ}\text{C}$, v Cabaji $-1,7^{\circ}\text{C}$. Rozdelenie meraných bodov v priestoroch výkrmní je zrejme z obrázkov 4 a 5.

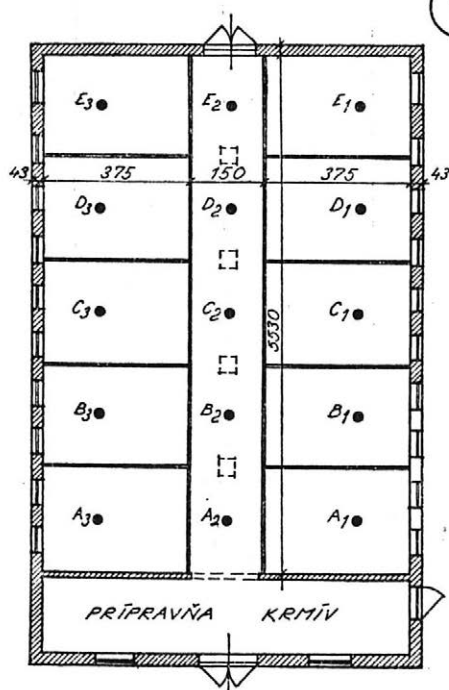
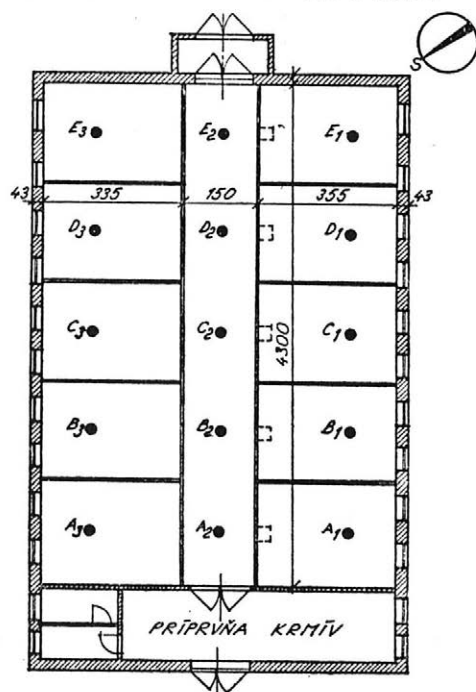
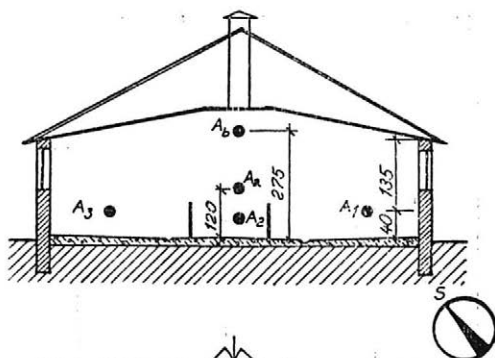
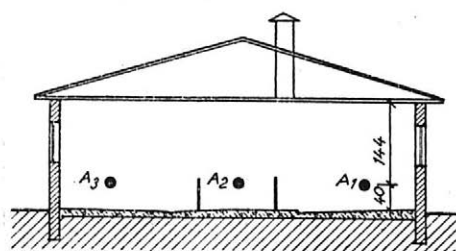
Vnútna vlhkosť vzduchu

Z hľadiska termoregulácie je známe, že najväčšie ťažkosti pri zbavovaní prebytočného telesného tepla robí organizmu vysoké napätie vodných pár obsiahnutých v prilahlom vzduchu. Čím ľahšie sa telo zbavuje telesnej teploty cestou vnútorného a vonkajšieho odparovania, tým menšia bude spotreba energie na tieto pochody a tým viac energie bude k dispozícii k požadovanej produkčnej úžitkovosti.

Obsah vodných pár vo vzduchu súvisí priamo s jeho teplotou a nemožno ich pri stanovení optimálnych podmienok vnútorného ovzdušia oddeľovať. Vo výkrmniach ošipaných je v našich pomeroch doporučovaná relatívna vlhkosť vzduchu 70 až 85 % pri teplotách vzduchu 8 až 12°C . Tie isté hodnoty sú

I. Priebeh schladzovacích hodnôt a prúdenia vzduchu v objekte pre výkrm ošipaných v Cabaji

Bod	Výška v cm	Teplota vzduchu v $^{\circ}\text{C}$	Schladzovacia hodnota milical/sec	Pohyb vzduchu m/sec
A1	70	11,8	7,110	0,047
A2	70	9,9	7,732	0,0506
A3	70	10,1	7,209	0,0331
B1	70	12,2	6,493	0,0278
B2	70	10,2	7,812	0,0585
B3	70	10,8	7,319	0,0441
C1	70	13,2	6,252	0,0289
C2	70	12,1	6,734	0,0349
C3	70	13,2	6,538	0,0349
D1	70	12,6	10,345	0,3364
D2	70	12,2	6,829	0,0408
D3	70	12,2	6,595	0,0313
E1	70	14,2	6,160	0,0361
E2	70	12,8	6,820	0,0470
E3	70	15,1	6,345	0,0561
Priemer		12,2	7,086	0,0605



4. Schématické označenie meraných bodov (v pôdoryse a reze) vo výkrmni ošípaných v Cabaji

5. Schématické označenie meraných bodov (v pôdoryse a reze) vo výkrmni ošípaných v Jelšovciach

pre dané teploty vzduchu udávané tiež v zahraničnej literatúre (Dedie 1957). Podľa Hoffmana a Dedie (1958) pôsobí vyššia vlhkosť vzduchu nepriaznivo na váhové prírastky ošípaných a v menšej miere tiež na využitie krmiva [5]. Ošípané vo výkrme trpia uvedenými pomermi aj pri prekročení vyšších teplôt, a to už pri teplote vzduchu 15 až 20°C. Keď teraz budeme hodnotiť vnútornú teplotu vzduchu a jeho relatívnu vlhkosť napr. vo výkrmni v Cabaji, vidíme, že prekračovanie teplôt nad 12°C svedčí o nedostatočnej výmene vzduchu, ktorého priemerná hodnota prúdenia bola iba 6 cm/sec (tab. I). Potvrzuje to tiež v tabuľke II priemerná relatívna vlhkosť vzduchu, ktorá dosahovala priemernú hodnotu až 86,09 %. Oveľa horšie pomery boli dosiahnuté vo výkrmni ošípaných v Jelšovciach. Pri vnútornej teplote vzduchu 11,9°C a prúdení vnútorného vzduchu 0,12 m/sec (tab. III), dosahovala relatívna vlhkosť vzduchu až 93,28 % (tab. IV). Uvedené hodnoty v tabuľkách

II. Rozdelenie relatívnej vlhkosti vzduchu v horizontálnom a vertikálnom smere v objekte pre výkrm ošípaných v Cabaji

Bod	Výška v cm	Hodnoty teplomerov v °C		Baro- metrický tlak v mm Hg	f v mm HG	Relatívna vlhkosť v %
		suchý	vlhký			
A1	70	12,0	10,4	758	9,868	94,00
A2	70	8,2	4,0	758	3,9916	75,102
A3	70	10,1	9,1	758	8,168	88,112
B1	70	12,4	11,0	758	9,1372	84,603
B2	70	10,2	7,8	758	6,7352	72,188
B3	70	11,0	10,1	758	8,8182	89,615
C1	70	13,4	12,2	758	10,0576	87,229
C2	70	12,4	10,2	758	8,2256	76,162
C3	70	13,2	11,9	758	9,8074	86,181
D1	70	11,6	10,8	758	9,3084	95,864
D2	70	11,4	10,0	758	8,5072	84,146
D3	70	11,2	10,2	758	8,828	88,456
E1	70	14,4	13,8	758	11,5288	93,730
E2	70	11,8	10,4	758	8,7572	84,366
E3	70	14,9	14,1	758	11,6584	91,726
Priemer						86,098

I až IV nám podávajú súčasne veľmi dobrý prehľad o rozdieloch teplôt, vlhkosti, schladzovacích hodnotách a prúdení vzduchu v jednotlivých bodoch v oboch objektoch vo výške 70 cm nad podlahou. Jednotlivé merané body uvádzame na schématických obrázkoch 4 a 5.

Udržovanie teploty a relatívnej vlhkosti vzduchu v požadovaných medziach vo výkrmniach ošípaných je závislé od tepelno-izolačných schopností obvodových konštrukcií a od systému vetrania. Pri veľkej koncentrácii vykrmovaných ošípaných na pomerne malej ustajňovacej ploche a pri mokrej technológii kŕmnych a čistiacich postupov nevystačíme spravidla v jednotlivých ročných obdobiach iba s prirodzenou výmenou vzduchu. V praxi sa často stretávame s prípadmi, kedy v dôsledku nadmernej relatívnej vlhkosti vzduchu a v dôsledku vlnutia obvodových konštrukcií kondenzovanou vlhkosťou sa dostatočne inštaluje mechanické vetranie. Dodatočné zavádzanie mechanického vetrania nemusí vždy vyriešiť problémy nevyhovujúceho ustajňovacieho prostredia. Mechanické vetranie môže tieto problémy odstrániť iba vtedy, ak obvodové konštrukcie stavby majú takú tepelno-izolačnú schopnosť, aby teplo produkované zvieratmi vystačilo na straty tepla konštrukciami, aj na zohrievanie dostatočného množstva privádzaného čerstvého vzduchu vetraním. Prakticky to znamená, že pri navrhovaní mechanického vetrania musíme vychádzať z celkovej hodnoty voľného tepla, z ustajňovacej kapacity výkrmne, dĺžky prevádzky a objemu vzduchu na jeden ustajnený kus.

V takých prípadoch, kedy sú obvodové konštrukcie výkrmne v tepelno-izolačných schopnostiach poddimenzované, musíme najprv stavby zatepliť a až potom navrhnúť ventilátory. Takéto riešenie by si vyžadovala tiež výkrmňa v Jelšovciach, kde napr. strop vytvorený iba z 2,5 cm vrstvy omietky a pod-

III. Priebeh schladzovacích hodnôt a prúdenia vzduchu v objekte pre výkrm ošípaných v Jelšovciach

Bod	Výška v cm	Teplota vzduchu °C	Schladzovacia teplota milical/sec.	Pohyb vzduchu m/sec
A1	70	12,2	9,43	0,185
A2	70	7,4	10,54	0,164
A2	120	11,8	6,91	0,037
A2	275	12,2	7,85	0,094
A3	70	10,0	7,07	0,027
B1	70	13,2	9,31	0,247
B2	70	8,0	13,45	0,443
B3	70	12,8	5,61	0,008
C1	70	12,8	9,69	0,270
C2	70	10,6	8,56	0,102
C2	120	11,6	6,84	0,034
C2	275	12,2	7,57	0,076
C3	70	13,6	7,12	0,076
D1	70	13,2	7,40	0,085
D2	70	11,6	8,53	0,126
D3	70	13,0	5,53	0,113
E1	70	13,6	8,27	0,162
E2	70	13,6	7,57	0,105
E2	120	11,6	7,75	0,076
E2	275	12,2	7,67	0,082
E3	70	12,9	6,62	0,040
Priemerné hodnoty		11,9	8,0	0,121

bíjačiek hrúbky 2,5 cm je príčinou nadmerných tepelných strát v zimných mesiacoch. Najlepší obraz v poddimenzovaní stropu si urobíme vtedy, keď zoberieme do úvahy spresnené zootechnické smernice vypracované ČSAZV [4],

kde pre výkrmne ošípaných sa doporučuje tepelný odpor stropu $\frac{1}{A} = 0,90 \text{ m}^2\text{h}^0\text{C/Kcal}$, kým tepelný odpor súčasnej konštrukcie je iba $0,20 \text{ m}^2\text{h}^0\text{C/Kcal}$. To je súčasne príčina, prečo na strepe kondenzujú vodné pary, prečo je premočený a prečo vytvára živnú pôdu pre rozvoj plesní.

V druhom sledovanom objekte, v Cabaji, zriadilo vedenie družstva v jar-ných mesiacoch 1962 mechanické vetranie, ktoré do značnej miery zlepšilo kvalitu vnútorného ovzdušia. Je len škoda, že u nás vyrábané ventilátory nie sú vhodné pre tak vlhké a agresívne prostredie, ako sú výkrmne, kde pre ich veľkú poruchovosť (spálenie motora) a opotrebovanosť sú v krátkom čase vyradené z prevádzky.

Vlhnutie obvodových konštrukcií

V objektoch s automatizovaným výkrmom ošípaných tekutými krmivami v Cabaji a v Jelšovciach sledovali sme súčasne v priebehu jedného roku váhovou vlhkosť obvodových stien a priebeh premiestňovania vlhky. Váhovú vlhkosť

IV. Rozdelenie relatívnej vlhkosti vzduchu v horizontálnom smere v objekte pre výkrm ošipáných v Jelšovciach

Bod	Výška v cm	Hodnoty teplomerov v °C		Baro- metrický tlak v mm Hg	f v mm Hg	Relatívna vlhkosť v %
		suchý	vlhký			
A1	70	10,4	9,8	759,5	0,788	92,89
A2	70	5,4	5,0		6,339	94,19
A2	120	11,4	10,6		9,178	90,78
A2	275	11,8	11,2		9,678	93,23
A3	70	7,6	7,4		7,620	97,31
B1	70	12,6	11,8	759,5	9,978	91,20
B2	70	5,4	5,2		6,339	91,19
B3	70	12,4	11,6		9,838	91,09
C1	70	11,4	10,6	759,5	9,178	90,78
C2	70	13,2	13,0		11,130	97,80
C2	120	10,8	10,2		9,029	92,98
C2	275	11,8	11,4		9,909	95,46
C3	70	13,1	12,2		9,756	86,33
D1	70	12,4	11,8	759,5	10,079	93,32
D2	70	10,4	10,0		9,009	95,23
D3	70	12,4	12,0		10,319	95,54
E1	70	13,4	12,4	759,5	9,795	84,95
E2	70	12,4	12,2		10,560	97,77
E2	120	11,2	10,4		9,058	90,76
E2	275	12,2	12,0		10,420	97,74
E3	70	12,4	12,0		10,319	95,54
Priemerná hodnota relatívnej vlhkosti						93,28

obvodových konštrukcií sme stanovili tak, že v jednotlivých ročných obdobiach sme odoberali zo stien mechanickou cestou vzorky stavebných hmôt, ktoré sme laboratórnou cestou vysušili pri teplote vzduchu 105° C do ustálenej váhy. Pre výpočet váhovej vlhkosti materiálov sme použili známej formuly:

$$\omega v = \frac{P_1 - P_2}{P_2} \cdot 100$$

kde ω = váhová vlhkosť hmoty v %,

P_1 = váha mokrej vzorky v g,

P_2 = váha vysušenej vzorky do ustálenej váhy v g.

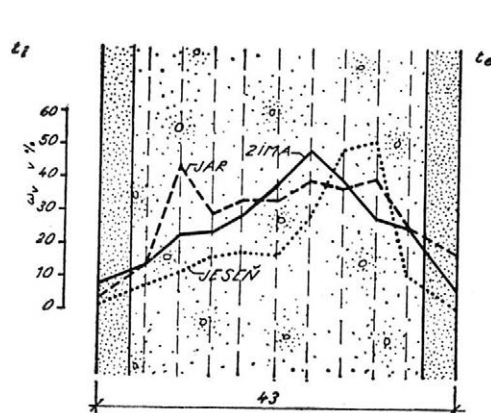
Obvodové steny vo výkrmni ošipáných v Cabaji sú zriadené do výšky 100 cm z plynosilikátových kvádrov a vyššia časť po strop, 112 cm, je z plných pálených tehál. Steny sú obojstranne omietnuté na nastavenú maltu a ich celková hrúbka je 43 cm. Keď si všimneme v tabuľke V priemernú váhovú vlhkosť steny z plynosilikátových kvádrov a pálených tehál, vidíme, že je v jednotlivých ročných obdobiach, najmä u steny z plynosilikátov, veľmi vysoká.

Aj keď sú uvedené hodnoty váhovej vlhkosti steny skôr orientačné, predsa môžeme z nich usúdiť, že umiestnenie plynosilikátu v spodnej časti múru ne-

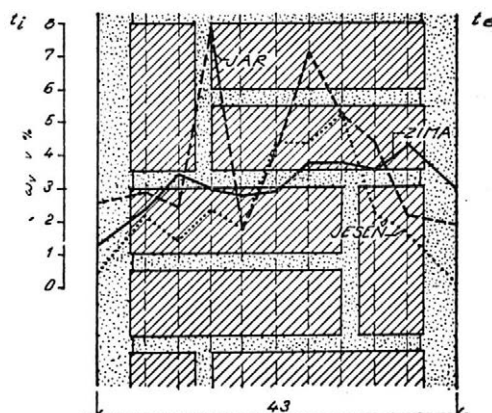
V. Priemerná váhová vlhkosť steny ω_v v %, orientovanej na severovýchod

Dátum odberu vzorky	Konštrukcia steny	Váhová vlhkosť v %	Konštrukcia	Váhová vlhkosť v %
31. 1. 1962	Plynosilikát	25,67	Tehla	3,07
3. 5. 1962		29,78		3,63
16. 10. 1962		19,20		2,56

bolo správne. Pri každodennom oplachovaní podlahy vodou je spodná časť steny najviac navlhčovaná a aj vyparovanie vlhky z mikropórov plynosilikátu je pomalšie ako napr. pri vyparovaní vlhky z pálených tehál (obr. 6). Z obrázku 6 a 7 môžeme súčasne pozorovať, ako prebieha premiestňovanie vlhky v stene v jednotlivých ročných obdobiach. Z obrázkov súčasne vyplýva, že váhová vlhkosť steny nie je trvale ustálená a ako to potvrdzujú výsledky merania v tab. V. a obr. 6 a 7, váhová vlhkosť dosahuje najvyššiu hodnotu v jarných



6. Cabaj — priebeh váhovej vlhkosti spodnej časti steny z penobetónových kvádrov s obojstrannou omietkou, orientovanej na severovýchod (hrúbka steny 45 cm)



7. Cabaj — priebeh váhovej vlhkosti hornej časti steny z plných pálených tehál s obojstrannou omietkou, orientovanej na severovýchod (hrúbka steny 43 cm)

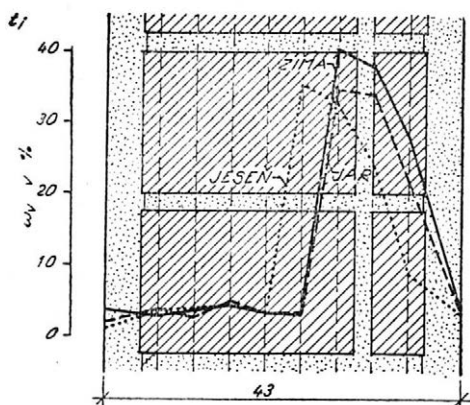
mesiacoch a najnižšiu váhovú vlhkosť ku koncu leta. Je to zdôvodnené tým, že v zimných mesiacoch v dôsledku navlhčovania stien pri splachovaní podlahy vodou, kondenzovaním vlhky na stenách a difúziou vodných pár sa váhová vlhkosť zvyšuje a má maximum ku koncu zimy. V letných mesiacoch, kedy kondenzovanie a difúzia vodných pár ustane, dochádza pôsobením slnečného žiarenia k vyparovaniu vlhky zo stien a váhová vlhkosť stien sa znižuje, s minimálnou hodnotou pri prechode leta. Tento cyklus navlhčovania a vysychania stien sa sústavne opakuje.

Naše úvahy o navlhčovaní obvodových stien vo výkrmniciach a o premiestňovaní vlhky v jednotlivých ročných obdobiach potvrdzujú tiež výsledky merania

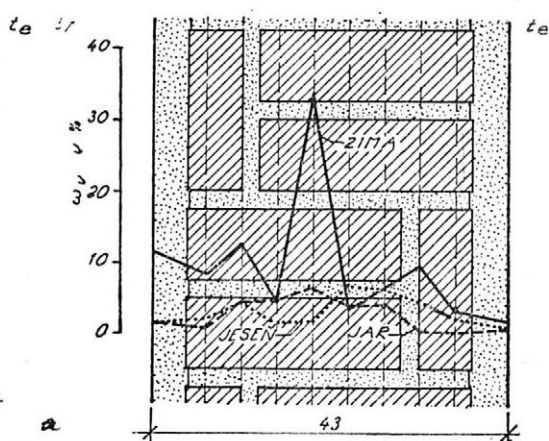
VI. Priemerná váhová vlhkosť steny ω_v v % z dutých škvárobetónových kvádrov a tehál, orientovanej na juhovýchod (hrúbka steny 43 cm) a steny z plných pálených tehál, orientovanej na severovýchod (hrúbka steny 43 cm)

Dátum odberu vzorky	Konštrukcia steny	Váhová vlhkosť v %	Konštrukcia steny	Váhová vlhkosť v %
7. 2. 1962	Škvárobeton +	13,03	Tehla	8,29
3. 5. 1962	+ tehla	10,59		2,79
15. 10. 1962		12,08		3,13

z objektu v Jelšovciach uvedených v tabuľke VI a obrázkoch 8 a 9. V tomto prípade je zaujímavé, že stena orientovaná na juhovýchod (tab. VI, obr. 8), ktorá je vymurovaná z dutých škvárobetónových tvárnic a plnej pálenej tehly na kant, s obojstrannou omietkou (hrúbka steny 43 cm), mala v porovnaní so stenou severozápadnou z plných pálených tehál (hrúbky 43) pomerne vysokú váhovú vlhkosť. Tento rozdiel z celoročného priemeru váhovej vlhkosti činil až 7,17 %. Možno to vysvetliť tým, že juhovýchodná stena mohla byť v priebehu roku viac navlhčovaná vodou pri splachovaní podlahy, ďalej preto, že stena pozostáva z dvoch vrstiev materiálov (škvárobeton a tehla) s kondenzačnou zónou difundujúcich vodných pár a so sťaženou možnosťou vyparovania vlhky v priebehu letného obdobia.



8. Jelšovce — priebeh váhovej vlhkosti steny ze škvárobetónových tvárnic a plných pálených tehál s obojstrannou omietkou, orientovanej na juhovýchod (hrúbka steny 43 cm)



9. Jelšovce — priebeh váhovej vlhkosti steny z plných pálených tehál s obojstrannou omietkou, orientovanej na severozápad (hrúbka steny 43 cm)

Z á v e r

V objektoch pre výkrm ošipáných dochádza k značnému hromadeniu vodných pár, ktorých obsah pre technickú prax vyjadrujeme obyčajne relatívnou vlhkosťou v percentoch, alebo v absolútnej hodnote v g/m^3 .

Príčinou hromadenia vodných par vo výkrmni ošipaných sú jednak ustajnené zvieratá, mokré plochy podlahy, prevádzková voda a teplé tekuté krmivá.

Vysoká relatívna vlhkosť vzduchu vo výkrmni má nepriaznivý vplyv nie len na ustajnené zvieratá, ale aj na hygienické a teplotné vlastnosti obvodových konštrukcií.

Hranica prípustnej relatívnej vlhkosti vzduchu vo výkrmniach ošipaných je udávaná v hodnote maximálne 85 %. Ako vyplýva z tabuliek II a IV, bola hranica relatívnej vlhkosti vzduchu v oboch výkrmniach prekročená. V Cabaji bola relatívna vlhkosť vzduchu 86,1 % a v Jelšovciach dokonca až 93,9 %. Treba súčasne uviesť, že v Cabaji je výmena vzduchu zabezpečovaná pomocou 8 ventilátorov, kým v Jelšovciach iba prirodzenou výmenou vzduchu, pomocou okien a výparníkových šachiet v stropnej konštrukcii.

Nedostatkom systému prirodzenej výmeny vzduchu vo výkrmniach je, že nevytvára vyrovnaný teplotný a vlhkosťový gradient v celom priestore objektu. Rozdiely teplôt a vlhkosti vzduchu u podlahy a pod stropom nasvedčujú o malom prúdení vnútorného vzduchu a tým aj jeho nedostatočnej celkovej výmene. Okrem toho vetranie pomocou okien a šachiet nezabezpečuje výmenu vzduchu podľa obsahu vodných pár, ale podľa teplotného spádu medzi vonkajším a vnútorným vzduchom. V prechodných mesiacoch (na jar a v jeseň) a najmä v letných mesiacoch môžu nastať prípady, kedy účinnosť vetrania je alebo nulová, alebo môže dochádzať k zápornej (opačnej) cirkulácii vzduchu. Stáva sa tak v období bezvetria a pri ustálených alebo vyšších vonkajších teplotách vzduchu ako sú vnútorné teploty vo výkrmni. Z uvedených hľadísk je pre výkrmne výhodnejšia výmera vzduchu pomocou ventilátorov, ktorých účinnosť je trvale zaručená bez ohľadu na vonkajšie pomery.

Trvalá účinnosť výmeny vzduchu ventilátormi súvisí však s dostatočnou tepelnou rovnováhou stavby. Tepelná rovnováha výkrmne je daná tepelnoizolačnými schopnosťami obvodových konštrukcií a zdrojom tepla, ktorým v našom prípade sú ustajnené ošipané. Poddimenzovanie tepelnoizolačných schopností obvodových konštrukcií alebo neobsadenie výkrmne stanoveným počtom zvierat má vždy za následok porušenie tepelnej rovnováhy stavby.

Vysoká relatívna vlhkosť vzduchu a teplota vnútorných povrchov konštrukcií úzko súvisí s otázkou ich orosovania. Orosovanie vnútorných povrchov konštrukcií, ktoré prechádza v mnohých prípadoch v „dážď“ zo stropov, je príčinou navlhčovania stavebných hmôt. Zvyšovanie váhovej vlhkosti obvodových konštrukcií súvisí súčasne so zhoršovaním ich tepelnoizolačných schopností. Okrem orosovania povrchov v dôsledku kondenzovania vodnej pary je príčinou navlhčovania konštrukcií tiež difúzia vodných pár (ak vzniká v konštrukcii kondenzačná zóna) a prevádzková voda pri splachovaní podlahy výkrmní vodou.

Z výsledkov našich meraní vyplýva, že hodnoty váhových vlhkostí stavebných hmôt a konštrukcií, ktoré udáva rôzna technická literatúra, neplatia pre poľnohospodárske stavby, ktorých relatívna vlhkosť vzduchu prekračuje hodnoty i nad 85 %. Váhová vlhkosť stavebných hmôt vo výkrmniach ošipaných nie je v priebehu roku ustálená. Potvrďuje nám to tiež priebeh váhových vlhkostí stien vo výkrmni ošipaných v Cabaji na obrázkoch 6 a 7 a v Jelšovciach na obrázkoch 8 a 9.

Z uvedených príkladov vyplýva, že v objektoch s vlhkým až agresívnym prostredím a mokrou prevádzkou je nutné dobre vetrať a voliť na obvodové

konštrukcie materiálov odolnejší proti nasiaklivosti. Pri použití viacvrstvových konštrukcií treba dôkladne uvážiť skladbu hmôt a chrániť ich povrchovými úpravami pred navlhčovaním (vodotesnými nátermi, vápennocementovou omietkou, parotesnými izoláciami a pod.). Nedodržiavanie uvedených požiadaviek má za následok prevlhčenie materiálov v konštrukciách a tým aj porušenie ich tepelnoizolačných vlastností, stavebnej hygieny a životnosti stavby.

Treba vychádzať zo zásady, že dobre osvetlené, teplé a vetrané výkrmné sú vždy prvým predpokladom k dosiahnutiu plánovaných prírastkov, dobrého zužitkovania krmív, zdravotného stavu ošipovaných, spokojnosti chovateľov a dlhšou životnosťou vlastnej stavby.

Literatúra

1. Janáč K., Halahyja M.: Výskum mikroklimy stavieb pre živočíšnu výrobu (stavby pre chov dobytka). Záverečná zpráva úkolu IX-3-4.7.2 ČSAV, Bratislava 1961. — 2. Fokin K. F.: Stroitel'naja teplochnika ograždujuščich častej zdaniij i sooruzenij. Moskva 1954. — 3. Wajdzik C.: Przyczyny wilgoci scian w budynkach inwentarskich. Budownictwo wiejskie, Warszawa, N. 9, 1959. — 4. Spresnené zootechnické podklady pre výstavbu maštali. ČSAV, Praha 1961. — 5. Krüger L., Stephan E.: Grundzüge der Bioklimatologie der Haustiere. Zeitschrift für Tierzüchtung und Züchtungsbiologie, Band 74, Heft 4, 1960. — 6. Kešner B.: Metodika výskumu mikroklimy v poľnohospodárskych stavbách. ČSAZV, Praha 1954.

Анализ некоторых факторов микроклимата в свинарниках с автоматическим откормом свиней влажной смесью в южной Словакии

Характерным признаком наших откормочников является то, что на сравнительно небольшой площади мы содержим большое число свиней. Большая концентрация свиней предъявляет к типовому свинарнику-откормочнику повышенные требования по бесперебойности автоматизации, соблюдению требований строительной гигиены и микроклимата.

Из результатов измерения, проводимого нами в течение 2 лет непосредственно в производственных помещениях, вытекает, что в некоторых типах откормочников требования к микроклимату не соблюдаются. Причиной этого, как правило, всегда является несоблюдение параметров проекта с точки зрения петлоизоляционной способности или недостаточного проветривания свинарников-откормочников.

В наших климатических условиях при проектировании свинарника-откормочника мы исходим всегда из предпосылок, что объект будет отапливаться только лишь теплом от содержащихся в свинарнике свиней. Учитывая то, что свиньи помимо тепла одновременно выделяют водяные пары, в объектах, как правило, существует всегда технология кормления влажным кормом и очистка полов; источник водяных паров повышен. Принимая во внимание тот факт, что свиньи из всех домашних животных наиболее чув-

ствительны к холоду и сырости, вопрос освещения, тепла и сухости в свинарниках-откормочниках является первой предпосылкой успехов откорма и самого срока службы свинарника.

Analyse einiger Faktoren des Mikroklimas in den Objekten für automatisierte Naßfütterung der Schweine in der Südslowakei

Ein charakteristisches Merkmal unserer Mästereien ist die Unterbringung einer großen Anzahl von Schweinen auf einer verhältnismäßig kleinen Fläche. Die große Konzentration von Tieren stellt bei typisierten Mästereien hohe Anforderungen auf eine störungsfreie Automatisierung, Einhaltung der Bauhygiene und des Mikroklimas.

Aus den Ergebnissen der im Laufe von zwei Jahren durchgeführten Messungen, die direkt in den im Betrieb sich befindenden Bauten durchgeführt wurden, geht hervor, daß in einigen Mästereitypen die Anforderungen auf das Mikroklima nicht eingehalten werden. Die Ursache ist eine unrichtige Dimensionierung des Baues vom Gesichtspunkt der Wärmeisolierung, oder eine ungenügende Lüftung der Mästereien.

Bei unseren klimatischen Verhältnissen gehen wir beim Entwurf von Mästereien stets aus der Tatsache heraus, daß das Objekt nur durch die von den Tieren erzeugten Wärme temperiert wird. Mit Rücksicht darauf, daß die Tiere außer der Wärme gleichzeitig auch Wasserdämpfe produzieren und daß in diesen Objekten stets die Technologie der naßen Fütterung und Reinigung der Fußböden durchgeführt wird, ist die Wasserdampfquelle größer. Wenn wir die Tatsache, daß die Schweine von sämtlichen landwirtschaftlichen Nutztieren gegenüber kühle und naße Umwelt am empfindlichsten sind, in Betracht ziehen, bedeutet die Frage der Beleuchtung, Wärme und Trockenheit in den Mästereien die erste Voraussetzung für den Masterfolg und für die Lebensdauer des Baues.

An Analysis of some Factors of Microclimate in Housings for the Automatic Wet Feeding Process of Hogs in Southern Slovakia

It is characteristic for our hog fattening stations that on a relatively small area we gather a large number of animals. This big concentration of animals commands heavy demands on the type of the fattening station, the smooth operation of the automation facilities, the observance of all requirements with regard to the hygienics and microclimate of the pen structure.

As the results of measurements undertaken over two year in pilot structures have shown, the microclimatic conditions are not in all types of fattening stations duly observed. This is, as a rule, always due to the fact that the structure is, as far as its thermal insulation is concerned, underdimensioned, or the ventilation of the feeding station is inadequate.

Under our prevailing climatic conditions we have always to take into account that the housing is to be heated solely by the heat produced by the housed animals.

Due to the fact the animals produce, in addition to heat, also vapour and, as a rule, the wet feeding technology as well as the wet floor cleaning is being applied, the source of these vapours is even multiplied. If we further consider the circumstance that hogs are from all domestic animals the most sensitive towards cool and wet environment then the question of lighting, heating and aeration in pens gains primary importance for successful feeding as well as for the purposefulness of pen designs.

SLOVNÍČEK ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY

Technologie sklizně obilovin – I

Sklizeň přímá (nevhodně kombajnová) Priamy zber	прямое комбайнирование (однофазный способ уборки) Mähdrusch, Mähdruschverfahren straight harvesting, (combine harvesting)
Sklizeň dělená Rozdělený zber (viacfázový zber)	раздельное комбайнирование (раздельная уборка) getrennte Ernte stage harvesting
a) Sklizeň dvoufázová (nesprávně sklizeň rozdělená) Dvoufázový zber	двухфазный способ уборки Schwaddrusch, Zweiphasenernte two-stage harvesting, two-phase harvesting
b) Sklizeň třífázová (nevhodně sklizeň pořezaného obilí) Trojfázový zber	трехфазный способ уборки Schwadhäckseldrusch, Dreiphasenernte three-stage harvesting, (three phase harvesting)
Žací vazač (nesprávně samovazač, samovaz, obilní vazač) Žací viazač	сноповязалка Mähbinder, Bindemäher, Garbenbinder binder moissonneuse-lieuse
a) Žací vazač plochý (nesprávně jednoplátnový) Žací vazač plochý (viazač s plochým stolom)	низкоподъемная сноповязалка Flachbinder, Flachmähbinder low-lift binder (low-deck binder)
Žací řádkovač, řádkovač (nesprávně pokosový žací stroj) Žací riadkovač	жатка рядковая (виндруюэр) Schwadmäher swather moissonneuse-andaineuse
a) Řádkovač stranový Riadkovač stranový	поперечная рядковая жатка Schwadmäher mit seitlicher Schwadablage side-delivery swather
b) Řádkovač středový Riadkovač stredový	продольно-прямоточная рядковая жатка Schwadmäher mit mittlerer Schwadablage rear-delivery swather

Sklízecí mlátička
(nesprávně obilní kombajn)
Zberová mlátačka

зерноуборочный комбайн
Felddrescher, Mähdrescher
combine harvester
moissonneuse-batteuse

a) **Žací mlátička**
Žacia mlátačka

зерноуборочный комбайн
Mähdrescher
harvester-thresher

b) **Sběrací mlátička**
Zberacia mlátačka

комбайн-подборщик
Mähdrescher mit Pick-up-Trommel
pick-up thresher

Sklízecí mlátička přímořká
Zberová mlátačka priamotoková

прямоточный комбайн
straight-flow combine harvester

a) **Sklízecí mlátička podélně přímořká**
Pozdĺžne priamotoková zberová mlátačka

продольно-прямоточный комбайн
Längsflußmähdrescher
back-flow combine harvester
moissonneuse-batteuse longitudinale

b) **Sklízecí mlátička příčně přímořká**
Zberová mlátačka priečne priamotoková

поперечно-прямоточный комбайн
Querflußmähdrescher
cross-flow combine harvester
moissonneuse-batteuse transversale

Sklízecí mlátička typu „L“
Zberová mlátačka priečne priamotoková

L-образный комбайн
Querlängsflußmähdrescher
L-type combine harvester

Sklízecí mlátička typu „T“
(nesprávně frontální mlátička, čelní mlátička)
Zberová mlátačka pozdĺžne priamotoková s rozšířeným žiacim stolom

T-образный комбайн
Längsflußmähdrescher mit verbreiteten Mähwert, Längsflußmähdrescher mit T-förmigem Zustrom
T-type combine harvester

Sklízecí řezačka
Zberová rezačka

жатка-измельчитель
chopped grain harvester,
field ensilage harvester,
field forage harvester,
field chopper
Feldhäcksler
faucheuse-ramasseuse-hacheuse-chargeuse

a) **Žací řezačka**
Žacia rezačka

жатка-измельчитель
Mähhäcksler
field ensilage harvester,
forage harvester

b) **Sběrací řezačka**
Zberacia rezačka

жатка-измельчитель с подборщиком
Aufnahmehäcksler
hay chopper

O z n á m e n í

SOVĚTSKÁ DOKUMENTACE O PREFABRIKOVANÝCH ŽLABOVÝCH KANÁLECH PRO VÝSTAVBU VELKOPLOŠNÝCH ZÁVLAH

Katedra hydromeliorací VUT v Brně získala úplnou projekční dokumentaci o sovětských prefabrikovaných žlabových kanálech, vypracovanou ústavem GRUZGIZPROVODCHOZ v Tbilisi.

Dokumentace o 4 svazcích výkresů se svým obsahem řadí mezi úplné typové podklady a může být cennou pomůckou našim projekčním a výzkumným ústavům.

Odborníkům je po předchozí dohodě dokumentace přístupná na katedře hydromeliorací v Brně 23, Veslařská 230.

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází jako měsíčník. Celoroční předplatné 120 Kčs. Redakce: Praha 2, Mánesova 75, telefon 27 45 51-8. Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS — ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ul. 14, Praha 1. Lze též objednat u každé pošty nebo doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, odd. vývoz tisku, Jindřišská 14, Praha 1. Vytiskl Mír, novinářské závody, n. p., závod 2, provozovna 22, Legerova 22, Praha 2. A-11*41015

POKYNY PRO AUTORY

Redakční rada vědeckého časopisu Zemědělská technika doporučuje autorům příspěvků do časopisu dodržovat tyto zásady:

Rukopis pište psacím strojem s normalizovanou velikostí typů ob řádek (30 řádků po 60 úderech na stránku) jen po jedné straně normalizovaného formátu A 4. Rukopisy psané na průsvitném papíře, rozmnožované či hustě psané nebo rukopisy s více než šesti vyznačenými opravami na jedné straně nejsou přípustné. Kopie se nepřijímají.

Pod titulkem práce uveďte své vědecké tituly, plné křestní jméno, příjmení a plnou adresu svého pracoviště jakož i vedoucího pracoviště.

Rozsah příspěvku nesmí přesahovat 15 stran strojopisu včetně tabulek, grafů, obrázků a dalšího průkazného materiálu.

Dodržujte formu a členění, požadované pro příspěvky vědeckých časopisů:

1. Titulek práce, který nemá být dlouhý a má vystihovat náplň a zaměření práce.
2. Úvod, v němž je stručně vystižen vědecký, ekonomický a praktický význam práce, současný stav studované otázky a účel výzkumu.
3. Pracovní postup a metodika. Metodiku uvádějte jen pokud je původní, jinak citujte autora.
4. Experimentální část.
5. Rozbor výsledků a diskuse.
6. Souhrn, tj. stručný obsah celé práce, z něhož je zřejmé, čím novým přispívá práce k řešení problému, a určení jejího využití v odborné praxi či v dalším výzkumu.
7. Literatura, tj. seznam literárních pramenů, které autor studoval, na které se odvolává a s nimiž event. polemizuje. Nebude však publikován souhrn veškeré literatury, která o daném tématu pojednává. V citaci zachovejte abecední pořadí autorů a pořadí jednotlivých citací: příjmení, zkratky křestního jména, titul citované práce, pramen, z něhož je práce citována, popř. číslo (u časopisu), strana, rok vydání.
8. Dokladový materiál (tabulky, grafy, diagramy, mapy).

Tabulky připojte na samostatných listech papíru mimo text a v textu na levém kraji označte jejich zařazení, jakož i zařazení obrazového materiálu. Počet tabulek omezte na nejnutnější tabulky s výslednými údaji. Vylučte duplicitu s grafy nebo diagramy.

Grafy a diagramy předkládejte kreslené tuší na průsvitkovém papíru v jednotných rozměrech ve zvětšeném měřítku, popisy pište šablonou úměrné velikosti k zvětšeným grafům či diagramům.

Fotografie přikládejte jen dokonalé, ostré, kontrastní, s vysokým leskem a normalizovaných velikostí.

Předkládejte vždy originál a jednu kopii rukopisu a dvě kopie souhrnu.

K rukopisu připojte doporučení vedoucího vašeho pracoviště a prohlášení, že rukopis nebyl ani v jiné formě otištěn či zaslán k publikaci do jiných časopisů.

Redakční rada má právo navrhnout autorovi zkrácení rukopisu a úpravu, doporučenou lektorem.