

SBORNÍK
ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD

Zemědělská technika

1

ROČNÍK 5 (XXXII) – PRAHA, ÚNOR 1959

CENA 10 Kčs

Rídí redakční rada: *dopisující člen CSAZV inž. Jaroslav Šulc (předseda), inž. Stanislav Háš, dopisující člen CSAZV Jan Květoň, Bohumil Hůrek, inž. Karel Joza, doc. dr. inž. Zdeněk Stefl, inž. Ján Tomovčík, inž. Alois Vávra. — Vedoucí redaktor Luděk Kindl*

Obsah — Содержание — Content — Inhalt

Kadlec V.: Výzkum dojičích přístrojů Научное исследование доильных машин Wissenschaftliche Untersuchung von Melkmaschinen	1
Fiala J., Venkrbec L., Urban J.: Zařízení pro odklizení hnoje z hlubokých stání s horizontálním pracovním pohybem Устройство для уборки навоза из скотных дворов для свободного содержания скота с горизонтальным рабочим ходом Vorrichtung mit horizontaler Bewegung der Arbeitsorgane zur Entmistung von Tiefställen	37
Blažek J.: Vozy na krmivo s automatickým vykládáním Транспортные средства для кормов с автоматической разгрузкой Futterwagen mit automatischer Entladung	49
Kosek V.: Vliv pneumatik a jejich radiálního zatížení na tahové vlastnosti traktoru Влияние пневматических шин и их радиальной нагрузки на тяговые качества трактора Einfluß der Gummireifen und ihrer radikalen Belastung auf die Zugeigenschaften des Schleppers	55

Výzkum dojicích přístrojů

Научное исследование доильных машин

Wissenschaftliche Untersuchung von Melkmaschinen

Inž. Vladimír KADLEC, kandidát technických věd, VŠZ, fakulta mechanizace Praha

Úvod

Strojní dojení zaznamenalo v posledních létech značný rozvoj. Od roku 1945 bylo dodáno našemu zemědělství několik typů dojicích strojů (Manus, DOZ, Ryold, DA-3, DMJ, DT-1 jako dvou- i třítakt; v menším měřítku se ještě objevují Gascoigne, Wood's, Alfa, Westfalia). V současné době se v zahraničí objevují další nové typy dojicích strojů často v konstrukčním řešení značně odlišné. Také u nás je ve vývoji několik dojicích strojů. I když princip dojicích strojů zůstává i nadále v podstatě stejný, je působení jednotlivých typů na mléčnou žlázu rozdílné. Jsou rozdílné i ukazatele ekonomické (pořizovací a udržovací náklady, náklady na energii, mazadla apod.), provozní a hygienické. Náklady pořizovací a provozní jsou rovněž u jednotlivých typů značně odlišné, právě tak i nároky na znalosti, schopnosti a vyspělost dojíče.

Na vysvětlení uvedme některé údaje o strojním dojení, které jsou rozhodující při provádění mechanizaci.

Dojicí stroj jako celek pracuje 3 až 4 hodiny denně. Přepočítáním na denní osmihodinovou pracovní dobu je to přibližně 160 pracovních dní za rok. Z toho vyplývá, že dojicí stroj je náležitě využit a jen málo strojů v zemědělství může s ním být po této stránce srovnáváno.

Úspěch strojního dojení je ovlivňován mnoha činiteli, z nichž jako hlavní je nutno jmenovat: vliv dojicího stroje, vliv dojíče a vhodnost a přizpůsobivost dojnice ke strojnímu dojení.

Pod pojem „vliv dojicího stroje“ jsou zahrnuty všechny vlastnosti dojicího stroje, které jsou u každého typu dojicího stroje různé a mohou se ve svých vlastnostech lišit.

Ve zlepšení vlastností dojicího stroje jsou značné rezervy a našemu národnímu hospodářství mohou přinést veliký prospěch. Tak na příklad zkrácením doby dojení u jedné dojnice o jednu minutu na jedno dojení zkrátí se celková doba dojení*) u sta dojnic za jeden den o 5 hodin. Úměrně k tomuto číslu se sníží provozní náklady (náklady na energii, mazadla, opravy, menší opotřebení atd.). Také snížení spotřeby vzduchu jedním dojicím přístrojem umožňuje snížit provozní náklady a zlepšit organizaci práce ve stáji.

*) celková doba dojení ve stáji je součet všech dob vlastního dojení strojem u jednotlivých dojnic.

Zkoušení dojicích strojů

a) Všeobecná hlediska

Aby hodnocení dojicího stroje bylo objektivní, má být prováděno na základě pečlivých zkoušek. Při dosavadních zkouškách hlavní těžiště prací spočívalo v provozních zkouškách dojicího přístroje na dojnících a vyhodnocování měřitelných veličin a klinického vyšetření dojníc (mléčné žlázy); trvanlivostních zkoušek a stanovení chlorového čísla, podle něhož je usuzováno na zdravotní stav dojnice, jmenovitě mléčné žlázy. Takto prováděné zkoušky dojicích strojů z hlediska jejich dalšího rozvoje a správného a úplného posouzení jsou nedostatečné. Jsou neúplné a výsledné hodnocení je ovlivňováno mnoha neznámými činiteli. Přestože tyto zkoušky jsou důležité a je nutno je provádět, nemohou dát konstruktérovi potřebné údaje a podklady pro další vývoj.

Při rozboru a posuzování dojicího stroje značně pomáhá podrobná znalost všech dosavadních typů a principů dojicích přístrojů, je nutné znát, jak se osvědčily v provozu, znát jejich vady, nedostatky, přednosti a jiné vlastnosti. Protože se strojem pracují lidé, je nutné znát i stanovisko ošetřovatelů ke stroji a respektovat jejich zkušenosti. Na základě tohoto bohatého materiálu lze ve spojení s úplnými laboratorními zkouškami dát poměrně přesné podklady pro konstrukci dojicích strojů. Naopak podle laboratorních zkoušek můžeme předem stanovit, a to dosti přesně, jak bude působit dojicí přístroj na dojnici, neboť na struk ve strukovém násadci u dnešních dojicích přístrojů působí hlavně tlakové změny v podstrukové komoře strukového násadce (ani u dvoutaktů není v podstrukové komoře při dojení konstantní tlak) — dále tvar průběhu deformace strukové gumy, velikost a rozložení mechanického tlaku strukové gumy na struk, rychlost pulsace, rovnoměrnost chodu pulsátoru a rozložení vah neboli velikosti „tahu“ na jednotlivé části vemene.

Tyto hodnoty lze zjistit laboratorně s dostatečnou přesností při přesně zjištěných podmínkách, čímž můžeme podle nich stanovit předpokládané působení na mléčnou žlázu, srovnáme-li materiál ze zkoušek zkoušeného dojicího přístroje s materiálem pořízeného za stejných podmínek dojicích přístrojů, o nichž víme, jak se osvědčily v provozu. Zjistit jmenované veličiny není obtížné a zjištění je poměrně přesné, neboť podmínky zkoušek si můžeme podle potřeby upravit a upravené podmínky dodržet po celou dobu měření, nebo měřením jedné veličiny při nezměněných ostatních veličinách lze zjistit, jak je ovlivňována činnost dojicího přístroje právě provedenou změnou, kterou přesně známe. Měření můžeme kdykoliv opakovat, neboť známe přesné podmínky měření, což není možno dodržet v provozu při skutečném dojení, kdy se tyto značně mění a jejich hodnota, jakož i průběh změn se obtížně zjišťuje. Výzkum té či oné části dojicího stroje lze tedy zavedením laboratorních zkoušek provádět při předem známých podmínkách.

Zpracováním výsledků měření a zkoušek a srovnáním s výsledky zkoušek se známými stroji je možno stanovit během několika hodin v hrubých rysech, jak bude působit nové dojicí zařízení na mléčnou žlázu, aniž by dojicí stroj byl zkoušen v provozu. Provozní zkoušky si vyžadují běžně dobu několika měsíců, což je vlastně brzdou konstrukčních prací, zatímco zavedením laboratorních zkoušek se mimo jiné i zkrátí konstrukční doba.

Podle výsledků zkoušek můžeme zhodnotit velkou část základních ukazatelů. Zpracováním výsledků z laboratorních zkoušek nového dojicího stroje nebo navrhovaného prototypu či funkčního modelu a porovnání jich s údaji známých dojicích přístrojů lze stanovit jejich předpokládané působení na mléčnou žlázu.

Je známo, že určité typy dojicích strojů jsou v praxi oblíbené, dojící s nimi

rádi pracují; dojnice si na ně snadno zvykají, dodojky jsou malé, šetří mléčnou žlázu a v provozu se vyskytuje málo závad, takže podmínka nepřetržitého provozu je splněna. Naproti tomu jsou stroje, jmenovitě pak přístroje, o nichž je známo, že pracují hůře, vyskytuje se u nich více závad. Dokonce jsou i takové, které pracují velmi špatně; poškozují více či méně mléčnou žlázu a vyskytuje se značná poruchovost, což nutí přecházet často na ruční dojení. Náklady na provoz bývají z jmenovaných důvodů vyšší; vyžadují pracnější údržbu, zvláště jsou-li složitější konstrukce. Takové dojicí přístroje jsou málo oblíbené, dojiči s nimi neradi pracují a často z nepatrných příčin raději od strojního dojení upouštějí a dojí raději ručně.¹

Rozborem každého dojicího přístroje, rozborem jeho jednotlivých prvků (součástí) určení jeho charakteristiky (indikátorové diagramy); zjištění velikosti a rozložení mechanického tlaku na struky, rozložení vah strukových násadec na jednotlivé čtvrtě vemene, vzájemné srovnání zjištěných údajů jednotlivých dojicích přístrojů a spojením s poznatky z provozu lze určit příčiny dobrého či špatného působení dojicího přístroje na mléčnou žlázu. Těžší práce při hodnocení dojicího přístroje spočívá v rozboru činnosti dojicího přístroje, neboť v této části se vyskytuje většina nedostatků. Ostatní součásti dojicího stroje nevyžadují v současné době takovou pozornost jako dojicí přístroj, neboť jsou v příslušných vědních oborech dostatečně rozpracovány. Jejich úkol spočívá hlavně ve vytváření podtlaku v potrubí (odčerpávání vzduchu z potrubí), případně odvádí mléko z místa dojení do mléčnice.

Úpravou a zlepšením dojicího přístroje a jeho správným používáním lze podstatně zlepšit činnost celého dojicího stroje. Zavedením tzv. laboratorních zkoušek lze zjistit určité údaje, stanovit rozsah měřitelných veličin a na základě zjištěných hodnot vypracovat podklady pro konstrukci (stupeň a přesnost obrobění, materiál apod.), dále možno podle laboratorních zkoušek zpřesnit nebo přímo určit pravidla údržby a oprav. Vyhodnocení laboratorních zkoušek a jejich rozbor dává podklady nejen pro konstrukci, ale i pro hodnocení ekonomické, provozní, hygienické, exploatační a další, dává i požadavky na výrobní tolerance jednotlivých součástí.

Podle praktických zkušeností z provozu dojicích strojů a podle poznatků ze zkoušek prováděných na Ústavu vnitropodnikové mechanizace fakulty mechanizace VŠZ v Praze v dřívějších letech a podle výsledků praktických zkoušek konaných pro mimoškolské ústavy, jako VÚŽV Uhřetěves, VÚZS, Státní zkušební stanice, jakož i výrobní závod Agrostroj Pelhřimov, byla navržena a prakticky ověřena metodika laboratorních zkoušek, dále byla navržena a též vyrobena zkušební dojicí stroje s potřebným vybavením měřicích přístrojů a přípravků.

b) Účel laboratorních zkoušek

Prvá část laboratorních zkoušek je informativní a dává podklady pro rozhodnutí, zda přístroj má či nemá být vzat do vlastních zkoušek, aby nemusely být zkoušeny takové dojicí přístroje, které již v základních ukazatelích nevyhovují.

V druhé části laboratorních zkoušek je získáván materiál a údaje, které jsou po zpracování porovnány s materiálem a údaji získanými za stejných podmínek jiných dojicích přístrojů, pracujících již delší dobu v provozu a o nichž je známo, jak se v provozu osvědčily a jak působí na mléčnou žlázu.

V třetí části laboratorních zkoušek je v podstatě prováděna kontrola správnosti naměřených hodnot a je zjišťováno též, do jaké míry jsou naměřené hodnoty základních ukazatelů ovlivňovány rozdíly v rozměrech jednotlivých součástí, na

což má vliv nepřesnost výroby, v provozu pak opotřebení součástí. Po této kontrole naměřených hodnot lze stanovit nutné výrobní i provozní tolerance a získávají se další jiné podklady pro výrobu, opravy i konstrukci, neboť v této části zkoušek u přístrojů se slabšími výsledky se provádějí jisté úpravy, aby se zlepšila jejich činnost.

Ve čtvrté části je zhodnocen dojení přístroj v základních ukazatelích měřitelných veličin. Lze též stanovit předpokládané působení nového dojícího přístroje na mléčnou žlázu. V dokumentačním materiálu laboratorních zkoušek dojících přístrojů je vyhledávána nejvíce podobná charakteristika s podobným průběhem a velikostí mechanického tlaku strukové gumy na struk a s podobným rozložení vah strukových násadeců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrtě vemene známého dojícího přístroje v provozu a na základě praktických zkušeností, pozorování a jiných zjištění lze poměrně přesně stanovit předpokládané výsledky v provozu. Tyto teoretické závěry byly ověřeny praktickými zkouškami, které byly prováděny podle následující metodiky.

c) Metodika laboratorních zkoušek

Část I.

1. Kontrola a prověrka technického stavu dojícího přístroje s funkčním vyzkoušením a záběh přístroje po dobu 40 hodin;
2. kontrolní zkouška spotřeby vzduchu při 45 pulzech za minutu a 380 mm Hg podtlaku;
3. kontrolní indikátorová měření tlaků při 45 pulzech za minutu a 380 mm Hg podtlaku;
4. kontrolní zjištění rovnoměrnosti taktů u asynchronních dojících přístrojů;
5. kontrolní zjištění rozdělení váhy strukových násadeců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrtky vemene na rovnoměrně utvářeném vemeni;
6. zkouška odolnosti proti znečištění a vliv znečištění na chod přístroje;
7. vyhodnocení bodu 1 až 6 a rozhodnutí o přístroji, zda má být vzat do vlastních zkoušek.

Část II.

8. Měření technických hodnot všech součástí dojícího přístroje určeného ke zkoušce;
9. měření spotřeby vzduchu celým dojícím přístrojem při měnícím se počtu pulzů při 380 mm Hg podtlaku, kontrolní měření při 320 mm Hg podtlaku;
10. měření mechanického tlaku strukové gumy na struk a jeho průběh;
11. určení vhodnosti či nevhodnosti kvality materiálu a kvality výrobku — strukové gumy (tvrdost, pružnost, síla stěn, jejich hladkost, výrobní vady — švy apod.);
12. indikátorová měření tlaků v komorách strukového násadce;
13. měření rozložení váhy strukových násadeců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrtě vemene při různě utvářeném vemeni;
14. měření rovnoměrnosti taktů stisku a sání u asynchronního dojení (párového);
15. změření veličin pro výpočet spotřeby vzduchu (velikost prostorů dojícího přístroje a podtlak v těchto prostorech). Výpočet spotřeby vzduchu a všech dalších hodnot;
16. zkoušky pulsátoru a stanovit:
 - a) závislost počtu pulsů na velikosti podtlaku v potrubí ($n = f(p_2)$);
 - b) závislost počtu pulzů na úhlu pootočení regulačního šroubu ($n = f(\varphi)$);

- c) závislost rozdílu tlaku v pracovních komorách pulzátoru na velikosti podtlaku v potrubí $\Delta p_2 = f(p_2)$;
 - d) stálost pulzů (nejméně po dobu deseti hodin chodu pulzátoru) za provozních podmínek;
 - e) velikost podtlaku v pracovních komorách pulzátoru při přesouvání pracovní části (pístek, šoupátko s membránou atd.);
 - f) rovnoměrnost chodu pulzátoru;
17. ztráty podtlaku na strukových násadkách při různých spotřebách vzduchu (různém počtu pulzů).

Část III.

18. Prověření zjištěných hodnot na jiných dojicích přístrojích téže série;
19. kontrola funkce, spotřeby vzduchu a charakteristiky téhož dojicího přístroje při záměně jednotlivých součástí přístrojů téže série a zjištění vlivu nepřesnosti výroby na činnost dojicího přístroje a jmenované ukazatele. Tím lze stanovit stupeň přesnosti výroby. U dojicích přístrojů již použitých v provozu lze opět „křížovou“ záměnou jednotlivých různě opotřebovaných součástí dojicích přístrojů určitého dojicího stroje stanovit dobu, za jakou má být provedena dílenská oprava přístrojů, případně celého stroje.

Část IV.

20. Porovnání výsledků zkoušek s jinými výrobními značkami a typy dojicích přístrojů, zjištění a ověření nedostatků, případně správně pracujících částí;
21. závěr o laboratorních zkouškách a rozbořech.

d) Účel provozních zkoušek

Po laboratorních zkouškách, je-li závěr kladný, mohou teprve být prováděny praktické provozní zkoušky ve stáji podle samostatné metodiky s přihlédnutím na specifické vlastnosti každé stáje. Při provozních zkouškách se sleduje hlavně: doba spouštění mléka, doba vlastního dojení a jeho intenzita, velikost dodojků, zadržování mléka dojnici vlivem dojicích přístrojů s přihlédnutím k celkové dojivosti každé dojnice. Sleduje se potřebný čas a pracovní námaha u průměrných pracovníků při obsluze dojicího přístroje, při jeho rozebírání, čištění, skládání, seřizování a při odstraňování vyskytujících se závad. Dále jsou zjišťovány příčiny závad a sledována spolehlivost dojicího přístroje při skutečném dojení za běžných podmínek dojení.

Při praktických provozních zkouškách je sledován zdravotní stav dojnic zařazených do pokusných skupin; je vyšetřována mléčná žláza, dále je zjišťováno chlorové číslo a je prováděn rozbor mléka po stránce mikrobiologické, případně chemické (obsah čpavku).

K praktickým provozním zkouškám, tak jak jsou dosud prováděny, je nutno mít jisté připomínky, neboť při těchto zkouškách je často opomíjena bohatá rozmanitost a přizpůsobivost živého organismu novým podmínkám. Je třeba mít na paměti, že dojnice se aktivně účastní na vytváření podmínek dojení strojem.

Běžně se provozní zkoušky provádějí tak, že se dojnice ve stáji vyberou a rozdělí do tří skupin. Jedna skupina se dojí ručně, druhá se dojí porovnávacím dojicím přístrojem (osvědčený typ) a třetí skupina se dojí zkoušeným dojicím přístrojem. V některých případech první skupina odpadá. První období zkoušek je obdobím navykacím a trvá různě dlouhou dobu. Pak následují vlastní zkoušky. Vyzkoušení určitého typu dojicího přístroje tímto způsobem trvá často několik měsíců a závěr

ze zkoušek lze velmi obtížně provést, neboť je zde mnoho činitelů, kteří ovlivňují výsledky zkoušek (doba laktace, krmení, ošetřování dojníc a jejich individuální reakce na různé změny, jako je teplota ve stáji, krmení a další jiné nezjištěné vlivy). Proto také výsledek zkoušek neodpovídá vynaloženým nákladům a nutným ztrátám na dojivosti a závěr z nich může být značně zkreslen nezjištěnými vlivy. Návyk dojníc na určitý způsob dojení může značně ovlivnit výsledky zkoušek. Některé dojnice i přesto, že dojení přístroj nepůsobí příznivě na jejich mléčnou žlázu, mohou si natolik zvyknout na tento přístroj, že nejsou po dobu zkoušek zjištěny žádné podstatné závady a dojí téměř normálně. Ovšem onemocnění mléčné žlázy nebo jiné následky se mohou projevit až za delší dobu — po ukončení zkoušek.

Výsledek provozních zkoušek může být za určitých okolností značně zkreslen. Proto by bylo výhodnější provádět zkoušky na dojnících kratší dobu po důkladných laboratorních zkouškách, při nichž je již většina závad odstraňována, nerozdělovat provozní zkoušky na období vlastní a navykací, ale všechna měření a pozorování provádět po celé období stejně pečlivě, vyhodnocení provést jako celek. V počátku zkoušek pečlivě sledovat, jak dojnice reagují na nový přístroj, za jakou dobu si na něj zvyknou a dojivost je normální. Takto získané výsledky jsou vlastně informativním zjištěním pro rozhodnutí k výrobě nulté série. V případě kladného výsledku a výroby nulté série dojicích přístrojů provést cílevědomé rozmístění těchto přístrojů na různé vyspělá hospodářství a na těchto provést dlouhodobé pozorování s přesnou evidencí o dojicím přístroji, zdravotním stavu dojnice, dojivosti apod. Tímto způsobem by byl vyloučen také jednostranný vliv a podmínky jen jedné stáje při hodnocení provozních zkoušek. Neboť jak je z provozu známo, některé dojicí přístroje na jednom pracovišti vlivem různých podmínek selhaly a na druhém pracovišti se osvědčily.

Paralelně s provozními zkouškami jsou prováděny trvanlivostní zkoušky, jednak s přístrojem vcelku, jednak s jednotlivými jeho částmi samostatně. Po sto hodinách trvanlivostních zkoušek přístroje, což je přibližně stejně dlouhá doba jako jednoměsíční provoz ve stáji, a po ukončení trvanlivostních zkoušek provedou se laboratorní zkoušky v rozsahu uvedeném v II. části laboratorních zkoušek. Taktéž po jednoměsíčním provozu a po ukončení provozních zkoušek provedou se laboratorní zkoušky podle části II. Takto lze zjistit vliv opotřebení součástí na základní ukazatele a na charakteristiku dojicího přístroje.

Provozní a trvanlivostní zkoušky zároveň ověří závěry o dojicích přístrojích podle laboratorních zkoušek.

Reaguje-li většina dojníc na zkoušený přístroj příznivě v začátku provozních zkoušek (navykací období), přispívá tato skutečnost k lepšímu a snadnějšímu zavádění strojního dojení do praxe, neboť většina neúspěchů strojního dojení má své kořeny právě v období zaučovací (dojníc a dojiců).

Jednotlivé body naznačené metodiky laboratorních zkoušek budou podrobně probírány v jednotlivých částech této práce.

Zkušebna dojicích přístrojů

a) Všeobecná část

Zkušebna dojicích přístrojů je řešena tak, aby jí bylo možno měřit a zjišťovat měřitelné veličiny různých typů dojicích přístrojů. Při stavbě bylo použito zkušeností a poznatků ústavu z dřívějších let, kdy měření a laboratorní zkoušky byly

prováděny často primitivními prostředky, čímž i přesnost měření byla menší a zkoušky pro omezenost měřicích přístrojů nebyly úplně a omezovaly se na určení jen několika ukazatelů. Nicméně toto období bylo dobrou přípravou a prověrkou navržené metodiky laboratorních zkoušek a principů měření.

Zkušebna dojicích přístrojů se skládá z měřicího pultu, na němž jsou stabilně umístěny některé součásti měřicí aparatury. Jiné součásti jsou demontovatelné a je je možno sestavovat tak, jak to vyžaduje právě prováděná zkouška.

Přístroje jsou umístěny ve dvou odděleních nad sebou. V dolním oddělení jsou ta zařízení, která nevyžadují častou kontrolu anebo se s nimi pracuje jen občas. V horním oddělení jsou přístroje, s nimiž se neustále pracuje a jejichž údaje je nutno stále sledovat, případně zapisovat. Uprostřed tohoto oddělení je přístrojová deska, před níž na vodorovné desce je dostatek místa pro umístění dalších přístrojů a zařízení pro zaznamenávání údajů všech měřicích přístrojů.

V horním oddělení na vodorovné desce jsou stabilně instalovány dva měřicí zvony s příslušenstvím, dva plynoměry, zvedací a zajišťovací zařízení měřicích zvonů. Na přístrojové desce jsou instalovány 4 rtuťové vakuometry, 2 vodní manometry, 3 elektromagnetická počítadla pulsů s kondenzátory a rtuťovými spínači, ampérmetr, voltmetr, svorkovnice se zdílkami, páčkové spínače, spotřebiče stejnosměrného proudu, dvě kontrolní baňky pro zjišťování těsnosti podstrukových komor strukových násadec, žárovky s objímkami na osvětlování hladin manometrů a vakuometrů, tlačítkové spínače spotřebičů střídavého proudu s pojistkovou deskou. Na přístrojové desce je též umístěna část přístroje pro zjišťování mechanického tlaku strukové gumy na struk, pokojový teploměr a registrační barometr (barograf).

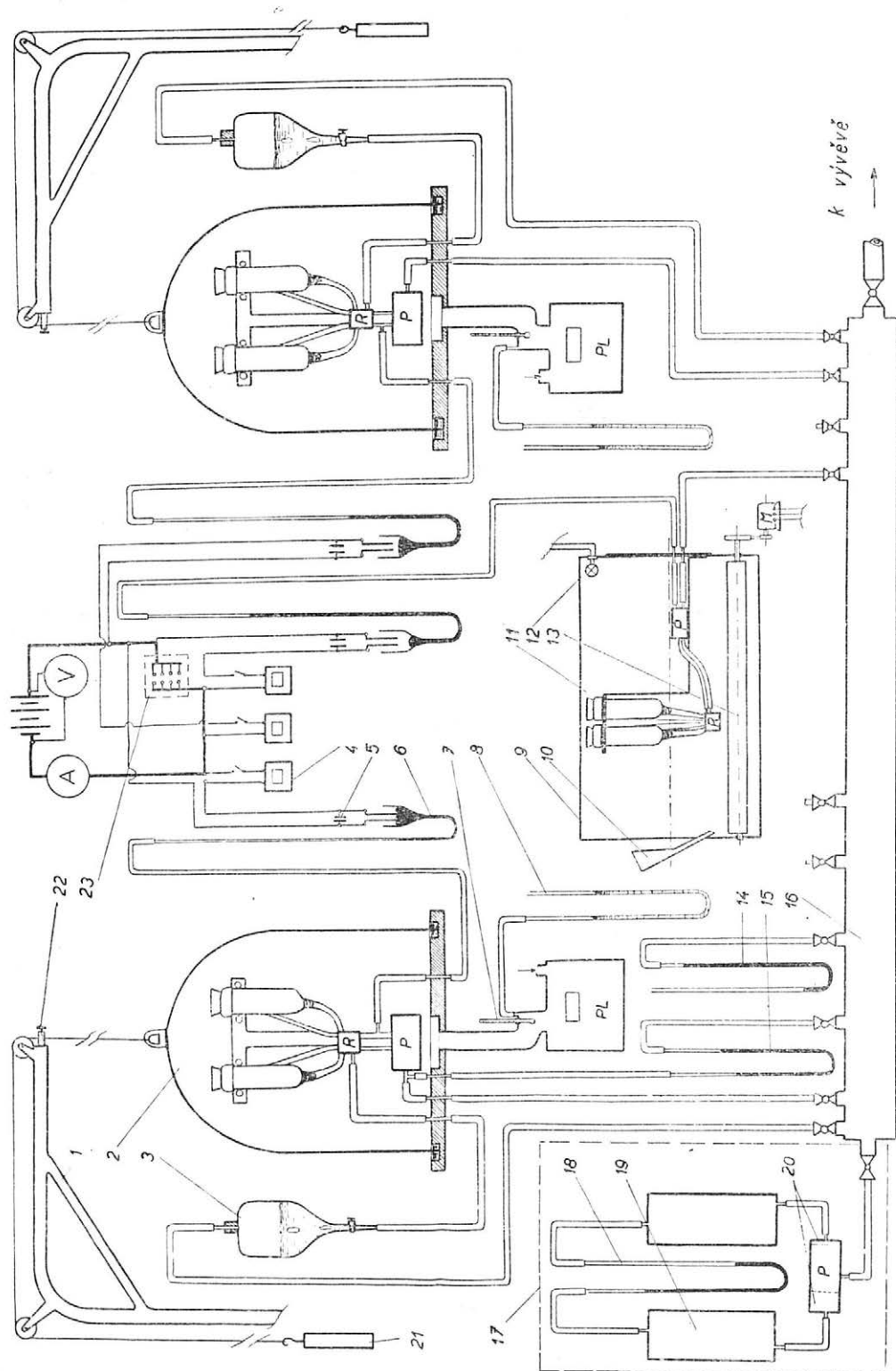
V dolním oddělení je stabilně instalována prašná komora s příslušenstvím, elektromotor ventilátoru prašné komory, usměrňovač jako zdroj stejnosměrného proudu a regulační odpor stejnosměrného proudu.

Přenosné součásti zkušebny jsou: přístroj pro zjišťování rozložení vah strukových násadec, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrti vemene. Registrační indikátor, který lze přestavit na přístroj pro zjišťování skutečných dob sání u dojicích přístrojů s párovým dojením. Zkušební vemen s regulovatelnými stříky mléka, cucák pro sající telata upravený pro zjišťování průběhu tlaku v dutině tlamní telete při sání.

Do výbavy zkušebny dále patří troje stopky, hodiny, ruční tlačítkové počítadlo pulsů (kontrolní), souprava psacích potřeb. Dále různé přípravky a zařízení umožňující provádět měřicí a zkušební práce (stojaný, svorky, rozdvojky, kalibrované odměrné válce, pipeta, bireta, upravené strukové gumy, skleněné strukové násadce, nádoby různého obsahu, souprava kruhových úhloměrů a souprava řemeslnického ručního nářadí a další přípravky.

b) Popis zkušebny

Zkušebna dojicích přístrojů má: 1 — stativ zvedacího zařízení měřicího zvonu, 2 — měřicí zvon s příslušenstvím, 3 — kontrolní baňku s vodní náplní, 4 — elektromagnetické počítadlo pulsů, 5 — kondenzátor, 6 — rtuťový spínač, 7 — teploměr plynoměru, 8 — vodní manometr plynoměru, 9 — prašnou komoru s příslušenstvím, 10 — dávkovací zařízení prachových částec, 11 — držák strukových násadec, 12 — žárovku, 13 — ventilátor, 14 — rtuťový vakuometr pro měření podtlaku ve vzdušníku zkušebny, 15 — rtuťový vakuometr pro měření ztrát na podtlaku při určité spotřebě vzduchu, 16 — vzdušník zkušebny, 17 — zařízení pro měření tlaků v pracovních komorách pulzátoru, 18 — diferenční vakuometr pro zjišťování



1. Schéma zapojení jednotlivých součástí zkušebny dojících přístrojů

tlakového rozdílu v pracovních komorách pulsátoru při pohybu jeho pracovní části (pístku, šoupátka, ventilku apod.), 19 — vzduchotěsné nádoby, jejichž pomocí je zvětšován objem pracovních komor pulsátoru a následkem toho se tlakové změny zpomalí a je možno číst na stupnici vakuometru, 20 — pracovní komory pístového pulsátoru, 21 — protizávaží, 22 — aretační šroub, 23 — svorkovnice přístrojové desky a zdířky pro připojení dalších spotřebičů, A — ampérmetr, V — voltmetr, P — pulsátor, PL — plynoměr olejový, [průtok max 4000 dm^3 , min 5 dm^3 , $T = 60 \text{ mm v. s.}$] R — rozdělovač.

e) Druhy měření

Zkušebnu lze přestavit na toto měření:

a) Měření všech spotřeb vzduchu. Po úpravě a doplnění průtokoměrem lze měřit i výkon vývěvy. Lze měřit a zjišťovat ztráty na podtlaku v potrubí při určitém podtlaku a spotřebě vzduchu. Též je možno měřit ztráty prosáváním na různém místě dojíceho přístroje.

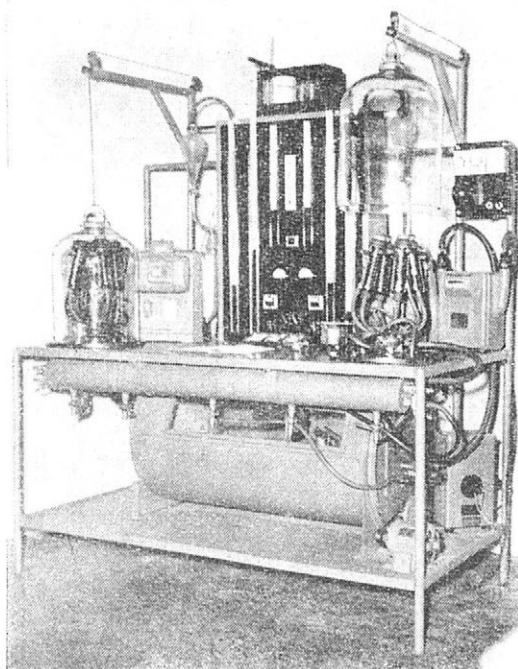
b) V prašné komoře lze zjišťovat odolnost dojíceho přístroje proti poruchám prašného prostředí. Vzduch ve stáji obsahuje často mnoho mechanických nečistot (chlupy, rostlinné úlomky apod.) jimiž jsou pak ucpávány vzduchové nasávací otvory pulsátoru nebo kanálky regulačního zařízení, čímž je pak narušována činnost dojíceho přístroje při dojení.

c) Lze měřit mechanický tlak vyvozený strukovou gumou na struk a rozložení tohoto tlaku při různém stupni natažení strukové gumy a různém tlakovém rozdílu, jemuž je struková guma vystavena. Lze zjišťovat průběh stisku a postup deformační vlny strukové gumy.

d) Pomocí registračního indikátoru lze zjišťovat průběh a velikost tlaků, jemuž je vystaven struk ve strukovém násadci na začátku a konci dojení (při dojení „na sucho“) i průběh skutečných tlaků při dojení. Dále lze zjišťovat vliv jednotlivých součástí dojíceho přístroje (tvar a rozměry) na průběh tlaků v podstrukové a mezistěnné komoře (charakteristiku dojíceho přístroje).

e) Lze zjišťovat jemnost regulace počtu pulsů, tlakové poměry v komorách pulsátorů apod.

f) Lze zjišťovat zatížení strukovými násadci u jednotlivých struků při různě utvářeném vemeni.



2. Zkušebna dojíceho přístrojů při měření spotřeby vzduchu dojíceho přístrojů: Elfa M 55 a DPD-1

Popis měření na zkušebně dojicích přístrojů

a) Měření spotřeby vzduchu

Spotřebou vzduchu je označováno množství vzduchu, které musí vývěva odsát přes dojicí přístroj nebo některou jeho součást při určitém tlakovém spádu a při určitém počtu pulsů za jednotku času.

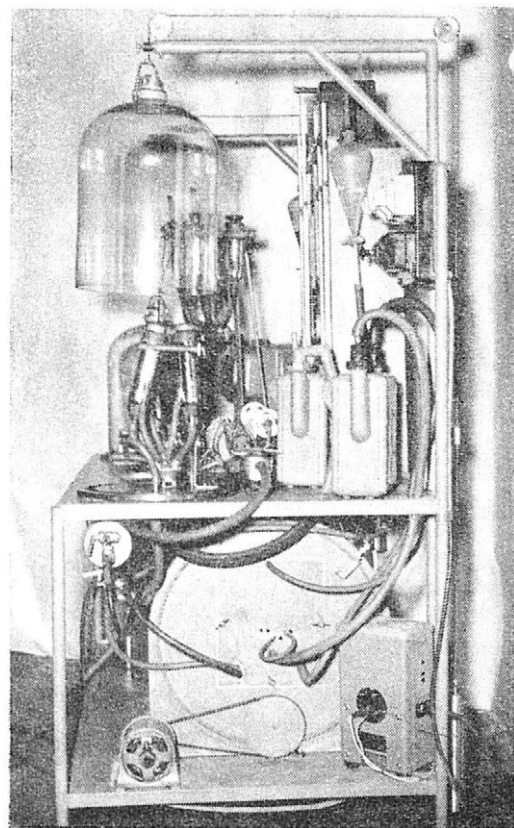
Cílem měření je zjistit množství vzduchu, které musí vývěva odsát přes 1 doj. přístroj při jeho chodu. Toto množství vzduchu, neboli velikost spotřeby vzduchu

dějícím přístrojem, je jedním ze základních ekonomických ukazatelů toho či onoho typu dojicího přístroje, neboť podle této hodnoty je volen (počítán) výkon vývěvy.

Postup a princip měření spotřeby vzduchu:

Dojicí přístroj nebo jeho některá část, kterou je možno nazvat spotřebičem procházejícího vzduchu, je umístěna pod měřicí zvon zkušebny.

Jedná-li se o celý dojicí přístroj, vkládá se pod zvon jen část ovlivňující spotřebu vzduchu, tj. všechny součástky bez konve. Při zkouškách a měření spotřeby vzduchu je tato část bez konve označována jako dojicí přístroj. Tedy dojicí přístroj je vložen pod zvon zkušebny. Strukové násadce jsou zavěšeny na držák strukových násadec, otvory podstrukových komor jsou utěsněny zátkami ve tvaru struků o objemu 40 cm^3 . Na hlavní nátrubek pulsátoru je připojena rozdvójka, na níž jsou připojeny hadičky, jedna hlavní, vzduchová, je připojena ke vzdušníku zkušebny. Druhá, vedlejší, je připojena na jedno



3. Zkušebna dojicích přístrojů z pravé strany

rameno diferenčního vakuometru (měření ztrát na podtlaku). Na libovolnou hadičku pulsujícího tlaku je rozdvójkou a hadičkou o velmi malé světlosti připojen ruťový spínač. Mléčná hadička od rozdělovače je připojena na kontrolní baňku a ta pak ke vzdušníku zkušebny. Silnostěnnou hadičkou s textilní vložkou o průměru 27 mm je spojen plynoměr s prostorem pod zvonek. Všechny hadičky jsou vedeny přes příslušné nátrubky v podstavcové desce měřicího zvonu.

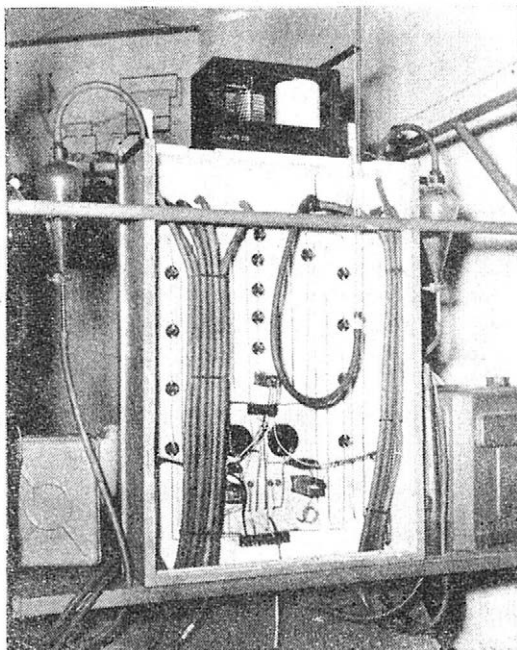
Vlastní zvon je skleněný. V horní části je na držadle objímka pro připojení lanka, které je vedeno přes dvě kladky a otvorem v aretačním šroubku umístěném na stativu zvedacího zařízení. Na druhém konci lanka je protizávaží, pomocí

něhož je lehce zvedán zvon do žádané polohy, při přestavování zkoušeného dojíceho přístroje nebo při změně počtu pulsů apod. V pracovní poloze (zvon je dole, závaží je nahoře) zapadá okraj zvonu do drážky podstavcové desky. Drážka je vyplněna těsnicí kapalinou. Mimo těsnicí funkce koná kapalina funkce kontrolní, neboť rozdíl výšek hladin vně a uvnitř zvonu udává rozdíl tlaků pod zvonem a vnější atmosférou.

Při chodu dojíceho přístroje je činností dojíceho přístroje odsáván vzduch z prostoru pod zvonem, čímž se vytváří jistý tlakový spád, a vzduch z okolní atmosféry proudí přes plynoměr do prostoru pod zvonem. Množství vzduchu procházejícího plynoměrem je zaznamenáváno. Poněvadž odpor plynoměru a připojovací hadice je nepatrný (maximálně 2 až 3 mm v. s.), můžeme jej zanedbat a tlak vzduchu procházející plynoměrem a nasávaný dojícím přístrojem považovat za rovný atmosférickému. Teplotu vzduchu čteme na pokojovém teploměru a na teploměru plynoměru. Tlakový spád čteme na manometru plynoměru a na rozdílu hladin těsnicí kapaliny v drážce podstavcové desky. Ztráty na podtlaku čteme na diferenčním vakuometru. Barometrický tlak je zaznamenáván barografem. Netěsnost — prosávání do mléčných prostorů — můžeme pozorovat v kontrolní baňce. Při prosávání nasávaný vzduch probublává vodní náplní a jsme tak upozorněni na případné závady při utěsnění strukových násadec.

Počet pulsů je zaznamenáván elektromagnetickým počítadlem pomocí impulsů pulsujícího tlaku tím, že v hadičce pulsujícího tlaku je střídavě tlak a podtlak, a poněvadž delší rameno spínače je připojeno k hadičce pulsujícího tlaku, klesá a stoupá hladina rtuti ve spínacím rameni rtuťového spínače. Při zvednutí hladiny ve spínacím rameni (v hadičce pulsujícího tlaku je atmosférický tlak) jsou kontakty spínače zvednutou hladinou spojeny, čímž je spojen (páčkový spínač zapnut) proudový okruh a vinutím elektromagnetu počítadla protéká proud a následkem elektromagnetického pole je přitažena kotva otáčející číselníkem počítadla. Při podtlaku v pulsujících hadičkách klesne hladina rtuti ve spínacím rameni, čímž je přerušeno propojení kontaktů, které byly dříve ponořeny ve rtuti. Proudový okruh, a tím i elektromagnetické pole je přerušeno a kotva silou pružiny je odtahována do původní polohy. Aby se kontakty neopalovaly a při rozeptnutí nenastávalo velké jiskření, je ke kontaktům paralelně připojen kondenzátor.

Princip počítadla pulsů předpokládá určitou spotřebu vzduchu, neboť jeho pohon je umožněn pulsujícím tlakem. Toto množství vzduchu musíme odečíst



4. Pohled na zadní část přístrojové desky

od množství vzduchu prošlého plynoměrem a vypočítáme je podle následujícího vzorce:

$$O_{poč} = (V_{had} + V_{r.s}) \cdot \frac{p_{had}}{760} \cdot \frac{n \cdot 60}{1000} \text{ dm}^3 \cdot \text{had}^{-1},$$

kde: $O_{poč}$ je spotřeba vzduchu na pohon počítadla $\text{dm}^3 \cdot \text{had}^{-1}$

V_{had} a $V_{r.s}$ je objem prostoru spojovací hadičky a ramene spínače, v nichž pulzuje tlak v cm^3

p_{had} je podtlak ve spojovací hadičce a spínači v mm Hg

n je počet pulzů za minutu.

Pod měřicím zvonek lze měřit nejen spotřebu vzduchu celého dojičeho přístroje, ale i jeho jednotlivých částí. Tak je možno měřit spotřebu vzduchu samotným pulzátozem, pulzátozem a hadiček pulzujícího tlaku, ztráty prosáváním vzduchu do mléčných prostorů, prosávání vzduchu rozdělovačem, ztráty prosáváním u pulzátoze. Z těchto změřených hodnot lze vypočítat další hodnoty obtížně měřitelné.

Poněvadž měření spotřeby má značné časové nároky, je zkušebna vybavena dvojitou měřicí aparaturou, takže je možno měřit spotřebu vzduchu u dvou dojičích přístrojů současně, čímž se práce podstatně urychlí.

b) Zkoušení odolnosti proti poruchám prostředím s mechanickými nečistotami

Touto zkouškou se má ověřit, jak dojičí přístroj bude pracovat v prašném prostředí, a určit ty součásti dojičeho přístroje, které zavinují poruchy nebo zavinují zastavování pulzátoze.

Popis zařízení a způsob zkoušení dojičích přístrojů v prašném prostředí:

Prašná komora má válcový tvar o obsahu 200 dm^3 . V plášti válce je vsazeno okénko z plexiskla, aby bylo možno pozorovat chod pulzátoze, ventilátoru a pohyb ostatních částí dojičeho přístroje. Z tohoto důvodu je také prostor komory osvětlován žárovkou. V dolní části prašné komory rovnoběžně s její podélnou osou je umístěn ventilátor, jímž je vířen prach v komoře. Pravé čelo komory je zesíleno a je na něj čtyřmi šrouby s křídlovými maticemi připevňován uzavírací příklop, na němž jsou upevněny všechny součásti držící dojičí přístroje nebo pulzátoze a nátrubky všech hadiček. Rám držáku je tvořen trubkou s nátrubky pro připojení hlavních podtlakových hadiček. Tato trubka je pak připojena přímo na podtlakové potrubí. Uzavírací příklop s rámem držáku při přípravě dojičích přístrojů ke zkoušce je sejmán a zapojení hadiček na příslušné nátrubky jak přístrojů, tak příklopu se provádí mimo prašnou komoru. Po zapojení a přezkoušení jsou přístroje, upevněné na rámu držáku uzavíracího příklopu, vloženy do prašné komory a současně je těsně uzavřen prostor prašné komory příklopem.

Přívod vzduchu je veden přes plynoměr. Podle spotřeby vzduchu je řízeno dávkování prachu. Odvážené dávky prachu jsou vysypávány do dávkovacího zařízení a v určitých časových intervalech jsou vyfouknuty do prostoru prašné komory. Časové intervaly jsou závislé na odsávání množství vzduchu z komory, tedy na spotřebě vzduchu. Do podtlakového potrubí je vložen filtr, který je nutno pravidelně čistit, aby nenarůstal zbytečně jeho odpor.

Provádíme-li porovnávací zkoušky několika dojičích přístrojů, je nutno zachovat pro všechny stejné podmínky, při nichž budou zkoušky prováděny, tj. množství a kvalita prachových součástí. Nejlépe se při zkouškách osvědčily drcené rostlinné části. Minerální součásti, jako zrnka písku a podobně, nepřidáváme,

neboť se v tomto případě nezjišťuje opotřebení součástí, ale jde o zjištění závad vzniklých ucpáním vzduchových otvorů.

Po každém seřízení pulzátoru na určitý počet pulzů je nutno před začátkem zkoušky zajistit regulační šroubek počtu pulzů proti samovolnému otáčení. Nejsou-li u dojícího přístroje velké ztráty prosáváním, umísťují se strukové násadce mimo prašnou komoru a do prašné komory se dá pouze pulzátor. Tímto způsobem lze zkoušet až tři dojící přístroje současně. Jsou-li zkoušeny pouze pulzátory, lze jich zkoušet až pět současně. V tomto případě je nutno použít další dvě pomocná počítadla pulzů, neboť charakteristickým znakem pro tuto zkoušku je počet pulzů v pětiminutových intervalech.

Při zkoušce je kontrolován podtlak ve vzdušniku zkušebny, ztráty na podtlaku, spotřeba vzduchu za jednu minutu a počet pulzů za minutu. Počet pulzů je zapisován každých pět minut. Zkouška trvá 2 hodiny. Delší doba není účelná, jak bylo zjištěno při praktických zkouškách. Po ukončení zkoušky jsou dojící přístroje (pulzátory) vyjmuty a podrobeny kontrole, a je zjišťováno, ve kterých částech dojícího přístroje je usazen prach a v jakém množství. U těch přístrojů, které se během zkoušky zastavily, je nutno zjistit příčinu a rozsah závady. Čistění je prováděno postupně tak, až dojící přístroj (pulzátor) je opět schopen normálního provozu. Zkoušku na prašnost je nutno několikrát opakovat.

Stanovení potřebných hodnot pro zkoušky v prašné komoře:

Při stanovení hodnot při zkouškách odolnosti pulzátorů proti prašnému prostředí vycházíme z podmínek provozu. Musíme zjistit prašnost ve stáji v době dojení. Prašností je označováno váhové množství pevných nečistot ve vzduchu. Dále je nutno zjistit počet hodin dojícího přístroje ve stáji mezi dvěma týdenními údržbami. Z těchto hodnot určíme hodnoty pro zkoušky.

Bude nás zajímat velikost hodnot:

v provozu: prašnost ve stáji — G_s — g/m^3
počet pracovních hod. přístroje
mezi dvěma týdenními údržbami — t_{prac} — hod.

na zkušebně: prašnost v komoře — G_k — g/m^3
doba trvání zkoušky — t_z — hod.

Ideální by bylo, aby $G_s = G_k$ a $t_{prac} = t_z$. Poněvadž čas potřebný na zkoušky by byl značně vysoký a výsledek by byl ovlivněn stupněm namazání apod., je nutné, aby čas na zkušebně byl proti pracovnímu času ve stáji zkrácen. Tím ovšem je nutné úměrně zvětšit prašnost v prašné komoře. Závislost je nepřímo úměrná a platí:

$$\frac{G_s}{G_k} = \frac{t_z}{t_{prac}}$$

Znamé a stanovené hodnoty:

t_{prac} = počet pracovních hodin dojícího přístroje mezi dvěma týdenními údržbami (počítáme týdenní údržbu za 7 dní při 3 hodinách denní práce. Tedy $t_{prac} = 21$ hodin)
 G_s = prašnost*) ve stáji bývá až 0,2 až 2 g na 1 m³, bereme maximální hodnotu $G_s = 2 g/m^3$

*) prašnost ve stáji závisí hlavně na roční době, čistotě ve stáji, na pracích vykonávaných souběžně s dojením ve stáji nebo jeho okolí (krmení, pedestýlání, čistění dobytka, šrotování, skládání slámy apod.) a dalších jiných činitelích, a prašnost bude v každé stáji jiná.

t_z = doba trvání zkoušky v prašné komoře. Podle zkušeností a ověřovacích zkoušek bylo stanoveno $t_z = 2$ hod.

Z těchto hodnot vypočítáme prašnost v prašné komoře $-G_k-$. Pro provoz je nutno mít určitou bezpečnost, proto $-G_k-$ zvětšíme. Koeficient bezpečnosti volíme $k_1 = 3$, takže skutečná prašnost $-G_k-$ při zkoušce bude

$$G_k = \frac{t_{prac} \cdot G_s}{t_z} \cdot k_1$$

po dosazení:

$$G_k = \frac{21 \cdot 2}{2} \cdot 3 = 63 \text{ g/m}^3$$

Prašnost vyjádřená jako váhové množství pevných částí v m^3 , pro zkoušky byla stanovena na 63 g na jeden m^3 . Během zkoušky při odčerpání určitého objemu vzduchu je prašnost přidáním dávky upravena na stanovenou hodnotu.

Během zkoušek hlavní závady zastavování pulsátoru byly způsobeny ucpáním regulačního zařízení. Při otočení regulačního šroubku tak, aby se zvětšil průtočný otvor, většina pulsátorů, které se během zkoušky zastavily, se opět rozeběhla. Pulsátory s regulačním zařízením, které je znečišťováno mazadlem při chodu pulsátoru, jsou náchylné k poruchám. U pulsátorů s dvojitou regulací (typ Manus) se vyskytuje větší počet závad. Závady se téměř nevyskytly u pulsátorů, u nichž nasávací otvory atmosférického vzduchu jsou zakryty sítky (Alfa, Elfa).

e) Měření mechanického tlaku strukové gumy na struk vemene

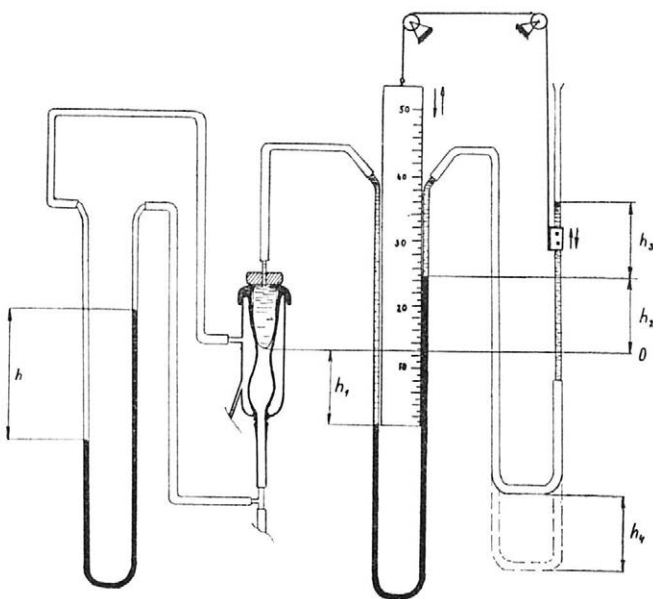
Měření mechanického tlaku má za úkol zjistit velikost tohoto tlaku za různých podmínek, jako např. při volné a napnuté strukové gumě, při vytažené a unavené

strukové gumě, při různých rozměrech a materiálu strukových gum apod.

Popis zařízení a způsob měření mechanického tlaku:

Zařízení se skládá z měřicího struku, diferenčního rtuťového vakuumetru, rtuťového manometru s vyrovnávacím zařízením hydrostatického tlaku, který působí na hladinu rtuti v ramenech manometru, a z příslušných hadiček.

Měřicí struk se podobá svým tvarem a mechanickými vlastnostmi průměrnému skutečnému struku. Stěny těla struku jsou vy-



5. Schéma zařízení pro měření mechanického tlaku strukové gumy na struk.

robeny ze surové gumy, která v tekutém stavu byla nanášena na plátěnou kostru struku. Plátěná kostra zabraňuje roztahování struku vlivem podtlaku v podstrukové komoře. Báze struku je z tvrdé umělé hmoty, uprostřed ve směru podélné osy je vedena kovová trubička nátrubek pro připojení silnostěnné a zesílené hadičky, spojující prostor struku s levým ramenem manometru. Celý prostor je úplně vyplněn kapalinou, pomocí níž se přenáší (šíří) tlak na hladinu rtuti v manometru.

Diferenčním vakuometrem je měřen rozdíl tlaků v podstrukové a mezistěnné komoře strukového násadce. Jedno rameno vakuometru je připojeno na podstrukovou komoru, druhé je připojeno na mezistěnnou komoru samostatným nátrubkem.

Manometrem s vyrovnávacím zařízením je měřen tlak ve struku, který vzniká mechanickým tlakem strukové gumy na stěny struku. Mechanický tlak je udáván ve srovnávacích jednotkách v $mm\ Hg$. Pravé rameno manometru je hadičkou spojeno s vyrovnávací trubičkou a prostor je vyplněn kapalinou. Vyrovnávací trubička je kalibrována a má stejnou světlost jako trubička manometru. Vyrovnávací trubička má posuvnou objímku, která je spojena lankem s posuvnou stupnicí manometru. Lanko je vedeno přes dvě kladky. Posuvnou objímkou vyrovnávací trubičky je seřizována hladina kapaliny v trubičce podle výšky hladin rtuti manometru na nulovou výšku. Do této výšky je nastaven také měřicí struk. Na začátku měření je seřizována podle hladiny rtuti hladina kapaliny v trubičce a výška špičky struku. Pak je struk vložen do strukového násadce upevněného ve stojánek. Ve zmíněném nastavení je hydrostatický tlak kapaliny na rtuť v obou ramenech manometru stejný. Tlačí-li struková guma na struk, ten se deformuje a zmenšuje svůj objem, čímž roste tlak. Protože kapalina ve struku je prakticky nestlačitelná a stěny struku se nemohou roztahovat, je vytlačena část kapaliny ze struku a ta pak tlačí na hladinu rtuti v levém rameni manometru, čímž se vychýlí o odpovídající hodnotu hladiny rtuti v ramenech manometru. Následkem tohoto stavu se změni hydrostatický tlak kapaliny působící na hladinu rtuti v levém rameni. Kdyby manometr neměl vyrovnávací zařízení, nebo dokud není posuvná stupnice nastavena nulou na spodní hladinu v levém rameni, byl by hydrostatický tlak kapaliny na hladinu rtuti

$$p_h = h_1$$

V pravém rameni by byl hydrostatický tlak kapaliny jako dříve, neboť se nezměnila hydrostatická výška.

Jestliže však posuvná stupnice je nastavena nulou na spodní hladinu rtuti, je stupnice, a tím i vyrovnávací trubička, posunuta o stejnou vzdálenost, ale v opačném smyslu. Na schématu jsou vzdálenosti označeny jako h_1 a h_4

h_1 = vzdálenost vykonaná pohybem stupnice

h_4 = vzdálenost vykonaná pohybem vyrovnávací trubičky,

tedy

$$h_1 = h_4$$

Protože trubička a ramena manometru mají stejnou světlost a jsou kalibrovány, stoupne hladina rtuti v pravém rameni manometru o stejnou výšku, o jakou klesne hladina rtuti v levém rameni. O tutéž výšku pak stoupne hladina kapaliny v trubičce vyrovnávacího zařízení,

takže

$$h_1 = h_2 = h_3$$

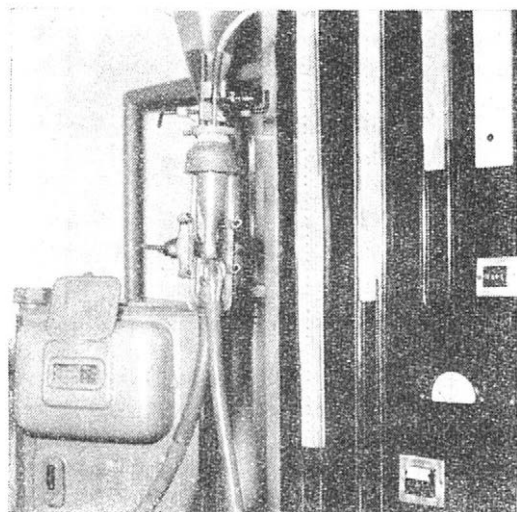
Při zjišťování mechanického tlaku na struk je v průběhu měření zjišťován rozdíl hladin rtuti v levém a pravém rameni manometru. Pohybem posuvné stup-

nice při čtení hodnot se současně samočinně upravuje výška hladiny kapaliny ve vyrovnávací trubičce tak, aby hydrostatický tlak kapaliny na hladiny rtuti v obou ramenech manometru byl stále stejný. Má tedy platit

$$h_1 = h_3$$

Protože kapalina nad rtutí v obou ramenech je stejná a specifické váhy a výšky se také rovnají, je podmínka rovnosti hydrostatických tlaků dodržena.

Měření mechanického tlaku strukové gumy na struk je prováděno u všech strukových gum těch dojicích přístrojů, které byly ke zkoušce určeny. Jednotlivá



6. Pohled na část zkušebny, na které je měřen mechanický tlak strukové gumy na struk

měření jsou prováděna postupně od nulového rozdílu tlaku až k rozdílu tlaku 440 mm Hg. Základní měření je prováděno při podtlaku v podstrukové komoře a atmosférickém tlaku v mezistěnné komoře. Rozdíl tlaků řídí se velikostí podtlaku v podstrukové komoře. Kontrolní měření je prováděno přetlakem v mezistěnné komoře, při čemž je v podstrukové komoře atmosférický tlak. Celý rozsah měření je u každé gumy prováděn dvakrát. Jednou při volné strukové gumě, po druhé při maximálním natažení ve strukovém pouzdru, čímž se zjistí vliv stupně natažení na průběh masáže při taktu stisku. Strukové gumy jsou nataženy ve skleněných strukových pouzdrech, takže průběh deformace strukových gum lze pozorovat, fotografovat,

popřípadě zachytit filmovou kamerou a pak provést podrobný rozbor jejich činnosti při taktu stisku.

d) Měření velikosti podtlaku a jeho průběh při dojení v komorách strukového násadce

Podle průběhu a velikosti podtlaku v mezistěnné a podstrukové komoře strukového násadce je vyhodnocován dojicí přístroj. Vzájemný poměr tlaků v podstrukové a mezistěnné komoře a rychlost tlakových změn označujeme jako charakteristiku tlakových změn dojicího přístroje (dále jen charakteristika dojicího přístroje). Charakteristika u jednotlivých typů je značně odlišná a je ovlivněna mnoha činiteli nejen konstrukčními, ale i výrobními a provozními. Zkoušky a měření jsou prováděny jednak na „suchém“ dojicím přístroji, jednak za stejných podmínek jako jsou při dojení, kdy velikost stříků mléka se mění.

Popis měřicího zařízení, přípravků a postup prací při měření:

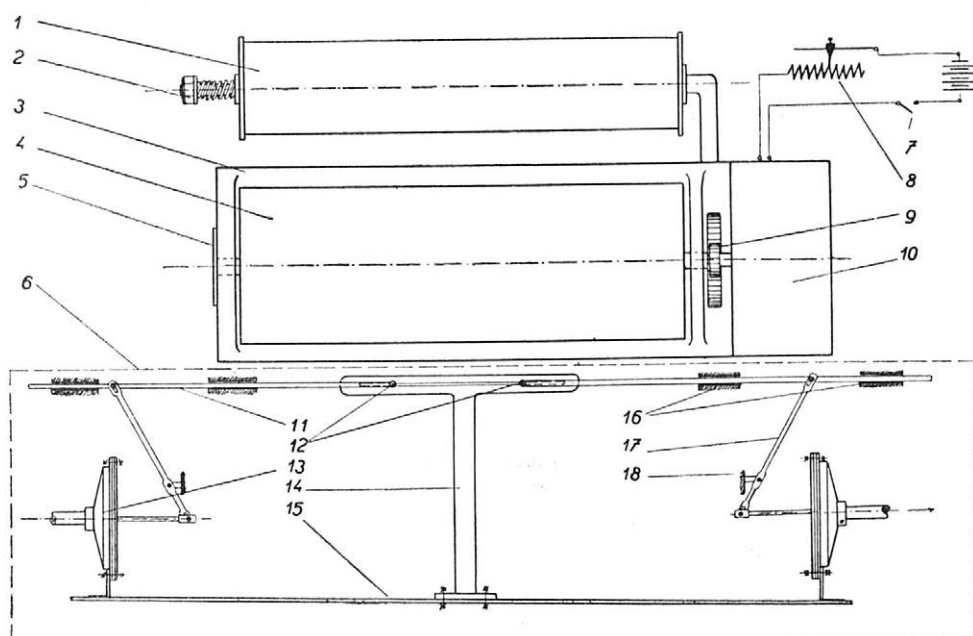
Měřicí zařízení sestává z registračního indikátoru, zkušebního vemene a měřicích přístrojů zkušebny.

Registrační indikátor slouží pro zjišťování tlaků v komorách strukového násadce. Na ústavu bylo zhotoveno několik indikátorů. Při jejich konstrukci byly aplikovány zkušenosti ze zahraničí se zkušenostmi u nás s vytknutým cílem meto-

dikou, tj. měřit skutečný průběh tlaků v podstrukové a mezistěnné komoře strukového násadce při dojení, dále zjišťovat vlivy působící na vytváření charakteristiky dojecího přístroje (viz indikátorový diagram na obr. 9).

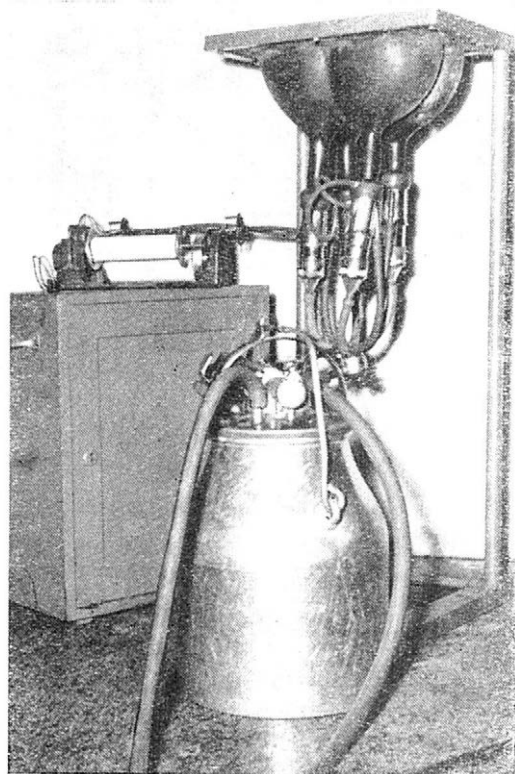
Během výzkumných prací byly používány hlavně dva typy registračních indikátorů. U obou je princip v podstatě stejný. Dva indikátorové válečky s gumovými membránami jsou spojeny hadičkami s prostorem, v němž má být tlak měřen. Pohyb membrány při změně tlaku je přenášen pákovým mechanismem na raménko pisátka u každého indikátorového válečku samostatně. Volné konce ramének jsou opatřeny pisátky, zapisujícími tlakové změny na papír, navíjeje se na registrační válec. Rychlost otáčení válce, a tím i rychlost navíjení papíru, lze měnit regulačním odporem, takže záznam jednoho pulzu můžeme v určitých mezích protáhnout či zkrátit podle potřeby, jak to právě vyžaduje zkouška. U jednoho indikátoru je pohyb pisátek po oblouku, u druhého je přímočarý. Indikátor se zápisem s přímočarým pohybem pisátek má válečky proti sobě, takže záznamy na papíru jsou na protilehlých stranách čar atmosférického tlaku. U druhého jsou záznamy ve stejném směru od nulových čar, neboť indikátorové válečky jsou nad sebou. Indikátorový záznam je pak vyhodnocen a překreslen podle obr. 9. Ten či onen indikátor byl používán podle povahy zkoušek.

Indikátorem lze provádět výzkum a měření tlakových změn v podstrukové a mezistěnné komoře strukového násadce při dojení. Dále lze zkoumat, jak a do jaké míry ovlivňují jednotlivé součásti dojecího přístroje jeho charakteristiku. Podle diagramů pořízených při křížové výměně součástí dojecího přístroje různých typů lze stanovit, jak a do jaké míry působí tvar a technický stav jeho součástí na charakteristiku. Lze též stanovit, jakým způsobem může být dojnici vytvořeno zpětné působení dojecího přístroje na mléčnou žlázu. Je možno též stanovit, jak působí synchronní a asynchronní přístroje.



7. Schéma registračního indikátoru s přímočarým pohybem pisátek

Registrační indikátor s přímočarým pohybem pisátek sestává podle schématu na obr. 7: 1 — odvíjecí válec registračního papíru s trnem, 2 — brzdicí pružina, 3 — rám přístroje, 4 — navíjecí válec registračního papíru, 5 — vyjímatelný hřídelík navíjecího válce, 6 — vlastní mechanismus indikátorových válečků (je demontovatelný a lze ho nahradit zařízením pro měření rovnoměrnosti chodu pulsátoru), 7 — páčkový spínač, 8 — regulační odpor, jímž se řídí počet otáček motorku, 9 — převod, 10 — elektromotor, 11 — podélné raménko písátka, 12 — pisátko, 13 — indikátorový váleček, 14 — vodící destička pisátek, 15 — nosník indikátorových válečků, vodící destičky a ostatních mechanismů, 16 — ložiska podélného raménka, 17 — příčné raménko, 18 — ložisko příčného raménka.



8. Pohled na zařízení pro zjišťování tlaků a jejich průběh v podstrukové a mezistěnné komoře strukových násadů dojího přístroje Manus při dojení na zkušebním vemeni. Tlak je měřen indikátorem

vací zkoušky). Pro přesnější zjištění podtlaku je však nutno opravu provést, neboť připojením indikátorového válečku k prostoru podstrukové komory se zvětší objem, v němž dochází k tlakové změně při taktu stisku a indikátor zaznamená pokles podtlaku menší. Skutečný tlak (podtlak) vypočítáme ze známých hodnot. Označíme-li objem podstrukové komory při taktu sání — V_1 — a při taktu stisku — V_2 —, objem indikátorového válečku a hadičky — V_i —, tlak při taktu sání — p_1 —, tlak při taktu stisku naměřený indikátorem — p_2^+ — a skutečný tlak — p_2 — (tlaky jsou vyjádřeny tlakem absolutním v mm Hg), pak ze stavové rov-

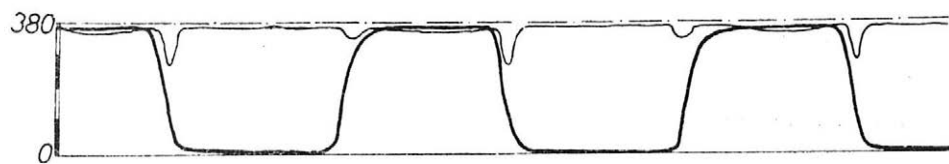
rových válečků, vodící destičky a ostatních mechanismů, 16 — ložiska podélného raménka, 17 — příčné raménko, 18 — ložisko příčného raménka.

Otáčivý pohyb motorku je párem ozubených koleček (převod na pomalý pohyb) přenášen na hřídelík navíjecího válce. Počet otáček motorku lze měnit regulačním odporem. Navíjený papír je rovnoměrně napínán a stupeň napnutí lze seřizovat přitlačovací matkou brzdicí pružiny).

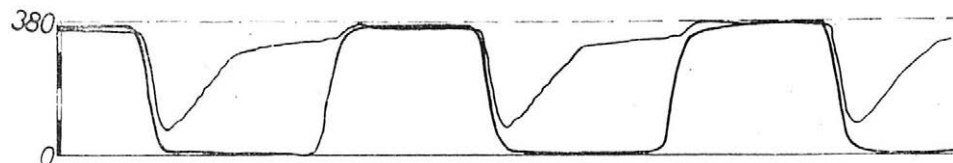
Indikátorové válečky mají velmi malý obsah (jen $2,5 \text{ cm}^3$), také vnitřní objem hadiček je malý ($3,5 \text{ cm}^3$). Membrána je gumová a při montáži byla předpnuta. Zdvih membrány je páčkovým mechanismem zvětšen a přenášen na pohyb písátka, které zaznamenává průběh tlaku v určitém místě dojího přístroje na registrační papír, navíjecí se na válec. Vodící destička vede písátka v drážce, a tak je zajišťován jejich přímočarý pohyb.

V případě, že chceme zjistit přesněji hodnotu podtlaku v podstrukové komoře strukového násadce při taktu stisku, pak je nutno provést opravu indikátorového záznamu. Opravu nemusíme provádět pro porovnávací měření (porovná-

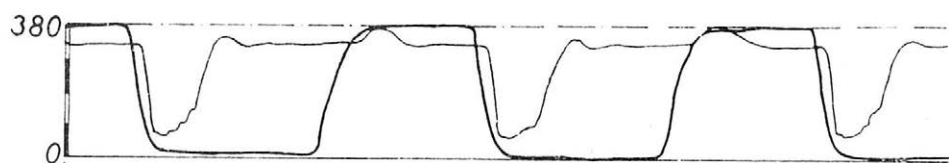
p_z
mmHg



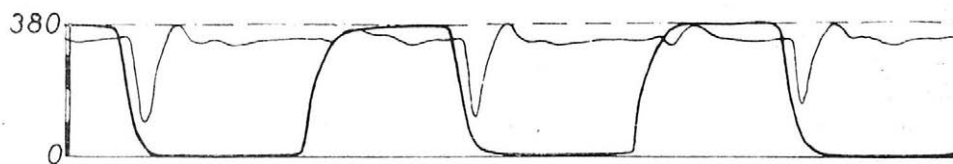
Dojící přístroj DOZ při dojení „na sucho“



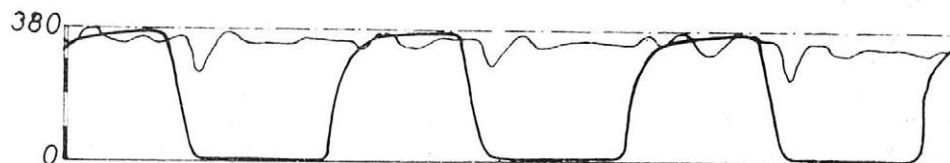
Dojící přístroj DOZ při dojení (bohaté stříky mléka)



Dojící přístroj DOZ s rozdělovačem Gascoigne při dojení



Dojící přístroj DOZ s rozdělovačem Wood's při dojení



Dojící přístroj DOZ s rozdělovačem DMJ při dojení

9. Překreslené a vyhodnocené indikátorové diagramy. Silnější křivka značí průběh tlaku v mezistěnné komoře, slabší v podstrukové komoře.

nice*) vyplývají následující vztahy, za předpokladu, že mléko ve strukovém násadci plní funkci uzavírající zátky otvoru mléčného nátrubku.**)

1. Bez připojení indikátoru

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

2. Při připojení indikátoru:

$$V_1 \cdot p_1 + V_i \cdot p_1 = V_2 \cdot p_2^+ + V_i \cdot p_2^+$$

V první rovnici neznáme tlak $- p_2 -$, a objem $- V_2 -$. Objem $- V_2 -$ vy počteme z druhé rovnice.

$$V_2 = \frac{V_1 \cdot p_1 + V_i \cdot p_1 - V_i \cdot p_2^+}{p_2^+}$$

a dosadíme do upravené první rovnice za $- V_2 -$,

pak bude

$$p_2 = \frac{V_1 \cdot p_1}{\frac{V_1 \cdot p_1 + V_i \cdot p_1 - V_i \cdot p_2^+}{p_2^+}} = \frac{V_1 \cdot p_1 \cdot p_2^+}{V_1 \cdot p_1 + V_i \cdot p_1 - V_i \cdot p_2^+}$$

Opravu provádíme u indikátorových záznamů těch dojících přístrojů, u nichž je pokles podtlaku při taktu stisku větší než 100 mm Hg. Opravu počítáme pro maximum „poklesu“ a těsně přilehlé oblasti.

Snímací strukové násadce je nutno nasazovat stále na stejný struk, na němž máme označovací prstenec, jímž je řízena hloubka jeho zapadnutí do podstrukové komory. Různě velká zapadnutí zvětší nebo zmenší objem podstrukové komory $- V_1 -$ má vliv na měřené a vypočítané hodnoty.

Charakteristiku dojícího přístroje zjišťujeme pomocí tzv. snímacích strukových násadců a zkušebního vemene. Pro zkoušky je nutno jeden ze čtyřech násadců zkoušeného dojícího přístroje upravit tak, abychom mohli měřit průběh tlaků při dojení v mezistěnné komoře a v podstrukové komoře. Úprava je závislá na typu strukového násadce.

Zkušební vemeno sestává z gumového vemene, z rámu s podstavcem a regulačního zařízení velikostí stříků „mléka“. Množství „mléka“, které může být z jednoho struku na jeden puls odsáto (= velikost stříku) je řízeno vkládáním nebo ubíráním tamponů do struků. Je možno použít též způsob, při němž do otvoru ve struku upevníme trubičku, jejíž otvor řídíme regulačním šroubkem, čímž opět měníme velikost stříků.

Poněvadž musíme znát velikost stříků „mléka“, provádíme před indikátorovým měřením seřízení stříků „mléka“. Hlavní mléčnou hadičku přerušíme a vložíme do ní dvojcestný kohout, na jehož druhý nátrubek připojíme odměrnou nádobu — válec —, který je současně spojen s podtlakovým potrubím. Podle nastavení kohoutu teče „mléko“ do konve dojícího přístroje nebo do odměrné nádoby. K pulsátoru je paralelně připojeno počítadlo pulsů. Při zkouškách nepoužíváme mléko, ale vodu, která plní funkci porovnávací kapaliny, jejíž fyzikální vlastnosti

*) děj uvažujeme isothermicky

**) tento předpoklad lze přijmout, neboť se jedná o malé tlaky a rychlotlakovou změnu

se během zkoušky téměř nemění. Při chodu dojícího přístroje nasazeného na struky zkušební veme je voda odsávána a protéká mléčnou hadičkou z počátku do konve. Po ustálení stříků otočíme kohoutkem do druhé polohy, takže voda teče do odměrné nádoby. Současně stiskneme spínač počítadla pulzů a stopek. Měření trvá 60 minut.

Z naměřených hodnot vypočteme velikost jednoho stříku.

$$V_{stř} = \frac{O}{4 \cdot n} \quad \text{cm}^3,$$

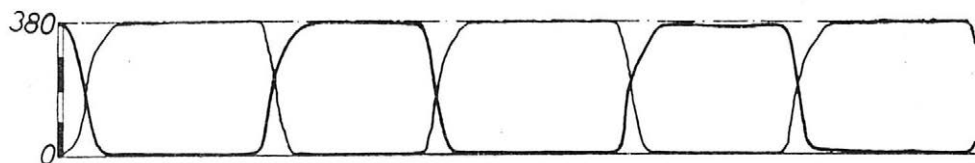
kde: $V_{stř}$ je objem jednoho stříku (předpokládáme v tomto případě stejné stříky ze všech čtyř násadeč a po celou dobu měření) . . . cm^3

O je objemové množství „mléka“ – (vody) nadojeného ze všech struků za čas – t – ($t = 60 \text{ sec}$) . . . $\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

n je počet pulzů za minutu.

Podobným postupem lze zjistit velikost stříků z jednotlivých struků a seřadit je na stejnou hodnotu. V tomto případě je dvojecestný kohout s odměrnou nádobou zapojen mezi krátkou mléčnou hadičkou strukového násadce a nátrubek rozdělovače a mléko protéká buďto kohoutem do rozdělovače nebo do kontrolní nádoby.

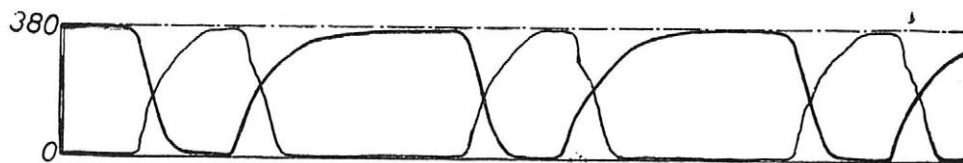
U zkoušeného dojícího přístroje, u něhož mají být indikátorem zjišťovány tlaky v komorách strukového násadce, provedeme úpravu tak, abychom mohli snímat tlak z podstrukové a mezistěnné komory. Do podstrukové komory je zavedena jedna sonda. Konec sondy je vyveden těsně ke špičce struku a je jí měřen



Rovnoměrnost chodu pulsátoru DOZ



Rovnoměrnost chodu pulsátoru DMJ

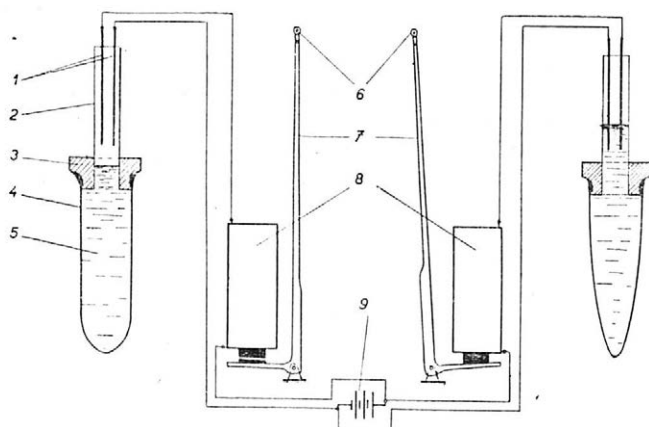


Rovnoměrnost chodu pulsátoru Gascoigne

10. Vyhodnocené a překreslené indikátorové diagramy pro stanovení rovnoměrnosti chodu dojícího přístroje podle průběhu tlaků v mezistěnných komorách strukových násadeč. Slabší křivka je záznamem z pravého, silnější z levého páru strukových násadeč.

tlak, který působí na špičku struku, která není chráněna strukovou gumou. Trubička sondy je vyvedena stěnou hlavicevé komory. Vyčívající konec trubičky slouží k připojení hadičky od jednoho indikátorového válečku. Proti konci sondy ve stejné výšce je sonda do mezistěnné komory ve stěně strukového pouzdra. Tato sonda je opět hadičkou připojena na druhý indikátorový váleček a tak je zjišťován průběh tlaku v mezistěnné komoře. Všechna měření, i pulsátoru, jsou prováděna „přes“ strukový násadec, neboť všechny součásti dojícího přístroje společně vytvářejí jeho charakteristiku (viz obr. 9). Ovlivňují více či méně průběh a velikost podtlaku v komorách strukového násadce. Hlavní pozornost je věnována zkouškám při vlastním dojení a při spouštění mléka, kdy tlakové poměry v podstrukové komoře jsou u většiny dojících přístrojů zásadně odlišné od dojení „na sucho“, kdy mléko neprotéká soustavou hadiček.

U párového dojení (asynchronní) je indikátorem také zjišťována rovnoměrnost chodu pulzátoru. Rovnoměrností chodu pulzátoru je označováno jednak časové rozdělování taktů na pravý a levý pár, jednak průběh stoupání a klesání



11. Schéma zařízení pro zjišťování časové rovnoměrnosti chodu dojícího přístroje (pulsátoru).

podtlaku v mezistěnných komorách strukových násadců a dosahování krajních hodnot tlaku. Pro tuto zkoušku jsou upraveny strukové násadce takto: z každého páru jeden struk je opatřen sondou v mezistěnné komoře (nepřipojovat rozdělovkou na hadičky pulzujícího tlaku, neboť průběh tlaků je odlišný!). Prostory mezistěnných komor jednotlivých párů strukových násadců jsou spojeny hadičkami s indikátorovými válečky.

Diagramy jsou pak vzájemně porovnány a stanoven stupeň rovnoměrnosti v jednotlivých bodech (obr. 10). Tyto zkoušky se provádějí také u synchronního dojení. U dojících přístrojů s párovým dojením (asynchronním), u nichž poměr taktů na jednotlivých párech lze měnit pomocí dalšího regulačního šroubku (Manus) nebo regulační hřídelkou (DMJ, Gascoigne), bylo by vyhodnocování indikátorem zdoluhavé, proto je doba taktů na jednotlivých párech strukových násadců měřena speciálním zařízením, určeným výhradně pro účely zjišťování skutečných dob taktů stisku a sání. Toto zařízení je připojováno k registračnímu válci s motorkem indikátoru po předchozím odmontování vlastního indikátorového zařízení. Přesnost měření délky trvání taktu sání a stisku je v tomto případě přesnější.

Popis a princip měření rozdělení pulsů na jednotlivých strukových násadcích.

Zařízení sestává podle schématu na obr. 11: 1 — kontakty spínače el. obvodu, 2 — skleněná trubička, 3 — base struku, 4 — gumový struk s textilní vložkou, 5 — vodivá kapalina (voda + sůl), 6 — písátka, 7 — raménko písátka, 8 — elektromagnetické relé, 9 — zdroj stejnosměrného elektrického proudu.

Obvod elektrického proudu přes elektromagnetické relé je spojován při stisku struku a vystoupnutím vodivé kapaliny do skleněné trubičky, v níž jsou kontakty

spínače. Při sepnutí obvodu je přitažena kotva, která pohybuje raménkem pisátka a pisátko na odvíjejícím se papíru píše čáru o několik milimetrů dále od dřívější.

Na obr. č. 12 je pohled na sestavení aparatury pro měření dob taktu stisku a sání na jednotlivých párech strukových násadech u dojičního přístroje DMJ. (Vlevo pod zvonem je připraven dojičí přístroj ELFA M 55 k měření spotřeby vzduchu.)

Strukové spínače se vkládají do strukových násadech. Při chodu dojičního přístroje v okamžiku, kdy rozdíl tlaků v podstrukové a mezistěnné komoře je větší než deformační hodnota strukové gumy, je struk stisknut (jako při skutečném dojení), vodivá kapalina ze struku je vytlačena do skleněné trubičky, v níž jsou kontakty, a proudový obvod je uzavřen a kotva s raménkem pisátka změní svoji polohu. Je-li rozdíl tlaků v komorách strukového násadce menší než deformační hodnota strukové gumy, struková guma se natáhne, netlačí na spínací struk, hladina kapaliny ve skleněné trubičce klesne, čímž je přerušen proudový okruh, kotva s raménkem pisátka zaujme původní polohu. Při chodu dojičního přístroje na registračním papíru jsou kresleny dvě zubaté čáry (obr. 13), od každého elementu jedna. Vyhodnocením úseček čar a vzájemným porovnáním obou čar určíme rozdělení pulzů na takt sání a stisku na jednotlivých strukových násadecích.

Tento způsob je, pokud se týká rozdělení pulzů na takty, přesnější, neboť jsou zde zahrnuty všechny vlivy působící na délku taktů u jednotlivých strukových násadecích, neboť měření je prováděno přímo na strucích. Vyhodnocení je rychlejší a chyby jsou menší, neboť se odměřují přímo úsečky čáry nakreslené pisátkem.

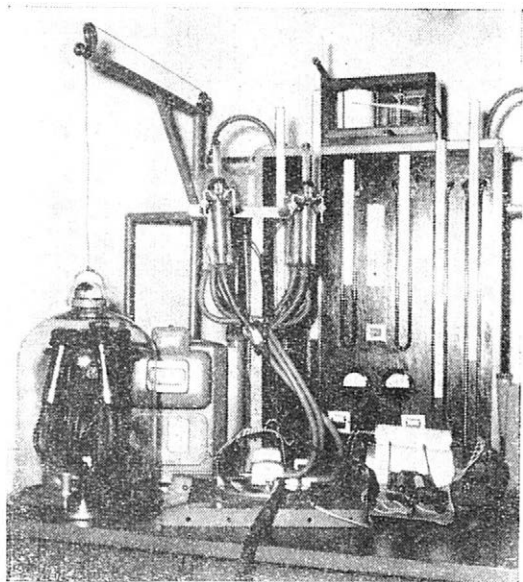
Jemnost regulace počtu pulzů

Pulzátory ke zkoušce jsou připraveny podle obr. č. 14. Na regulační šroubek je přiletována ručička. Na těleso pulsátoru je připevněn kruhový úhloměr tak, aby střed úhloměru byl na podélné ose regulačního šroubku a rovina úhloměru byla kolmá k této ose. Způsob připevnění je závislý na tvaru pulzátoru.

Jemností regulace počtu pulzů označujeme závislost počtu pulzů na úhlu pootočení regulačního šroubku

$$n = f(\varphi)$$

Tato funkce závislosti je důležitá při provozu dojičního přístroje. Z hlediska dobrého provozu je žádoucí, aby exploatační úhel pootočení regulačního šroubku — φ expl. — byl co největší, počet pulzů plynule stoupal nebo klesal (viz obr. 15 pulzátoru DOŽ č. 3+ a č. 4). Jako závadu lze označit takovou regulaci, při níž v exploatační části pulzace 40–50 pulzů za minutu nastane protichůdná změna



12. Měření časové rovnoměrnosti chodu dojičního přístroje DMJ.

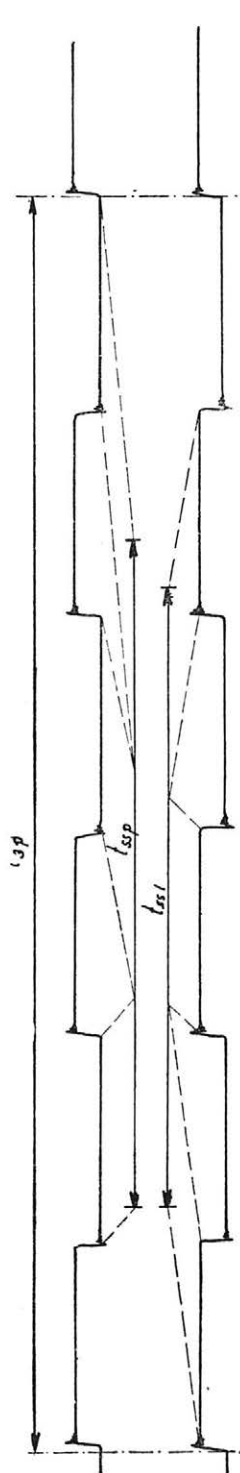


Diagram č. 78 přístroj Manus /komplet/ - rovnoměrnost chodu pulsátoru /vyhodnocení 3 pulsů/

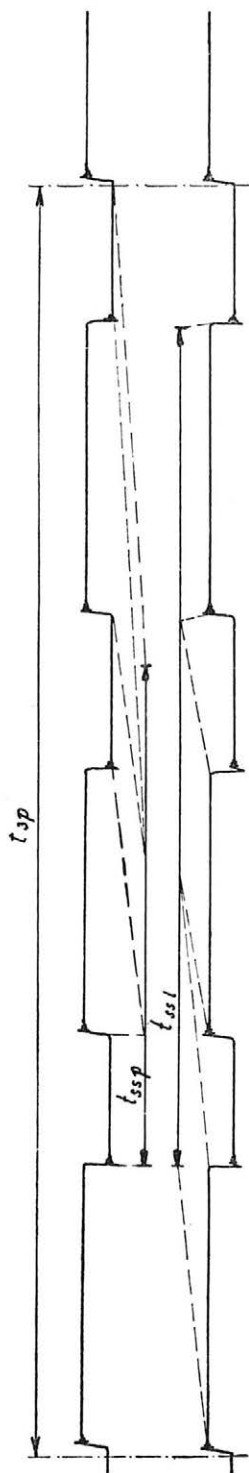


Diagram č. 79 přístroj Manus /komplet/ - rovnoměrnost chodu pulsátoru /vyhodnocení 3 pulsů/

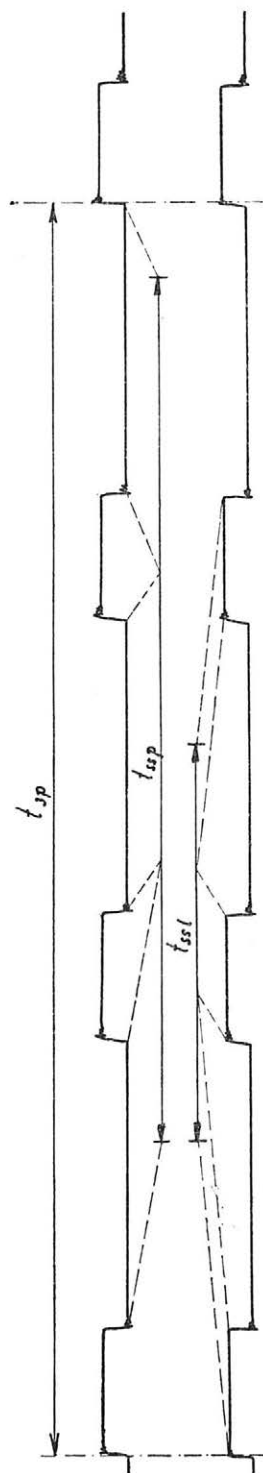
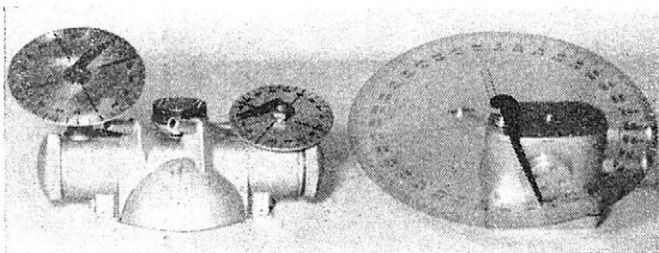


Diagram č. 80 přístroj Manus rovnoměrnost chodu pulsátoru /vyhodnocení 3 pulsů/

13. Diagramy časové rovnoměrnosti chodu dojího přístroje Manus při různém nastavení regulačních šroubků pulsátoru. — t_{3p} — je čas 3 pulsů, — t_{ssp} — je čas připadající z času — t_{3p} — na takt sání na pravém páru strukových násadců, — t_{ssl} — je čas připadající na takt sání na levém páru strukových násadců.

(obr. 16, pulzátor 242 6292). Tak např. při otáčení regulačního šroubku ve směru kladném (ve směru chodu hodinových ručiček) — šroubek je zašroubováván, klesá počet pulsů. V určité poloze však počít pulzů stoupat, ačkoliv je šroubkem otáčeno ve stejném směru. Při dalším otáčení v jisté poloze opět pulzy začnou klesat. Toto je zaviněno nepřesností výroby, opotřebením či poškozením regulace, nebo znečištěním regulace. Při hodnocení regulace toho či onoho typu je nutno uvažovat i přilehlé oblasti, v níž se děje regulace, tj. od 20 do 40 a od 50 do 70 pulzů, nebo určitá poloha nastavení regulačního šroubku za různých provozních podmínek (jako teplota a znečištění pulzátoru, změna podtlaku v potrubí, stupeň namazání třecích ploch pulzátorů a pod.) odpovídá různému počtu pulzů, takže při jednom způsobu nastavení regulačního šroubku lze dosáhnout různého počtu pulzů, čímž se exploatační oblast použité pulzace posunuje. Je za jisté vadou pulzátoru, jestliže stupeň namazání nebo teplota a změna podtlaku v potrubí mění počet pulzů.



14. Pulzátory Manus (vlevo) a Elfa M 55 (vpravo) připravené ke zkoušce „jemnost regulace počtu pulzů“.

Jemnost regulace je závislá na typu regulace, stoupání závitu regulačního šroubku případně táhlosti kuželu jehly a sedla, tedy na velikosti změny plochy škrtkového otvoru při otáčení regulačního šroubku. Také velikost pracovních komor ovlivňuje jemnost regulace. Táž regulace u malých pracovních komor pulzátoru bude mít jiný stupeň jemnosti regulace než u pulzátoru s velkými komorami. U pulzátoru DT-1 byla provedena zkouška, při níž byla pracovní komora postupně zvětšována. Průběh změn počtu pulzů v závislosti na podtlaku v potrubí u téhož pulzátoru má při určitém zvětšení pracovní komory jiný průběh než u ostatních.

Tak pulzátor DT-1, jehož horní komora měla objem — V — má exploatační úhel pootočení přibližně 20° , při zvětšení komory o 10 cm^3 zvětší se úhel o 10 stupňů a při zvětšení o 20 cm^3 zvětší se úhel o 20 stupňů. Také průběh křivky počtu pulzů při větší komoře pulzátoru je plynulejší. Ovšem zvětšovat komory může jen do určité míry, neboť vzrůstá spotřeba vzduchu.

Z provedených zkoušek a rozborů lze vyslovit požadavek na pulzátor z tohoto hlediska. Žádáme, aby

1. exploatační úhel pootočení regulačního šroubku byl nejméně 40° a v přilehlých oblastech, tj. 20° až 40° a 50° až 70° , taktéž 40 na 10 pulzů, změna nesmí být v žádné části protichůdná,

2. aby zařazení pro odstraňování nerovnoměrnosti neovlivňovalo počet pulzů (vylučujeme možnost regulace dvěma regulačními šroubky),

3. nenastalo samovolné uvolňování (otáčení) regulačního šroubku,

4. regulace byla odolná proti znečišťování a poškozování.

Tlakové poměry v pracovních komorách pulzátoru

Pracovní část pulzátoru (pístek, membrána se šoupátkem nebo ventilkou se uvede v pohyb jen při určitých tlakových poměrech v pracovních komorách pulzátoru. Tak na příklad pístek pístového pulzátoru bude se přesouvat z jedné krajní

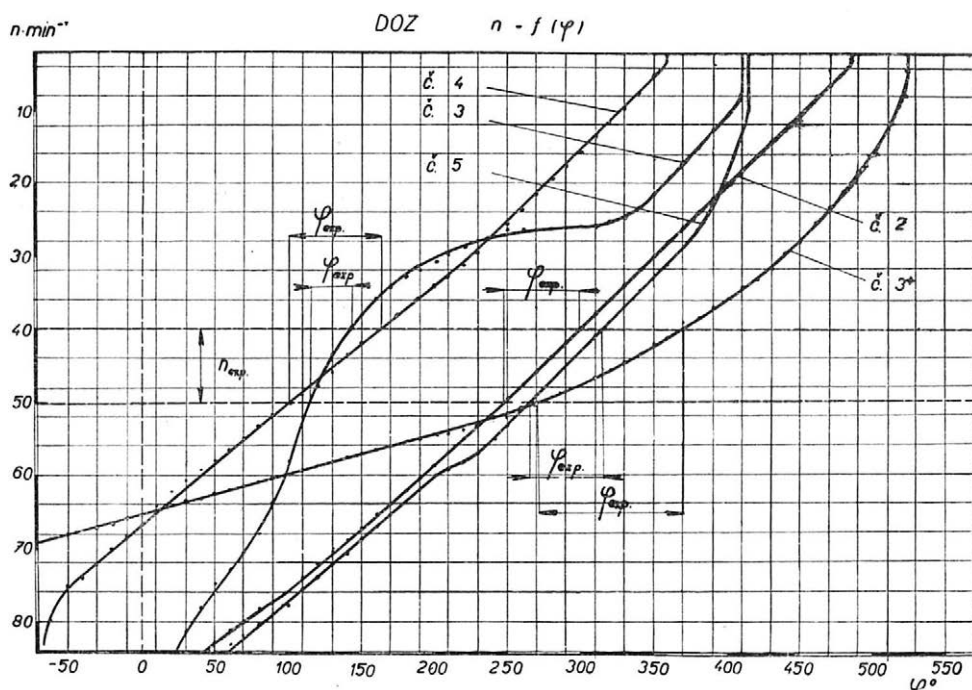
polohy do druhé tehdy, jestliže rozdíl tlaků v pracovních komorách bude dostatečně velký a překoná odpory pístku při pohybu ($\Delta p' \cdot F > T$)*). Jestliže síla, uvádějící pístek do pohybu, je menší než odpory proti jeho pohybu ($\Delta p' \cdot F < T$) pístek se nedá do pohybu a zůstane stát.

V případě, že se u pístového pulzátoru přestane pohybovat pístek, je narušena činnost pulzátoru a dojíací přístroj, je-li s ním právě dojeno, přestane dojit. Takovýto stav nesmí nastat. Totéž platí nejen pro pístové pulzátory, ale i pro membránové.

Zastavování pulzátorů má různé příčiny. Hlavní a nejčastější příčiny jsou ve vadné konstrukci, v nepřesné a nekvalitní výrobě, ve špatném technickém stavu pulzátoru a nedostatečné údržbě.

Porovnáme-li hlavní konstrukční rozměry pulzátorů, mající vliv na velikost síly —P—, uvádějící pracovní část pulzátoru do pohybu, zjistíme značné rozdíly u jednotlivých typů pulzátorů. Tak rozměr účinné plochy —F— pracovní části pulzátoru (pístku nebo membrány) je u pulzátorů (viz tab. str. 27).

Také rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — má odlišné hodnoty, závislé nejen na konstrukci pulzátoru, ale i na velikosti podtlaku v potrubí a technickém stavu pulzátoru



15. Diagram závislosti počtu pulzů na úhlu pootočení regulačního šroubku u pulzátorů DOZ. Pulzátory jsou v různém technickém stavu. Pulzátor č. 3 byl zkoušen před a po opravě (č. 3. po opravě) regulačního šroubku. — n_{exp} — je exploatační oblast pulzace, — φ_{exp} — je exploatační úhel pootočení regulačního šroubku, — φ — úhel pootočení regulačního šroubku ve stupních.

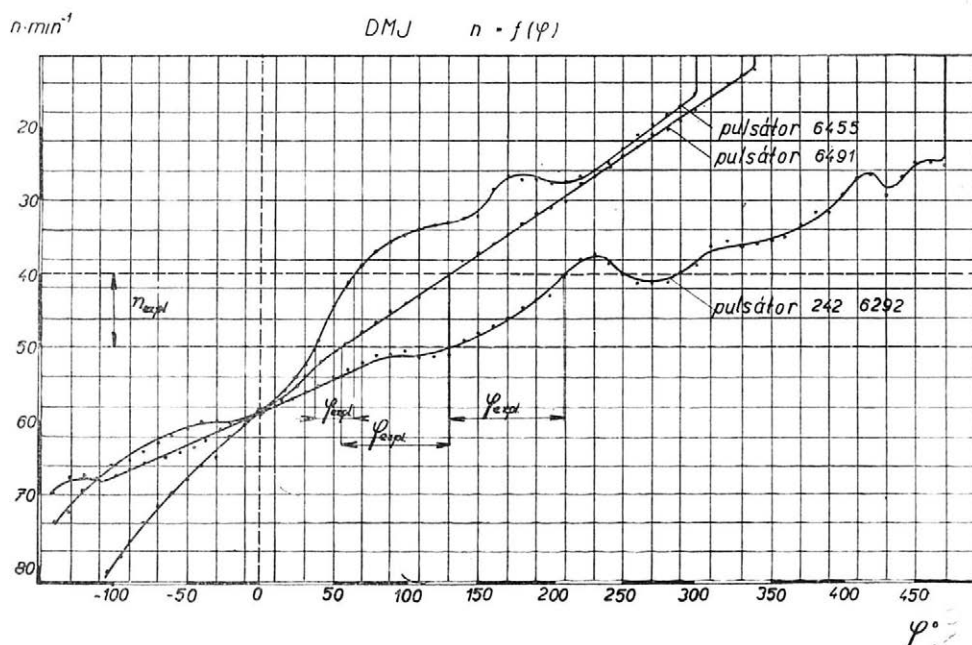
*) $\Delta p'$ = rozdíl tlaků v pracovních komorách pulzátoru $kg \cdot cm^{-2}$
 F = účinná plocha pracovní části pulzátoru cm^2
 T = síla třecí kg

Pulsátor	Wood's	Manus	Ryold	DOZ	Westfalia	DT-1	DMJ	Gascoigne
průměr v mm	28	30	34,5	34,5	35	45	49	75
F v cm^2	24,6	28,3	37,4	37,4	38,5	63,6	75,4	166,6

(namazání třecích ploch, opotřebení součástek apod.), čímž ani u daného pulzátoru — $\Delta p'$ — nemá konstantní hodnotu. Podle velikosti rozdílu tlaků — $\Delta p'$ — lze stanovit u daného pulzátoru jeho konstrukční a technické provedení, vhodnost konstrukce, jeho technický stav, dále lze zjistit zda konstrukční parametry mají dostatečnou provozní jistotu chodu pulzátoru.

Na obrázku č. 18 je pohled na zapojení pulzátoru Manus na zkušebně dojicích přístrojích při měření pracovního tlaku v komorách pulzátoru. Pracovní komory jsou nátrubky a hadičkami spojeny paralelně s nádobami o objemu $2 dm^3$, na které je připojen buďto diferenční vakuometr, ukazující rozdíl tlaků v komorách v mm Hg, nebo každá komora s nádobou má samostatný vakuometr.

Paralelním připojením nádoby o mnohonásobně větším objemu, než je objem pracovní komory, je umožněno čtení tlaku (podtlaku) na stupnici vakuometru, při němž se dá do pohybu pístek nebo šoupátko, neboť čas na vytvoření určitých tlakových poměrů je mnohonásobně prodloužen. Setrvačnost rtuťového sloupce vakuometru při tlakové změně se téměř neprojevuje, takže čtení údajů je poměrně



16. Diagram závislosti počtu pulzů na úhlu pootočení regulačního šroubku pulzátorů DMJ v různém technickém stavu. Pulzátor č. 6491 je nový, ostatní byly různě dlouhou dobu v provozu. — φ — úhel pootočení regulačního šroubku ve stupních, — φ_{exp} — exploatační úhel pootočení regul. šroubku, — n_{exp} — je exploatační oblast pulzace.

přesné. Komory pulzátoru jsou spojeny s nádobami krátkými hadičkami o velkém průměru, takže lze zanedbat vliv spojení při tlakových změnách.

Pulzátor, u něhož má být provedeno měření tlakových poměrů, musí být ke zkoušce upraven. Pracovní komory musí být opatřeny nátrubky, pomocí nichž je

měřen tlak. Připojením nátrubků nesmí být narušena činnost pulzátoru. Na obr. 19 jsou pulzátory DMJ a DT-1 připravena ke zkouškám. Šipkami jsou označeny připojené nátrubky.

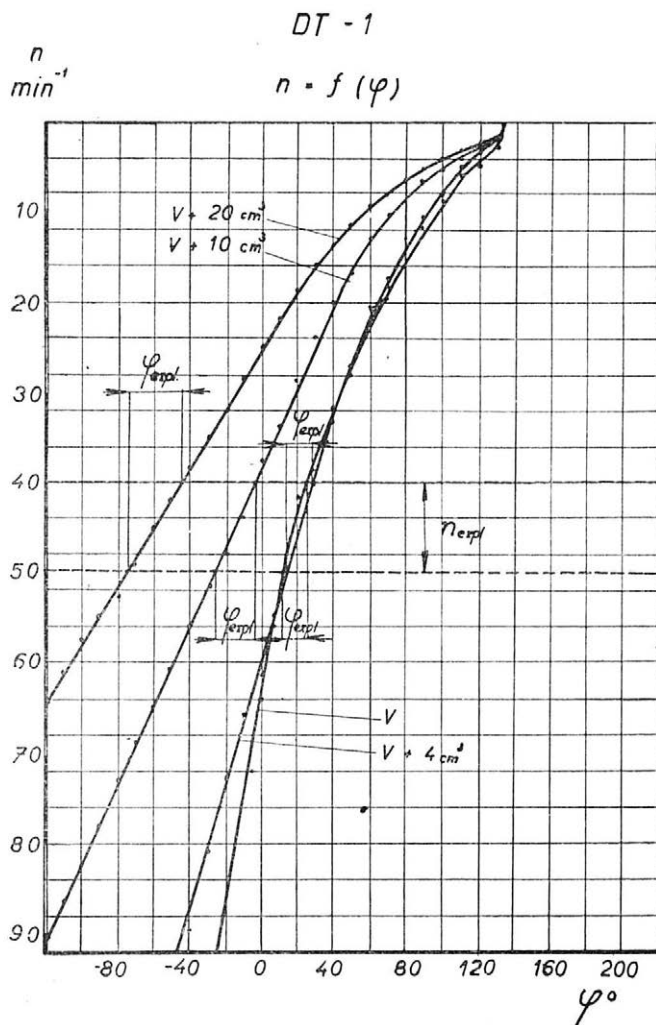
Rozdíl tlaků v pracovních komorách při pohybu pracovní části pulzátoru nebývá oběma směry stejný. Tak ovšem nemohou být ani časy na přesunutí pístku či šoupátka z jedné krajní polohy do druhé a zpět stejné. Tím vzniká nerovnoměrnost chodu pulzátoru. U pístových pulzátorů je tento stav zaviněn nestejným materiálem kožených manžet a při pohybu do jedné polohy se deformují jinak než při pohybu zpět (pohyb „proti srsti“ a „po srsti“), tím i odpory proti pohybu jsou různé. Obdobné příčiny jsou i u jiných typů pulzátorů. Dále bylo zjištěno, že s klesajícím podtlakem v potrubí se zmenšuje i nutný rozdíl tlaků v pracovních komorách pulzátoru na přesunutí pístku, a poněvadž platí

$$P = \Delta p' \cdot F$$

zmenšuje se i síla — P — uvádějící pístek do pohybu. Poněvadž činná plocha — F — a součinitel tření — f — jsou u téhož pulzátoru konstantní, pak nutně se musí měnit hodnota přitlačné síly (její kolmá složka — N —), neboť má platit pro pohyb pístku

$$\Delta p' \cdot F = P > N \cdot f$$

Pístek při pohybu se dotýká koženými manžetami válce. Tření a styk pístku a válce navzájem se děje prostřednictvím kožené manžety. Při měnění se pod-



17. Diagram závislosti počtu pulzů na úhlu pootočení regulačního šroubku pulzátoru DT-1, u něhož je postupně zvětšována horní komora.

tlaku v potrubí mění se také tlaky, kterým je vystavena manžeta. Tím se zvětšuje nebo zmenšuje přitlačovací síla a manžeta je více či méně přitlačována na stěnu válce.

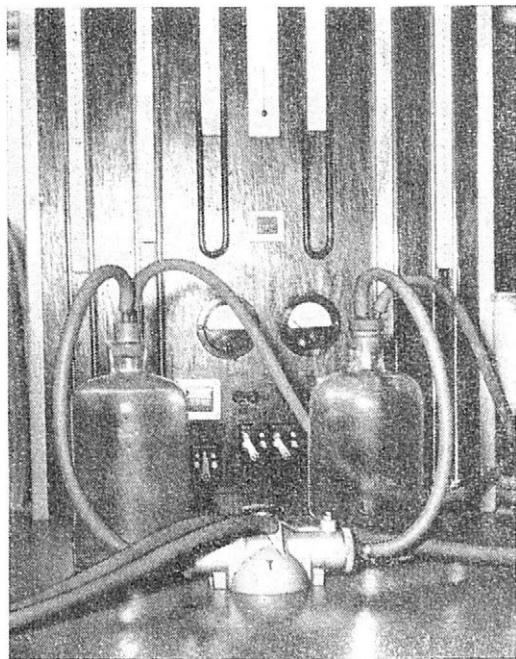
U membránových pulzátorů se šoupátky při klesání podtlaku se zmenšuje přitlačovací síla šoupátek (pod šoupátky podtlak, vně atmosférický tlak), čímž opět síla — P — na přesunutí šoupátka je menší. Z toho vyplývá, že i rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — v pracovních komorách bude při přesouvání šoupátka při menším podtlaku v potrubí menší. Také je nutno uvažovat, že přilnavost materiálu při větším rozdílu tlaků je větší a síla na jejich oddělování musí být také větší.

U membránových pulzátorů s ventilky lze předpokládat, že rozdíl tlaků při změnách polohy membrány s ventilkou bude ovlivňovat přilnavost materiálu, vtlačení membrány mezi drážky a váha ventilků s membránou (DT-1 a DA-3).

Tlakovým poměrům v pracovních komorách pulzátorů je nutno věnovat náležitou pozornost, jak při konstrukci nových pulzátorů, tak při výrobě a provozu. Při měření nutného rozdílu tlaku v pracovních komorách pulzátorů při přesouvání jeho pracovní části lze zjistit příčiny špatného chodu pulzátoru, konstrukční závady, prosávání vzduchu přes kožené manžety (DOZ) a podobně.

U pulzátorů DOZ rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — s klesajícím podtlakem se zmenšuje jen pozvolna (obr. 20). V měřené oblasti podtlaku 440 až 180 mm Hg zmenšilo se — $\Delta p'$ — jen o 100 mm Hg. Podobný stav je u pulzátoru Ryold a Westfalia. U všech těchto pulzátorů (jsou přibližně stejné konstrukce) při podtlaku v potrubí kolem 180 mm Hg rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — nedosahuje potřebnou hodnotu na přesunutí pístku. Rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — v tomto případě je daleko nižší než podtlak v potrubí. Kdyby nebylo ztrát při prosávání vzduchu kolem manžet pístku, kolem šoupátka a jinde, mohl by dosahovat rozdíl tlaků v pracovních komorách — $\Delta p'$ — vyšší hodnotu velmi blízkou podtlaku v potrubí a pulzátor by mohl pracovat při ještě nižším podtlaku. Podle hodnoty podtlaku, při němž se pulzátor zastaví a podle velikosti rozdílu tlaků — $\Delta p'$ — v okamžiku zastavení pulzátorů lze usuzovat na velikost prosávání vzduchu. Čím větší budou rozdíly v hodnotě podtlaku a rozdílu tlaku — $\Delta p'$ — tím větší bude prosávání vzduchu.

U pulzátorů stejného typu podle jmenovaných hodnot můžeme určit jeho technický stav. Podle hodnot — $\Delta p'$ — při pohybu pístku na pravo — $\Delta p'_p$ — a na levo — $\Delta p'_l$ — lze párovat kožené manžety pro jednotlivé pulzároty tak, aby měly přibližně stejné vlastnosti.



18. Měření tlaku ($\Delta p'$) v pracovních komorách pulzátoru.

Žádáme, aby:

$$\Delta p'_p = \Delta p'_i,$$

čímž budou také dány předpoklady, aby takty sání na obou párech strukových násadů byly stejné:

$$t_{ss\ p} = t_{ss\ i},$$

U pulzátorů DMJ rozdíl tlaků — $\Delta p'$ —, při nichž se pohybují šoupátka s jedné krajní polohy do druhé a naopak a při nichž membrány mění svůj tvar

a polohu, jsou u nových pulzátorů poměrně malých hodnot. Při opotřebení jednotlivých součástek silně se zvětšuje prosávání vzduchu a také — $\Delta p'$ — se zvětšuje.

Pulzátory, které je nutno mazat, zvláště mají-li hodně třecích ploch, je nutno ukládat v místnosti mající stejnou teplotu jako stáje nebo místa, kde je dojeno. Jinak se mění vis-

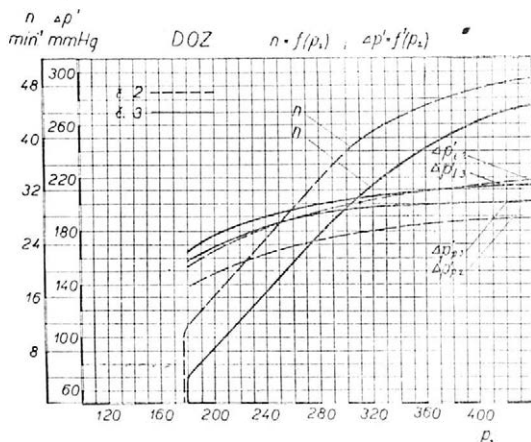
19. Pulzátory DMJ (vlevo) a DT-1 (vpravo) upravené pro měření tlaku v pracovních komorách. Připojené nátruky jsou označeny šipkami.

kozita mazadla, a tím i nutný rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — na přesunutí pístku nebo šoupátka, což nutně vede ke změně v počtu pulzů během dojení. Z těchto důvodů je dávana přednost pulzátorům, které nemají třecí plochy (DA-3 a DT-1).

Tlak v pracovních komorách pulzátoru se u většiny pulzátorů během provozu nepohybuje v mezích konstantní hodnoty, i když rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — nemění své velikosti.

Z hlediska bezpečnosti chodu pulzátoru lze klást podmínku, aby rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — byl nejméně o 100 mm Hg menší, než je hodnota podtlaku v potrubí. To znamená, je-li podtlak v potrubí 380 mm Hg, pak $\Delta p' = 280$ mm Hg. Při násilném zastavení pístku, šoupátka apod. má být rozdíl tlaků — $\Delta p'$ — roven hodnotě podtlaku v potrubí. Odchylka je důkazem špatného technického stavu pulzátoru a vyžaduje opravu, neboť nastává prosávání.

20. Diagram závislosti rozdílu tlaku v pracovních komorách pulzátoru na podtlaku v potrubí [$\Delta p' = f'(p_2)$] pulzátoru DOZ č. 2 a 3. — $\Delta p'_{12}$ — je rozdíl tlaků v první a levé komoře pulzátoru č. 2, — $\Delta p'_{p2}$ — je rozdíl tlaků při pohybu vpravo. V tomto diagramu je ještě zakreslena závislost počtu pulzů na velikosti podtlaku v potrubí [$n = f(p_2)$].



f) Měření rozložení vah strukových násadců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrtě vemene

Cílem měření je zjistit, které části nejvíce ovlivňují nerovnoměrné zatížení jednotlivých čtvrtí vemene, zjistit, jaké uspořádání a tvary rozdělovačů jsou výhodnější a které jsou vadné. Dále zjistit do jaké míry působí nerovnoměrné zatížení, nepravidelně nasazené struky a nepravidelné vemeno.

Na obr. č. 22 je pohled na měřicí zařízení pro zjišťování rozložení vah na jednotlivé čtvrtě (struky), vemene. Na obr. 22 je měřen dojící přístroj Wood's.

Popis zařízení a způsob měření.

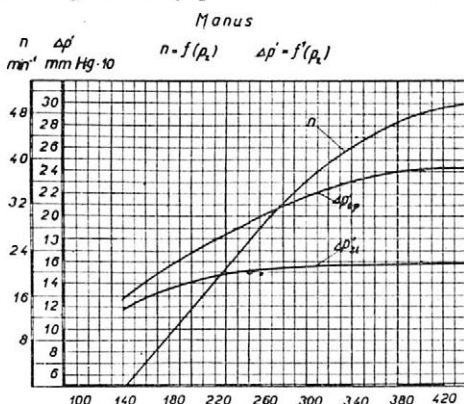
Zařízení pro zjišťování rozložení vah na jednotlivé struky vemene sestává z rámu s držáky tahoměrů, ze čtyř tahoměrů a čtyř závěsů. Rám zařízení je úhelníkový, svařovaný. V horní části jsou dva držáky s otvory pro zavěšení tahoměrů. V každém držáku jsou dvě řady otvorů, takže lze tahoměry zavěsit na různou vzdálenost.

Každý tahoměr je možno vertikálně nastavovat pomocí stavěcích maticek. Do stran od svislé osy lze tahoměry volně vychylovat, takže osa tahoměru se nastaví do směru působení síly. Tahoměry jsou pružinové. Rozsah měření je 0 až 2 kg na délce stupnice 80 mm, takže citlivost a přesnost čtení je víc než dostatečná. Závěsy jsou v podstatě gumové objímky s oky. Objímky jsou navlékány na hlavice strukového násadce a okem zavěšeny na háčky tahoměru.

Při dojení běžnými typy dojících přístrojů, rozděluje se váha strukových násadců, hadiček a rozdělovače na jednotlivé čtvrtě vemene. Zatížení jednotlivých čtvrtí vemene, jak potvrzují četné praktické zkoušky, jakož i zkušenosti dojičů, může ovlivnit průběh dojení.

Strukové násadce při dojení doslova visí na strucích a tím vytvářejí určitý tah na vemeno. Síla, která tím působí na struk, se přenáší vazivem na stěny čtvrtě vemene. Napínání vaziva vemene způsobuje zmenšování vnitřního objemu jednotlivých mlékojemů a zvětšuje tak vnitřní tlak ve vemeni, čímž je dojení urychlováno.

Je-li napínání vaziva vemene velké, např. těžké strukové násadce, přídatné závaží a nerovnoměrné zatížení (váha je přenesena jen na jednu čtvrt), je poškozována více či méně mléčná žláza. Při velkém zatížení vemene je sice urychleno dojení, ale zároveň se nebezpečně napíná svalová tkáň, sliznice a mléčné žlásky. Tím se vytváří ve tkáni větší či menší trhlinky, po nichž se tvoří jizvy, rozrůstá se granulační tkáň, tvoří se fibromy a vazivová tkáň struku a vemene zesiluje. Vzniká jednak masitý struk, což zavinuje často tvrdodojnost krav, jednak masitá tkáň vemene se rozrůstá na úkor mléčné žlázy. Vemeno se často deformuje a při zvlášť velkých a dlouhodobých zatíženích dochází k vážnému poškození a onemocnění



21. Diagram závislosti rozdílu tlaku v pracovních komorách pulzátoru na podtlaku v potrubí pulzátoru Manus. — $\Delta p'_{2p}$ — je rozdíl tlaků v pracovních komorách pulzátoru při pohybu pístku vpravo, — $\Delta p'_{21}$ — je rozdíl tlaků při pohybu pístku vlevo.

Zatížení jednotlivých čtvrtí vemene

Přístroj:	Číslo násadce	Zatížení jednotlivých struků v gramech			
		rovnoměrné vemeno		nerovnoměrné vemeno	
		prověřené hadičky	natažené hadičky	prověřené hadičky	natažené hadičky
Manus	1*	1120	410	1185	490
	2	540	1090	505	1170
	3	580	60	485	140
	4	660	1080	725	840
Manus**	1	960	700	1030	750
	2	500	750	470	800
	3	940	700	950	650
	4	500	750	450	700
DOZ	1	660	450	1040	310
	2	970	1310	970	1400
	3	1100	500	930	620
	4	270	530	60	460
DOZ**	1	1000	730	1100	750
	2	500	760	500	810
	3	990	730	950	640
	4	510	760	450	700
Ryold	1	580	250	805	200
	2	470	670	715	1080
	3	580	180	365	250
	4	420	810	165	380
Vood's	1	950	700	1150	880
	2	360	560	380	650
	3	830	620	590	520
	4	310	560	330	380
Gascoigne	1	910	700	980	680
	2	750	880	900	1270
	3	1020	780	910	690
	4	370	640	260	350
Gascoigne s elmag. puls.	1	720	410	1020	350
	2	710	870	700	930
	3	640	400	640	380
	4	680	880	390	900

**) dojení přístroje jsou stejné jako při předcházejícím měření, jsou však vyměněny všechny hadičky za nové, měkké a poddajné.

*) strukové násadce jsou očíslovány podle obr. 23.

Přístroj	Číslo násadce	Zatížení jednotlivých struků v gramech			
		rovnoměrné vemeno		nerovnoměrné vemeno	
		prověřené hadičky	natažené hadičky	prověřené hadičky	natažené hadičky
DMJ	1	800	540	950	620
	2	970	1270	940	1280
	3	1000	700	920	610
	4	730	980	690	980
DA-3	1	560	390	680	350
	2	500	740	650	800
	3	560	270	400	220
	4	380	500	270	530
DT-1	1	960	640	1020	660
	2	640	930	720	1030
	3	960	670	810	600
	4	540	830	550	800
Elfa	1	630	310	970	490
	2	600	910	690	1070
	3	1390	630	960	490
	4	380	950	380	750
Surge	1 2 3 4	Zatížení jednotlivých čtvrtí je obtížně měřitelné a závisí na zatížení konve. (Informativně byl zjištěn značný tah.)			

vemene. Z těchto důvodů je snaha vyhnout se zatěžování strukových násadců a u dojících přístrojů používat lehčí strukové násadce.

Z provozu je známo, že často nebývají vydojovány stejně rychle všechny čtyři čtvrtě, ačkoliv podmínky dojení jsou, jak se na první pohled zdá, přibližně stejné. Často se stává, že některá čtvrt je vydojena jen zčásti, ačkoliv ostatní čtvrtě jsou již úplně vydojené.

Poněvadž zatížení ovlivňuje rychlost dojení, je nutno prověřit, jak je rozdělena váha strukových násadců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé struky, a tím i na čtvrti vemene.

Provedené zkoušky a měření ukázaly, že váha u jednotlivých dojících přístrojů není rovnoměrně rozdělena. Bylo zjištěno, že rozdíly v zatížení jednotlivých čtvrtí jsou značně odlišné.

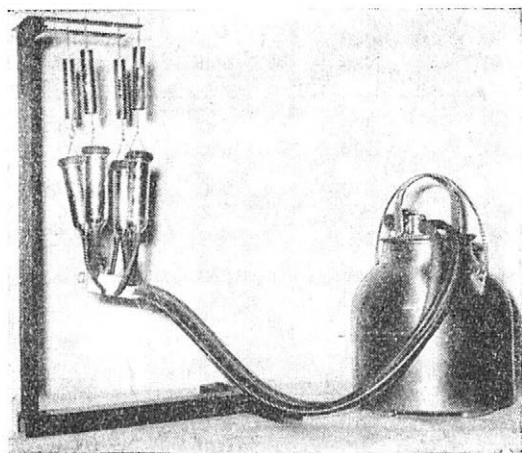
Měření bylo provedeno na zařízení pro měření a rozložení vah strukových násadců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé struky. Základní měření bylo provedeno na „rovnoměrně utvářeném vemeni“. Tahoměry byly nastaveny na vzdálenost $100 \times 100 \text{ mm}$ a všechny čtyři hlavice strukových násadců byly ve vodorovné rovině. Při tomto nastavení byla provedena dvě měření. Při jednom měření byly dlouhé hadičky pulzujícího tlaku a dlouhá hadička mléčná prověřeny. To je případ,

kdy mléčná konev je těsně u dojnice. Druhé měření bylo provedeno při natažených hadičkách, tj. v tom případě, kdy dojnice popojde nebo couvne, takže konev je od strukových násadeců, tedy i vemene, více vzdálena.

Další měření bylo provedeno na „vemene nerovnoměrně utvářeném“. Tahoměry na čísle strukových násadeců 1 a 2 byly o 30 mm zvýšeny oproti číslům 3 a 4. Rozteč jednotlivých tahoměrů byla jako u předešlého měření 100 × 100 mm.

Hadičky opět byly jednou prověšeny, po druhé nataženy.

U dojícího přístroje Manus bylo provedeno dvakrát měření v celém rozsahu. Při prvním měření byl přístroj vzat tak, jak s ním bylo dojeno při provozních zkouškách ve VÚŽV v Uhřetěvsi. Pak byl dojící přístroj rozebrán, vyměněny všechny hadičky za nové (váha hadiček byla dodržena) a bylo sledováno, aby délka krátkých hadiček mléčných a vzduchových na jednotlivých strukových násadecích byla stejná. Hadičky byly měkké, poddajné. V prvním případě byly tvrdé a různé dlouhé, takže podmínky na jednotlivých strukových násadecích byly různé. Porovnáme-li nyní údaje v tabulce „Zatížení jednotlivých čtvrtí vemene“ v těchto



22. Měřicí zařízení pro zjišťování zatížení jednotlivých čtvrtí vemene dojícím přístrojem. Na obrázku dojící přístroj Wood's.

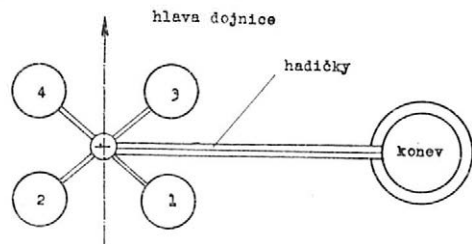
dvou případech, zjistíme značné rozdíly. Před opravou přístroje Manus můžeme zjistit, že u rovnoměrně utvářeného vemene strukový násadec č. 1 (očíslování viz obr. 23) působí přibližně dvojnásobný tah na struk než ostatní tři. Jsou-li natažené dlouhé hadičky mléčná a pulzujícího tlaku, úplně se změní zatížení jednotlivých čtvrtí. Strukové násadce č. 2 a 4 působí sice stejně velkým tahem na struky, ale strukový násadec č. 1 působí 2,5krát menším tahem na struk a č. 3 dokonce 18krát menší než č. 2 a 4. Strukový násadec č. 3 je zvedán, neboť krátké hadičky mléčná a vzduchová jsou tvrdé a nepoddajné. Je zřejmé, že takovéto podmínky nutně zhorší podmínky při dojení.

Po výměně hadiček a správném sestavení dojícího přístroje jsou podmínky příznivější. Obdobný případ je u dojícího přístroje DOZ, který byl v obou případech v podobném technickém stavu jako dojící přístroj Manus.

U dojících přístrojů po opravě (je odstraněn vliv nepoddajných hadiček), lze pozorovat u strukových násadeců č. 1 a 3 větší tah (zatížení) na struky než u čísla

2 a 4. Podle schématu očíslování zjistíme, že násadce č. 1 a 3 jsou blíže konvi než č. 2 a 4. Větší tah na struky blíže konvi při prověšení mléčné a vzduchové hadičky je právě způsoben vahou těchto hadiček. Je-li hadička natažena, jsou naopak zatíženy více struky vzdálenější od konve.

Podle provedených měření lze



23. Schéma očíslování strukových násadeců.

řici, že u zkoušených dojicích přístrojů při konstrukci byl opomenut tento důležitý činitel. Vyskytne-li se u některého dojicího přístroje rovnoměrné rozložení vah na jednotlivé čtvrti vemene, je to spíše výjimečný případ než pravidelné podmínky.

Všimneme-li si pozorněji rozložení vah u jednotlivých typů dojicích přístrojů, můžeme pozorovat u přístrojů s lodičkovým rozdělovačem větší rozdíly v zatížení struků než u hruškovitých rozdělovačů.

Rozložení vah na jednotlivé čtvrti vemene je ovlivňováno: tvarem vemene, roztečí a nasazením struků, konstrukcí dojicího přístroje, technickým stavem dojicího přístroje a samotnou exploatací. Přesto, že je zde mnoho činitelů ovlivňujících rozložení vah, lze vyslovit jisté závěry z provedených měření. Aby byl omezen nepříznivý vliv některých součástí, je nutno učinit jistá konstrukční opatření.

1. Většinu váhy součástí visících na strucích soustředit ve strukových násadcích, čímž se z velké části omezí vliv rozdělovače a dlouhých hadiček a nerovnoměrné utváření vemene,

2. tvar rozdělovače volit hruškovitý a co nejmenší váhy,

3. nátrubky dlouhých hadiček umístit co nejbližší osy těžiště rozdělovače,

4. hadičky mají být měkké, poddajné, avšak s dostatečně silnou stěnou, aby se při podtlaku nepromačkávaly,

5. dlouhé hadičky volit tak, aby měly co nejmenší váhu a nebyly zbytečně dlouhé.

Souhrn

Předmětem článku je způsob měření základních parametrů dojicího přístroje. Znalost hodnot parametrů jednotlivých typů umožňuje provádět cílevědomá opatření směřující ke zlepšení činnosti dojicího přístroje při dojení. Umožňuje provádět předem známé zásahy již při konstrukci a výrobě, dává podklady pro správné využití a opravy dojicího přístroje.

V článku je uvedena jen část celkové problematiky a zaměřuje se pouze na následující:

1. na stanovení metodiky zkoušek a jejich konkrétní provádění podle cíle, kterého má být v jednotlivých bodech dosaženo,

2. na konstrukční provedení zkušebny dojicích přístrojů,

3. na principy a postupy při měření některých parametrů dojicích přístrojů, jako: měření spotřeby vzduchu dojicím přístrojem; měření odolnosti dojicího přístroje proti poruchám v prostředí s nečistotami; měření mechanického tlaku strukové gumy na struk; měření velikosti podtlaku a jeho průběh při dojení v komorách strukového násadce; měření rozložení váhy strukových násadců, rozdělovače a hadiček na jednotlivé čtvrtě vemene.

Při vypracování metodiky zkoušek dojicích přístrojů bylo vycházeno ze skutečnosti, že při strojním dojení působí velké množství činitelů ovlivňující charakteristiku dojicích přístrojů a technických ukazatelů dojicích přístrojů, při čemž vytváří zcela určité podmínky dojení. Rozsah vlivů a jejich velikost se v průběhu dojení neustále mění i u jedné a téže dojnice, takže lze provést velmi obtížně objektivní posouzení stroje. Je nutné mít na paměti, že dosavadním způsobem zkoušení dojicích přístrojů lze stanovit jen část ukazatelů charakterizující ten či onen typ dojicího přístroje. Cílem laboratorních a technických zkoušek je pomáhat při odstranění uvedených nedostatků.

Konkrétní výsledky měření a zkoušek různých typů dojících přístrojů se závěry a rozborů budou uvedeny v některém z následujících čísel Mechanizace a elektrifikace zemědělství.

Научное исследование доильных машин

Предметом статьи является способ измерения основных параметров доильной машины. Знание параметров отдельных типов дает возможность проводить целесообразные мероприятия, направленные на улучшение работы доильной машины при дойке. Оно дает также возможность применять их уже при конструкции и производстве, создавая предпосылки для правильного использования и испытания доильной машины.

В статье приведена только часть общей проблематики, направленная на:

1. установление методики испытаний и их конкретное проведение в соответствии с целью, которая должна быть достигнута по отдельным пунктам,
2. конструкцию испытательной лаборатории доильных машин,
3. принципы и приемы при измерении некоторых параметров доильных машин, как: измерение расхода воздуха доильной машиной, измерение устойчивости доильной машины против аварийности в загрязненной среде и измерение механического завлечения сосковой резины на сосок, измерение степени вакуума и его хода при дойке в камерах доильного стакана, измерение распределения веса доильных стаканов, распределителя и резиновых трубочек для отдельных четвертей вымени.

При разработке методики испытаний доильных машин исходили из того, что машинное доение подвергается действию многих факторов, влияющих на характеристику доильных машин и их технических показателей, причем создаются совершенно определенные условия дойки. Объем влияний и их степень в процессе дойки неустойчиво меняются, даже у одной и той же дойной коровы, в результате чего объективная оценка машины весьма затруднена. Нельзя забывать, что существующий способ испытания доильных машин дает возможность установить только часть показателей, характеризующих тот или другой тип доильной машины. Цель лабораторных и технических испытаний — способствовать устранению приведенных недостатков.

Конкретные результаты измерений и испытаний разных типов доильных машин с заключениями и анализами будут приведены в некотором из последующих номеров журнала «Механизация и электрификация сельского хозяйства».

Wissenschaftliche Untersuchung von Melkmaschinen

Den Gegenstand des vorliegenden Artikels bildet das Verfahren der Messung der grundlegenden Melkmaschinenparameter. Die Kenntnis von den Werten der Parameter der einzelnen Melkmaschinentypen ermöglicht die Durchführung zielbewußter, auf die Verbesserung der Funktion der Melkmaschine ausgerichteter Maßnahmen. Sie ermöglicht ferner schon im Vorhinein bekannte Eingriffe in die Konstruktion und Produktion und schafft Voraussetzungen für die richtige Auslastung und Reparatur der Melkmaschine.

Der Artikel enthält nur einen Teil der Gesamtsystematik und ist nur ausgerichtet:

1. auf die Ermittlung der Methodik der Maschinenprüfungen und ihrer konkreten Durchführung je nach dem Ziele, das in den einzelnen Fällen erreicht werden soll,
2. auf die konstruktive Durchführung des Prüfraumes für Melkmaschinenprüfungen,
3. auf die Prinzipien und Verfahren der Messung einiger Melkmaschinenparameter, wie: Messung des Luftverbrauchs durch die Melkmaschine, Messung der Festigkeit der Melkmaschine gegen Störungen in einer Umwelt mit Verunreinigungen, Messung des mechanischen Drucks des Zitzengummis auf die Zitze, Messung der Höhe des Unterdrucks und seines Verlaufs beim Melken in den Räumen des Melkbeckers, Messung der Verteilung des Melkbechergewichts, sowie des Gewichts des Verteilers und der Schläuche auf die einzelnen Enterviertel.

Bei der Ausarbeitung der Methodik der Melkmaschinenprüfungen ging man von der Tatsache aus, daß beim maschinellen Melken eine große Menge Faktoren die Charakteristik und die technischen Kennziffern der Melkmaschinen beeinflussen, wobei ganz bestimmte Bedingungen des Melkens geschaffen werden. Das Ausmaß der Einflüsse und ihre Intensität verändert sich ständig während des Melkprozesses auch bei ein und derselben Milchkuh, so daß eine objektive Beurteilung der Maschine sehr schwierig ist. Man muß sich vor Augen halten, daß auf die bisherige Art der Melkmaschinenprüfungen nur ein Teil der Kennziffern ermittelt werden kann, die jenen oder diesen Melkmaschinentyp charakterisieren. Das Ziel der Labor- und technischen Prüfungen Beseitigung der genannten Mängel beizutragen.

Die konkreten Ergebnisse der Messung und der Prüfung der einzelnen Melkmaschinentypen werden einschließlich der Schlußfolgerungen und Analysen in einer der nächsten Nummern der Zeitschrift „Zemědělská technika“ veröffentlicht werden.

Zařízení pro odklizení hnoje z hlubokých stání s horizontálním pracovním pohybem

Устройство для уборки навоза из скотных дворов для свободного содержания скота
с горизонтальным рабочим ходом

Vorrichtung mit horizontaler Bewegung der Arbeitsorgane zur Entmistung
von Tiefställen

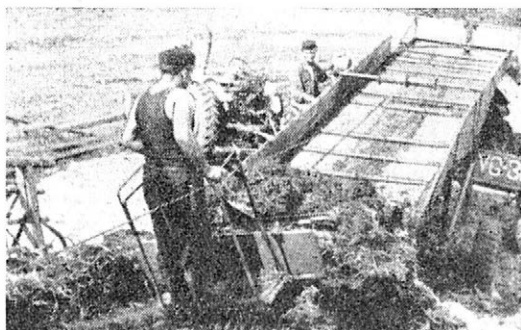
Inž. Jiří FIALA, inž. Leopold VENKRBEC
inž. arch. Jaroslav URBAN

Část úvodní

Zatím co mechanizaci prací v kravínech a vepřinech se věnovala až dosud dostatečná pozornost a většina prací v těchto provozovnách byla již zmechanizována, mechanizace pracovních procesů v hlubokých stájích, ať už pro skot nebo pro ovce, poněkud zaostala, zvláště vyklízení hnoje.

Odklizení hnoje ve stájích s hlubokým stáním je práce velmi náročná na počet pracovních sil a velmi namáhavá — a — dosud se provádí většinou ručně. V důsledku ulehlosti — ušlapání — navrstveného hnoje — čímž vzrůstá odpor při vytrhávání náberu hnoje několikanásobně ve srovnání s normálně uloženým hnojem na hnojšti — klade ruční vyklízení hnoje z hlubokého stání značné nároky na tělesný fond pracovníků. Navíc odklizení hnoje z ovčínů spadá do období špičkových prací v zemědělském provozu. Je tedy zřejmo, že mechanizace odklizení hnoje z hlubokých stání je závažným problémem, který je nutno urychleně řešit v zájmu rozvoje ustájení a chovu hospodářských zvířat v otevřených stájích s hlubokým stáním.

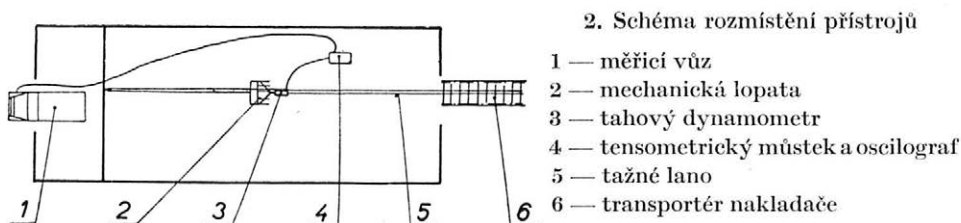
Z tohoto hlediska též přistoupili pracovníci VÚMEZ k řešení této záležitosti. Konečným záměrem bylo na základě ověření funkce některých již použitých pracovních prvků stanovit a navrhnout vhodné pracovní ústrojí, případně stroj pro odklizení hnoje z hlubokých stání. V zahraničí byla pro tyto účely prověřována a zkoušena řada strojů převážně s vertikálním pracovním pohybem — s drapákovým pracovním ústrojím (polonesené drapákové hydraulické nakladače, závěsné drapákové nakla-



1. Funkční model mechanické lopaty při odklizení hnoje z ovčína.

dače s hydraulickým pohonem, drapákové systémy strojní apod.), přičemž zveřejněné výsledky sice nevylučují použití těchto strojů pro odklizení hnoje z hlubokých stání, avšak podmiňují je řadou rekonstrukčních úprav uvedených drapákových nakladačů a dostatečnou světlou výškou stájí. Z toho důvodu se jevílo žádoucím prověřit některé funkční prvky další, přicházející v úvahu pro použití v uvedených pracovních podmínkách.

Bylo proto přistoupeno k vyzkoušení odebrání hnoje v horizontálním směru, a pro zhodnocení silových poměrů vybrána jako odebrací zařízení upravená mechanická lopata, opatřená bodci. Princip mechanické lopaty byl zvolen proto, že umožňuje přistavit nakladač k danému objektu zvenčí a ve stáji se pohybuje pouze pracovní ústrojí, shrnovací lopata, což usnadňuje měření silových poměrů.



Část experimentální — rozbor výsledků měření

Popis měření:

Umístění přístrojů: tahoměr byl zapojen před mechanickou lopatou mezi lanem a závěsem; kabel od dynamometru byl veden k měřicím přístrojům (tenzometrický můstek a oscilograf), umístěným stranou od osy pohybu mechanické lopaty.

Specifikace měření: měření síly při odtrhávání náběru hnoje: hnůj byl odtrháván po vrstvách; bodce byly v okamžiku měření zapichovány pod úhlem cca 10° k vodorovné rovině. Po úplném jejich zapíchnutí byla vrstva na vidlicích převracena podle přímky procházející hroty bodců lopaty.

Přístroje:

Snímač: tahový dynamometr registrační do 3 t

Zesilovač: diferenciální transformátor

Oscilograf: MPO 2, smyčka č. 4.

Vyhodnocený záznam: A, B, C

Záznam A

Délka záznamu 78 mm, posuv 10 mm/sec. Celková doba snímání záznamu:

$$T_c = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (1)$$

Rozdělení na jednotlivé fáze:

a) přisunování lopaty a nastavení bodců do polohy pro zapíchnutí $T_1 = 3,5$ sec, odpovídající délka záznamu 35 mm

b) zapichování a odtrhávání otáčením lopaty kolem přímky proch. konci bodců $T_2 = 3$ sec, odpovídající délka záznamu 30 mm

c) odtržení zbylé části hmoty tahem kombinovaným se smykem $T_3 = 0,5$ sec, odpovídající délka záznamu 5 mm

d) dokončení cyklu a doprava odtržené části $T_4 = 1,4$ sec, odpovídající délka záznamu 14 mm

Výpočet sil P v kg ze záznamů A, B, C

$$P = \frac{A_m}{A_c} \cdot \frac{\lambda}{\beta}, \quad (2)$$

kde: A_m — naměřená amplituda

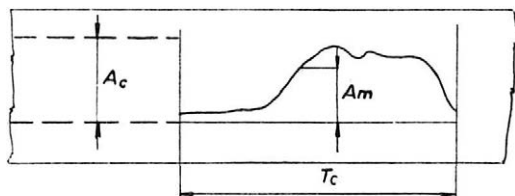
A_c — amplituda cejchu

λ — konstanta přístroje

β — měničová konstanta

$$A_c = 8,2 \text{ mm}, \lambda = 10,$$

$$\beta = 5,42 \cdot 10^{-3}$$



takže po dosazení do (2) dostáváme:

3. Hodnoty pro vyhodnocení záznamu.

$$P = \frac{A_m \cdot 10}{8,2 \cdot 5,42 \cdot 10^{-3}} = A_m \cdot 2,26 \cdot 10^2$$

I. Naměřené hodnoty záznamu A.

	Am mm	P kg		Am mm	P kg		Am mm	P kg
0	0,5	113	27	1,0	226	53	6,9	1559,4
1	0,5	113	28	1,0	226	54	6,8	1536,8
2	0,6	135,6	29	1,05	237,3	55	6,3	1423,8
3	0,4	90,4	30	1,1	248,6	56	6,1	1378,6
4	0,6	135,6	31	1,1	248,6	57	6,05	1367,3
5	0,4	90,4	32	1,1	248,6	58	6,0	1356,0
6	0,5	113	33	1,1	248,6	59	6,4	1446,4
7	0,5	113	34	1,1	248,6	60	6,3	1423,8
8	0,6	135,6	35	1,05	237,3	61	6,2	1401,2
9	0,6	135,6	36	1,1	248,6	62	6,0	1356,0
10	0,65	146,9	37	1,2	271,2	63	5,9	1333,4
11	0,65	146,9	38	1,5	339,0	64	6,0	1356,0
12	0,7	158,2	39	1,7	384,2	65	6,0	1356,0
13	0,8	180,8	40	1,9	329,4	66	6,0	1356,0
14	0,9	203,4	41	2,2	497,2	67	5,9	1333,4
15	1,0	226,0	42	2,5	565,0	68	5,8	1310,8
16	1,0	226,0	43	2,8	632,8	69	5,2	1175,2
17	1,1	248,6	44	3,1	700,6	70	5,0	1130,0
18	1,1	248,6	45	3,6	813,6	71	4,3	971,8
19	1,2	271,2	46	4,1	926,6	72	3,7	836,2
20	1,2	271,2	47	4,8	1084,8	73	3,0	678,0
21	1,2	271,2	48	5,2	1175,2	74	2,1	474,6
22	1,2	271,2	49	5,5	1243,0	75	1,5	339,0
23	1,2	271,2	50	5,9	1339,4	76	1,1	248,6
24	1,1	248,6	51	6,4	1446,4	77	0,6	135,6
25	1,1	248,6	52	6,7	1514,2			
26	1,05	237,2						

Rozbor jednotlivých částí diagramu A (obr. 4)

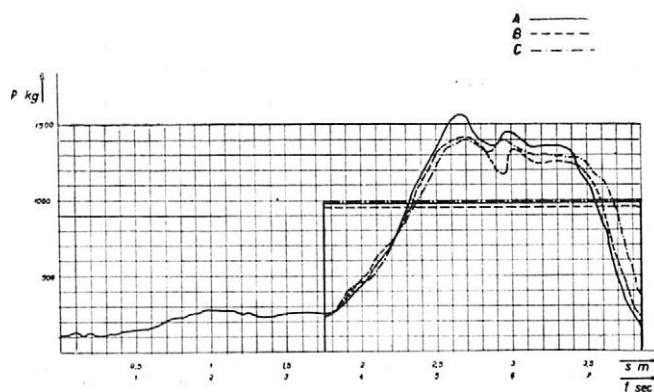
ad a) 0—3,3 sec. Mechanická lopata s bodci délky $l = 450$ mm, šířky $b = 1300$ mm, váhy 70 kg se uvádí do pohybu po nerovném povrchu odebíraného materiálu, přidržována obsluhovatelem. Dopředná rychlost je 50 cm/sec.

II. Naměřené hodnoty záznamu B.

	Am mm	P kg		Am mm	P kg		Am mm	P kg
35	1,0	226,0	50	5,8	1310,8	65	5,5	1243,0
36	1,1	248,6	51	6,0	1356,0	66	5,5	1243,0
37	1,3	293,8	52	6,15	1389,9	67	5,5	1243,0
38	1,6	361,6	53	6,25	1412,5	68	5,5	1243,0
39	1,9	429,4	54	6,3	1423,8	69	5,3	1197,8
40	2,1	474,6	55	6,2	1401,2	70	5,1	1152,6
41	2,3	519,8	56	6,0	1356,0	71	4,8	1084,8
42	2,8	632,8	57	5,6	1265,6	72	4,1	926,6
43	3,0	678,0	58	5,2	1175,2	73	3,2	723,2
44	3,2	723,2	59	5,1	1152,6	74	2,6	587,6
45	3,5	791,0	60	5,9	1333,4	75	2,0	452,0
46	3,9	881,4	61	5,8	1310,8	76	1,2	271,2
47	4,4	994,4	62	5,6	1265,6	77	1,0	226,0
48	5,0	1130,0	63	5,5	1243,0	78	0,8	180,8
49	5,3	1197,8	64	5,45	1231,7			

III. Naměřené hodnoty záznamu C.

	Am mm	P kg		Am mm	P kg		Am mm	P kg
35	1,0	226,0	50	5,3	1197,8	65	5,7	1288,2
36	1,1	248,6	51	5,8	1310,8	66	5,65	1276,9
37	1,3	293,8	52	6,0	1356,0	67	5,65	1276,9
38	1,8	406,8	53	6,1	1378,6	68	5,65	1276,9
39	1,9	429,4	54	6,2	1401,2	69	5,6	1265,6
40	2,0	452,0	55	6,0	1356,0	70	5,5	1243,0
41	2,1	474,6	56	5,9	1333,4	71	5,1	1152,6
42	2,3	519,8	57	5,8	1310,8	72	5,0	1130,0
43	2,6	587,6	58	6,1	1378,6	73	4,5	1017,0
44	3,0	678,0	59	6,1	1378,6	74	4,0	904,0
45	3,5	791,0	60	6,0	1356,0	75	3,1	700,6
46	3,9	881,4	61	5,9	1333,4	76	2,2	492,2
47	4,2	949,2	62	5,8	1310,8	77	2,0	452,0
48	4,6	1039,6	63	5,7	1288,2	78	1,3	293,8
49	5,0	1130,0	64	5,7	1288,2			



4. Záznam průběhu sil při horizontálním rozpojování hnoje.

3,3–3,5 sec. Uvedení bodců lopaty do záběru. Docílí se jejich sklopením kupředu. Síla v laně dosahuje hodnoty až 271,2 kg.

ad b) 3,5–4,5 sec. Bodce vnikají do hnoje pod úhlem $\alpha = 9^\circ$. K úplnému zapíchnutí dojde v čase $t = 4,5$ sec., kdy dolehne společný nosník bodců na hnůj. Obsluhovateli stojí na plošině mechanické lopaty a vyvažuje ji vlastní vahou. 4,5–5,1 sec. Dochází k dalšímu zapichování bodců pod úhlem α , při čemž určitá část hnoje se již deformuje. V čase $t = 5,1$ sec. sestoupí pracovník s vyvažovací plošiny, čímž poruší rovnováhu lopaty.

5,1–5,8 sec. Dochází k překlápění lopaty kolem přímky spojující hroty bodců. Tím dochází k odtržení náběru hnoje ze souvislé vrstvy. Dělení probíhá ve spodní a bočních plochách. Přední část náběru zůstává dosud neoddělena. Síla dosahuje max. hodnoty 1559,4 kg.

ad c) 5,8–6,3 sec. Klopení lopaty končí (závěs dosedne na vrstvu hnoje) a dalším pohybem sklopené lopaty dochází k úplnému oddělení náběru v horizontální rovině procházející hroty bodců. Síla v laně dosahuje hodnoty až 1446,4 kg.

ad d) 6,3–7,7 sec. Oddělování náběru je dokončováno, hnůj se deformuje a fáze končí dopravou náběru do prostoru již dříve vybraného.

U dalších diagramů B, C nebyla zaznamenána přípravná část (do času 3,5 sec.), pouze vlastní odtrhávání. U všech diagramů je velmi dobře patrný podobný charakter celého probíhajícího děje; rozbor platný pro diagram A tedy platí s malými fázovými posuny pro B i C.



5. Řez odebraným materiálem v jednom cyklu.

Zhodnocení průběhu hodnot na diagramu A

Abychom mohli zhodnotit naměřené hodnoty v závislosti na průběhu pohybů odebíracího zařízení, znázorníme graficky jednotlivé fáze při záznamu A, kdy váha odtrženého materiálu je

$$G_m = 142 \text{ kg.}$$

Bodce zabírají pod úhlem $\alpha = 9^\circ$ na dráze

$$L = 800 \text{ mm.}$$

Šířka odebíracího ústrojí

$$b = 1300 \text{ mm.}$$

Objemová váha odebíraného materiálu

$$\gamma = 900 \text{ kg/m}^3$$

$$L_1 = \frac{G_m - L^2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot b \cdot \gamma}{L \sin \alpha \cdot b \cdot \gamma} = \frac{142 - 8 \cdot 0,156 \cdot 8 \cdot 0,988 \cdot 13 \cdot 0,9}{8 \cdot 0,156 \cdot 13 \cdot 0,9} =$$

$$= \frac{142 - 115,8}{14,6} = 1,8$$

Síly působící v jednotlivých důležitých fázích při odtrhávání tohoto náběru čtyřúhelníkového průřezu, jsou vyneseny na grafickém znázornění (obr. 6) a spolu s vypočtenými hodnotami v tabulce IV.

Výpočet hodnot pro rovnováhu odebíracího zařízení v jednotlivých fázích (jednotlivá značení viz diagram obr. 6 a tab. 4).

$$1, Z_{11} = \frac{p_{11} P_{11} - p_{21} G}{p_{31}} = \frac{2,5 \cdot 237,3 - 4,3 \cdot 70}{7,5} = \frac{592 - 300}{7,5} = \underline{\underline{59 \text{ kg}}}$$

$$2. M_{02} = p_{12} P_{12} - p_{32} Z_{12} - p_{22} G = 2,5 \cdot 1446,4 - 7,5 \cdot 80 - 4,3 \cdot 70 = \\ = \underline{\underline{2700 \text{ dmkg}}}$$

$$G_{m1} = \frac{L \cos \alpha \cdot L \sin \alpha \cdot b}{2} = \frac{115,8}{2} = \underline{\underline{57,8 \text{ kg}}}$$

$$3. M_{03} = p_{13} P_{13} - p_{23} G = 2,4 \cdot 1559,4 - 4,1 \cdot 70 = 3443 \text{ dmkg}$$

$$G_{m2} = G_{m1} + 13 \cdot 0,8 \cdot 1,25 \cdot 0,9 = 7,58 + 11,7 = \underline{\underline{69,5 \text{ kg}}}$$

$$4. M_{04} = p_{14} P_{14} - p_{24} G = 0,9 \cdot 1356 - 1,1 \cdot 70 = 1220 - 77 = \underline{\underline{1143 \text{ dmkg}}}$$

$$5. M_{05} = p_{15} P_{15} - p_{25} G = 0,75 \cdot 1446 - 1 \cdot 70 = 1085 - 70 = \underline{\underline{1015 \text{ dmkg}}}$$

$$6. M_{06} = p_{16} P_{16} - p_{26} G = 0,4 \cdot 1333,4 - 0,35 \cdot 70 = 533 - 24,5 = \\ = \underline{\underline{508,5 \text{ dmkg}}}$$

$$7. M_{07} = p_{17} P_{17} + p_{27} G = 1130 \cdot 0 + 70 \cdot 0,25 = \underline{\underline{17,5 \text{ dmkg}}}$$

IV. Naměřené a vypočtené hodnoty působící na odebírací ústrojí.

	Síla P_1	Zatížení Z_1	Váha G	Moment M_0	Ra- meno P_1	Ra- meno P_2	Ra- meno P_3	Síla V odp. soudržnosti, váže a de- formaci materiálu	Váha odpov. materiálu G_n
	kg	kg	kg	dmkg	dm	dm	dm	kg	kg
1	237,3	39,0	70	—	2,5	4,3	7,5	—	—
2	1446,4	80,0	70	2700	2,5	4,3	7,5	1200	57,8
3	1559,4	—	70	3443	2,4	4,1	—	1570	69,5
4	1356,0	—	70	1143	0,9	1,1	—	501	—
5	1446,4	—	70	1015	0,75	1,0	—	450	—
6	1333,4	—	70	508	0,4	0,35	—	226	—
7	1130,0	—	70	17,5	—	0,25	—	7,8	—

ad 1) rovnováha vidlí před vnikáním bodců do hnoje

ad 2) rovnováha je docílena momentem M_{02} , který je vytvářen silou V s uvažovaným působištem ve středu plochy proložené odebíracími bodci. Je to fáze těsně před odtržením části náboru na velké ploše. Sestoupením pracovníka z plošiny vidlí se poruší rovnováha, dojde k odtržení části náboru a překlápení lopaty. Uvažujeme-li pro tento okamžik sílu P_{12} za konstantní, je možno určit rozmezí síly V , ve kterém dojde k porušení materiálu. Označíme-li spodní hranici síly V_1 bude

$$V_1 = V - G_{m1} \cos \alpha - \frac{p_{22} G}{v} = 1200 - 57,2 - \frac{70 \cdot 4,3}{2,25} = \underline{\underline{1008,8 \text{ kg}}}$$

Horní hranice síly V_2 bude

$$V_2 = V_1 + \frac{Z_{12} p_{32}}{v} = 1008,8 + \frac{80 \cdot 7,5}{2,25} = \underline{\underline{1275,8 \text{ kg}}}$$

Zatížení na 1 dm^2 při síle V_1

$$v_1 = \frac{V_1}{b \cdot l} = \frac{1008,8}{14 \cdot 4,5} = \underline{\underline{17,2 \text{ kg/dm}^2}}$$

Zatížení na 1 dm^2 při síle V_2

$$v_2 = \frac{V_2}{b \cdot l} = \frac{1275,8}{13 \cdot 4,5} = \underline{\underline{21,8 \text{ kg/dm}^2}}$$

- ad 3) Po porušení materiálu dojde ještě k zvýšení síly P_{13} v tažném laně (setrvačné síly, deformace atd.)
- ad 4) Zmenšení síly P_{14} — dochází pouze k deformacím materiálu; množství materiálu je menší. Váha G_m se zde ani v dalším nijak neuplatňuje.
- ad 5) Druhé maximum síly P_{15} — zastavení otáčivého pohybu — uvedení do přímočarého pohybu, dochází opět k odtrhávání.
- ad 6) Pokles způsobený ustálením pohybu při kontinuálním odtrhávání.
- ad 7) Odtrhávání je prakticky skončeno, síla se zmenšuje, deformace materiálu při posouvání do vybraného prostoru jsou minimální.

Mechanická práce a výkon

Měření ploch silových diagramů planimetrem.

Diagram A. Plocha 204,5 cm^2

Základna 21 cm

Střední síla $P_{sA} = 973,8 \text{ kg}$

Diagram B. Plocha 198,8 cm^2

Základna 21 cm

Střední síla $P_{sB} = 946,6 \text{ kg}$

Diagram C. Plocha 198,8 cm^2

Základna 21 cm

Střední síla $P_{sC} = 983,8 \text{ kg}$

Z diagramů a výpočtů je zřejmé, že střední tažná síla P_s pro odtrhávání (jeden náběr průměrně 140 kg), při stejně provedeném cyklu, celkem nekolísá ve značném rozmezí.

Práce L spotřebovaná na odtržení jednoho náběru a střední výkon N_s

Diagram A: $L_A = P_{sA} \cdot S = 973,8 \cdot 2,1 = 2040 \text{ kgm}$

$$N_{sA} = \frac{P_{sA} \cdot v}{102} = \frac{973,8 \cdot 0,5}{102} = 4,75 \text{ kW}$$

Diagram B: $L_B = P_{sB} \cdot S = 946,6 \cdot 2,1 = 1990 \text{ kgm}$

$$N_{sB} = \frac{P_{sB} \cdot v}{102} = \frac{946,6 \cdot 0,5}{102} = 4,64 \text{ kW}$$

Diagram C: $L_C = P_{sC} \cdot S = 983,8 \cdot 2,1 = 2064 \text{ kgm}$

$$N_{sC} = \frac{P_{sC} \cdot v}{102} = \frac{983,8 \cdot 0,5}{102} = 4,83 \text{ kW}$$

Maximální naměřené zatížení v diagramu A: $P_{\max} = 1559,4 \text{ kg}$. Tomu odpovídá teoretický maximální výkon motoru

$$N_{\max th.} = \frac{1559,4 \cdot 0,5}{102} = 7,63 \text{ kW}$$

Teoretický výkon mechanických vidlí při průměrném odtržení 140 kg v jednom cyklu.

1 cyklus s dopravou do vybraného prostoru (vzdálenost asi 6 m)	12 sec.
+ návrat	12 sec.
	24 sec.

$$\text{Výkon} = 1,40 \cdot \frac{3600}{24} = 150 \cdot 1,4 = 210 \text{ q/hod.}$$

Tento výkon se zmenšuje se vzrůstající vzdáleností pracoviště od místa nakládání do vozu.

Měření při horizontálním rozpojování hnoje při vyklízení hlubokých stání ukazují, že vnitřní soudržnost a mimořádná ulehlost značně ovlivňují síly potřebné pro odtrhávání. Je však možno konstatovat, že poměry při horizontálním rozpojování dovolují velké trhací síly bez vlivu na porušení stability nakladače, což činí největší potíže při rozpojování vertikálním.

Horizontální rozpojování hnoje je možné nejen strojem na principu mechanické lopaty, ale i buldozerem. Pro ověření vhodnosti buldozeru byl proveden pokus jednak s těžkým strojem o výkonu 80 ks, jednak s upraveným lehkým buldozerem o výkonu 10 ks. Pro snadnější vnikání do hnoje byla radlice u lehkého buldozeru opatřena krátkými bodci. Obě zkoušky dokázaly vhodnost tohoto principu vyklízení hnoje z hlubokých stání.

K dokonalému využití výhod horizontálního rozpojování hnoje a dosažení maximálních výkonů při vyklízení hlubokých stání je naprostou nutností vhodné stavební uspořádání.

Stavební možnosti při řešení mechanizace odklízení hnoje z hlubokých stání

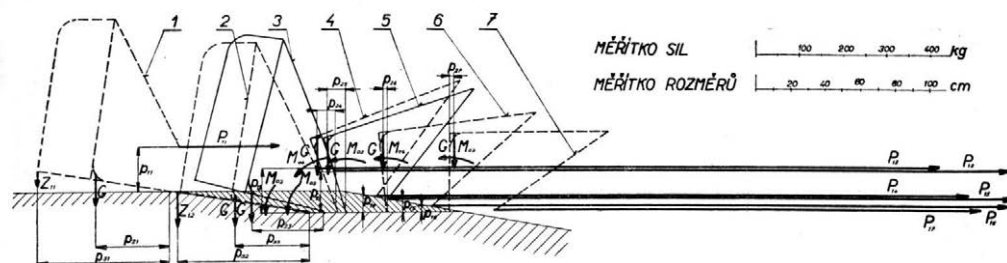
Mechanizační zařízení pro odklizení hnoje z hlubokých stání jsou těsně spjata se stavbou. Mechanizace ovlivňuje stavbu a naopak stavba ovlivňuje, a v mnoha případech podmiňuje, řešení mechanizačních zařízení. Tyto závislosti nejsou dosud plně doceněny a zdaleka také není plně využíváno jejich možností. V daném případě jsou stavebně mechanizační vztahy závislé ještě na jiných činitelích, předně pak na vlastnostech hnoje.

Prakticky to znamená, že již stavební řešení značně může napomoci mechanizaci prací s odklizením hnoje. A nejen to, stavební řešení může značně zjednodušit provoz mechanizačního zařízení. Není účelem, aby byly neustále do nových typů stájí navrhovány nové mechanizační prostředky, nýbrž je žádoucí, aby bylo co nejvíce využíváno stávajících strojů, případně rekonstruovaných, a ty aby byly využívány k více účelům.

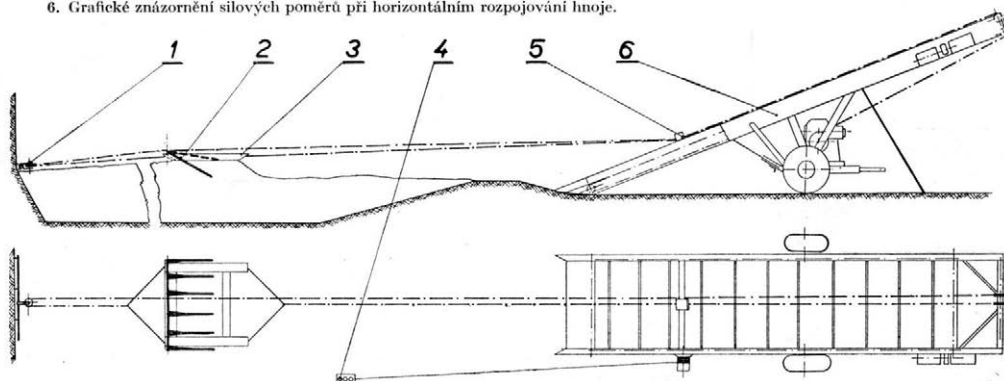
V současné době se stalo jakýmsi ideálem projektantů stavět zemědělské stavby pouze na vodorovném pozemku, nejvýše s malým spádem. Vhodné umístění v terénu však může mít velký význam při řešení mechanizačního vybavení stavby.

V posledních letech se věnuje těmto otázkám a stavebně mechanizačním vztahům v zemědělství stále více pozornosti, a to jak u nás, tak v zahraničí. Výhod stavebně mechanizačních vztahů lze využívat tím více, čím větší bude zemědělský podnik.

Uvedené příklady mají ukázat některé možnosti využití stavebně mechanizačních vztahů v typových ovčinech a v hlubokých stáních vůbec.



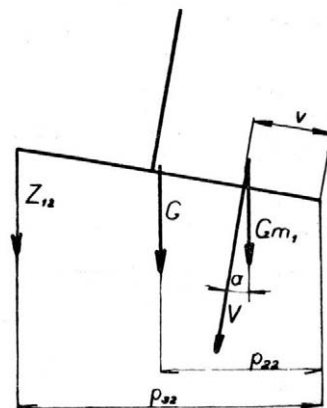
6. Grafické znázornění silových poměrů při horizontálním rozpojování hnoje.



8. Návrh řešení mechanické lopaty pro odklizení hnoje z hlubokých stání:
1 — zachycení kladky; 2 — odebírací hroty; 3 — lyžiny; 4 — tlačítkové ovládání; 5 —
koncový vypínač; 6 — transportér s tažným zařízením;

Typový ovčín pro 150 ovcí se snaží ulehčit manipulaci s hnojem průjezdností. Nakládání hnoje se bude dít převážně ručně, protože s jeřábovým nakladačem by byla zde manipulace obtížná. Ukázalo se také, že jeřábové nakladače přes veškerou snahu konstruktérů mají poměrně značnou náročnost na světlou výšku stáje. Při výšce hnoje cca 1 m je třeba ještě další cca 4 m, čili celková světlá výška stáje musí být cca 5 m — což pochopitelně stavbu zdražuje.

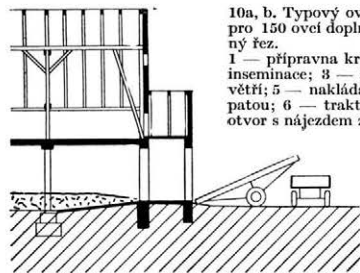
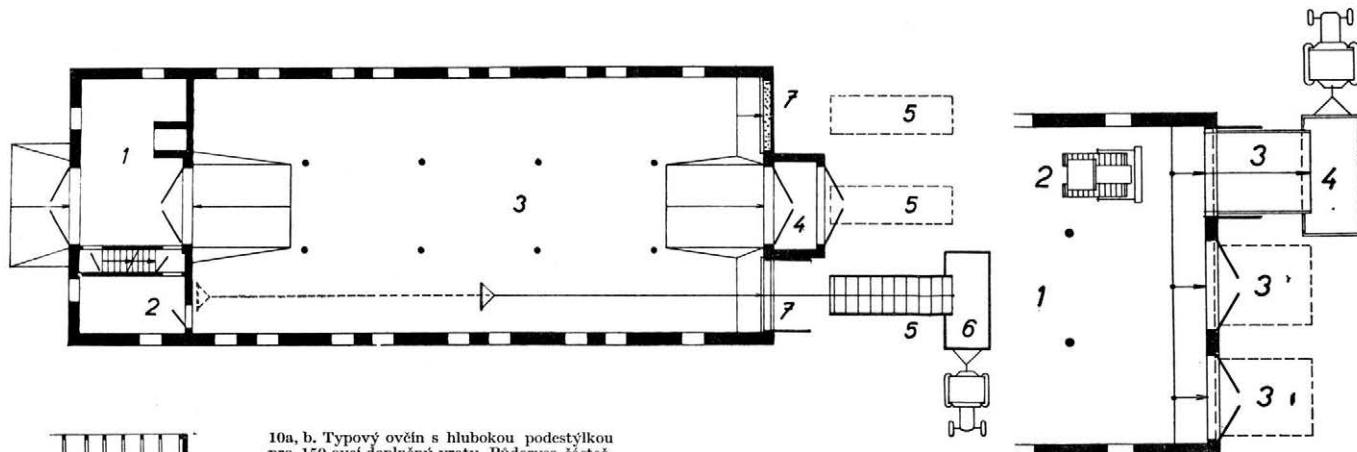
Zlepšení mechanizačních možností lze dosáhnout již i jednoduchým stavebním zásahem. Zřízením vratových otvorů po obou stranách stávajícího průjezdu při zachování všech ostatních předpokladů projektu — tedy i ideálně rovného terénu, je umožněna mechanizace prací s hnojem hned několika způsoby (obr. 10a, b). Uvnitř stáje se před nově zřízenými vratovými otvory provedou zpevněné náběhy cca 1,5 m široké. Tímto způsobem se ze všech pozic zpřístupní celý prostor stáje mechanické lopatě, která hnůj přitáhne k nakládací rampě, odkud pak hnůj padá přímo do vozu. Při použití tohoto mechanizačního zařízení postačí však výška



7. Silové poměry při odtrhávání materiálu otáčením vidlí kolem přímky, procházející hroty bodů.



9. Zkušební provedení buldozerské radlice pro odklizení hnoje z hlubokých stání.



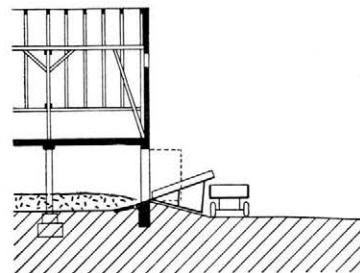
10a, b. Typový ovčín s hlubokou podestýlkou pro 150 ovcí doplněný vraty. Půdorys a částečný řez.

1 — přípravná krmiv; 2 — místnost hlídky a inseminace; 3 — stáj pro 150 ovcí; 4 — zadržet; 5 — nakládací rampa s mechanickou lopatou; 6 — traktor s valníkem; 7 — vratový otvor s nájездem zevnitř.



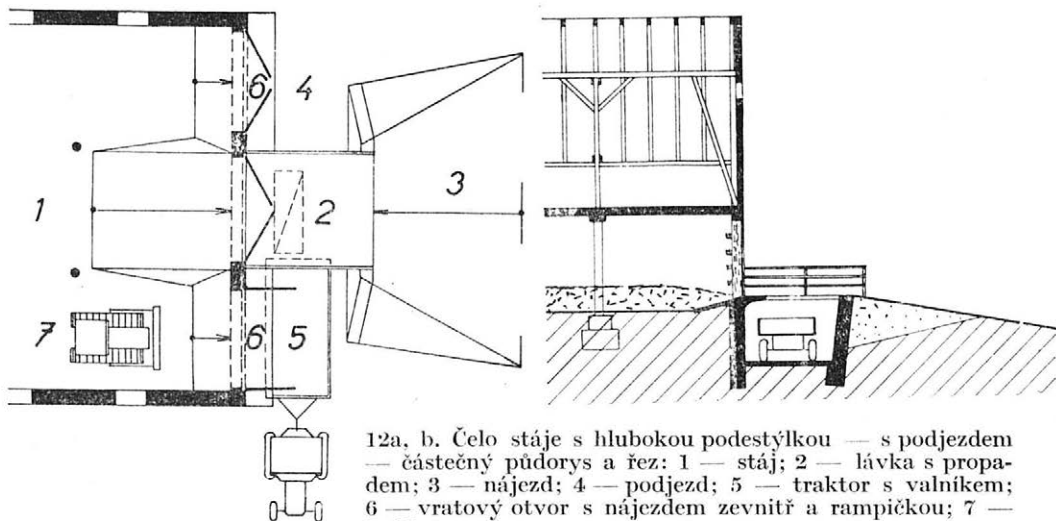
11a, b. Čelo stáje s hlubokou podestýlkou. Částečný půdorys a řez:

1 — stáj s hlubokou podestýlkou; 2 — buldozer; 3 — přemístitelná nájездná rampa; 4 — traktor s valníkem.



vratového otvoru cca 1,5 až 2 m a celková výška stáje necelé 3 m. Aby bylo zamezeno tepelným ztrátám v zimním období, můžeme výklenek vrat zateplit slámou. Sláma je pak přidržována vodorovnými břevny z tyčoviny, cca 1/2 m od sebe vzdálenými a zavěšenými na skobách zevnitř stáje. Střední (původní) vrata se nezateplují v daném případě vůbec.

Řešení na obr. 11a, b umožňuje využít již mírně zvládnutého terénu k umístění přemístitelné nájездové rampy a předpokládá vyklizení hnoje buldozerem — rovněž přímo do vozu. Čím větší bude buldozer, pochopitelně tím mohutnější bude třeba konstrukce rampy; proto bude vhodné použít hlavně buldozerů menších typů. Lehkou rampu je třeba zajistit proti posouvání zachycením zevnitř stáje. Rozměry rampy v podélném směru musí jednak překonat výšku vozu, dále umožnit buldozerem vyhrnutí hnoje za přijatelného stoupání; šíře rampy musí být minimálně o 80 — 100 cm širší než radlice buldozeru.



12a, b. Čelo stáje s hlubokou podestýlkou — s podjezdem — částečný půdorys a řez: 1 — stáj; 2 — lávka s propadem; 3 — nájezd; 4 — podjezd; 5 — traktor s valníkem; 6 — vratový otvor s nájezdem zevnitř a rampičkou; 7 — buldozer.

Stavební úpravy se liší od předešlého příkladu tím, že není postaveno závětrí s dvojitými vraty. Zkušenosti s volným ustájením ukazují, že takováto závětrí nejsou nezbytná. Tím se nejen uspoří stavební materiál a investiční prostředky, ale usnadní se i přemísťování nájezdné rampy.

Z náčrtku vyplývá, že při těchto stavebních úpravách lze hnůj odklízet i způsobem, jako v předešlém případě, tj. za pomoci mechanické lopaty a nakládací rampy — bez použití nájezdové rampy.

Třetí příklad na obr. 12a, b využívá silně zvlněného, eventuálně svažitého terénu a předpokládá vyklízení hnoje pouze buldozerem nebo pásovým traktorem, opatřeným menší buldozerovou radlicí. Čelní stěna stáje je otvíratelná třemi vratovými otvory. Před středními vraty je lávka pro přechod ovcí. Při vyklízení hnoje se vyjme část podlahy lávky a hnůj propadává přímo do vozu. U postranních vrat je železobetonová rampička (konzolovitá deska), umožňující plnění vozu buldozerem i zde. Buldozer zajíždí pásy nejdále k čáře čelní fronty stáje. Podjezd, který je takto vytvořen musí mít nejmenší podjezdovou výšku 2 m.

V tomto případě náklady spojené se stavebními úpravami budou přibližně vyváženy zrušením přístavku závětrí — nehledě k pozdějším úpravám v provozu.

Je jisté, že uvedené příklady nemohou a ani nechtějí být pro každý případ univerzálním řešením. Jejich výhody se zřetelně projeví tam, kde bude účelně využito místních stavebních a mechanizačních předpokladů.

Устройство для уборки навоза из скотных дворов для свободного содержания скота с горизонтальным рабочим ходом

Испытания работы механического скребка, оборудованного заостренными пальцами, дали возможность определить изменения сил при горизонтальном разъединении навоза. Установленные результаты показывают, что предлагаемый принцип уборки навоза из скотных дворов, заключающийся в горизонтальном его разъединении, по существу удовлетворяет, и что его можно применить при разработке устройства или машины для уборки навоза из скотных дворов.

При разработке машины для указанных условий можно исходить от двух ее вариантов: механического скребка и бульдозера. Пригодность обоих вариантов была установлена путем испытания их работы.

Обе машины, механический скребок и бульдозер, необходимо дополнить погрузочной эстакадой или стационарной или же передвижной. Предлагаемый способ уборки навоза можно, в случае удовлетворительного решения построек, применить как на скотных дворах для свободного содержания скота, так и в помещениях для содержания овец.

Vorrichtung mit horizontaler Bewegung der Arbeitsorgane zur Entmistung von Tiefställen

Die Funktionsprüfungen der mechanischen, mit Zinken versehenen Schleppschaukel ermöglichten die Ermittlung des Kräfteverlaufs bei der horizontalen Verteilung des Stallmists. Die ermittelten Verhältnisse deuten darauf hin, dass das vorgeschlagene Prinzip der Entmistung von Tiefställen durch horizontale Verteilung im wesentlichen geeignet erscheint und dass man mit diesem bei der Entwicklung von Vorrichtungen oder Maschinen zur Entmistung von Tiefställen rechnen kann.

Bei der konstruktiven Lösung einer Maschine für die genannten Bedingungen kann einmal von dem Prinzip der Schleppschaukel zum andern Mal von dem Prinzip des Bulldozers ausgegangen werden. Die Eignung der mechanischen Schubstange und des Bulldozers wurde durch Funktionsprüfungen erprobt.

Beide Maschinen, die mechanische Zinkengabel und der Bulldozer, müssen jedoch durch eine stabile oder übertragbare Entmisterampe vervollständigt werden. Das vorgeschlagene Entmistungsverfahren könnte unter der Voraussetzung einer geeigneten baulichen Durchführung sowohl in Rindvieh-Offentiefställen, als auch in Schafställen zur Geltung gelangen.

Teoretický rozbor některých otázek, spojených s konstrukcí a využitím traktorového návěsu s hnanou nápravou

Теоретический анализ некоторых вопросов конструирования и эксплуатации
тракторного полуприцепа с ведущей осью

Theoretische Analyse einiger mit der Konstruktion und Auslastung des Triebachsen-
anhängers verbundenen Probleme

Inž. Alois VÁVRA — inž. Evžen PICK

Výzkumný ústav zemědělské techniky ČSAZV, Řepy u Prahy

1. Úvod

1.1 V posledních letech se v zahraničí značně rozšířilo používání traktorových přívěsů a návěsů s hnanou nápravou, zejména v zemědělské dopravě.

Logicky je zřejmá vhodnost takového uspořádání dopravního agregátu. I bez bližších výpočtů je jasné, že váha nákladu, která při tažení naloženého přívěsu či návěsu traktorem vytvářela odpor valení

$$P_{fn} = C \cdot f [kg], \quad (M\ 01)$$

napomáhá při pohonu hnané nápravy vytvářet tečnou sílu, takže hnací kola návěsu vyvíjejí užitečnou tažnou sílu

$$P_{hn} = C \cdot (\mu_n - f) [kg], \quad (M\ 02)$$

kde: P_{fn} — odpor valení návěsu s hnanou nápravou [kg],

P_{hn} — tažná síla návěsu [kg],

C — normální reakce hnacích kol návěsu s půdou [kg],

μ_n — součinitel využití adheze hnacích kol návěsu [—],

f — součinitel odporu valení [—].

Přitom je samozřejmé, že zvýšení průchodnosti a tažných vlastností agregátu traktoru s návěsem s hnanou nápravou v porovnání s týmž agregátem bez pohonu nápravy návěsu je způsobeno výhradně zlepšením podmínek realizace tečné síly jejím rozdělením na dvě nápravy, zatím co výkon, dodávaný oběma nápravám motorem, zůstává týž, jako při použití pouze jedné hnací nápravy (traktoru), a zlepšuje se pouze jeho využití.

1.2 Konstrukce traktorových přívěsů a návěsů s hnanou nápravou, používaných v zahraničí, je velmi různá (L 07). Avšak nehlédě na tuto rozmanitost, lze všechny existující konstrukce redukovat pouze na dvě skupiny podle způsobu řešení prvořadé otázky — dosažení souladu praktických rychlostí traktoru a přívěsu či návěsu s hnanou nápravou. V podstatě existují pouze dva principiálně různé způsoby řešení této otázky:

1. Při nerovnosti teoretických rychlostí traktoru a přívěsu či návěsu s hnanou nápravou větším prokluzem hnacích kol, zpravidla traktoru, vznikajícím v důsledku záměrně větší (o $5 \div 8 \%$) teoretické rychlosti traktoru oproti přívěsu či návěsu s hnanou nápravou,

2. Zabezpečením naprosté rovnosti teoretických rychlostí traktoru a přívěsu či návěsu s hnanou nápravou zařazením diferenciálu nebo variátoru mezi obě hnací nápravy anebo použitím hydraulického nebo elektrického převodu.

Vcelku vyplývá různost konstrukce především z různých názorů na funkci dopravního agregátu jako celku i jednotlivých jeho uzlů.

Pokud je z dostupné literatury známo, nebyly tyto otázky podrobně teoreticky prozkoumány. Teoretické úvahy E. Schillinga (L 06) nedocházejí ke stanovení charakteristik, tj. obecných funkčních vztahů nejdůležitějších parametrů agregátu (potřebného výkonu motoru, zatížení přívěsu či návěsu, zbývajících tažných sil aj.) v závislosti na veličině prokluzu hnacích kol traktoru či přívěsu „ δ “ (součinitele využití adheze „ μ “), nýbrž se pouze omezují na stanovení jednoho bodu těchto charakteristik, a to na určení maximální váhy přívěsu či návěsu s hnanou nápravou pro traktor o určitém známém výkonu, a naopak, při mezní hodnotě součinitele využití adheze

$$\mu = \mu_{\max} [-]. \quad (\text{M } 03)$$

Proto zůstalo před konstruktéry i uživateli několik závažných otázek, na něž není dosud dána jednoznačná odpověď:

1. Optimální poměr teoretických rychlostí traktoru a přívěsu či návěsu s hnanou nápravou,

2. úloha a funkce volnoběhu v transmisi mezi dvěma hnacími nápravami,

3. rozdělení výkonu motoru na hnací kola traktoru a přívěsu či návěsu s hnanou nápravou,

4. volba optimální celkové váhy přívěsu či návěsu s hnanou nápravou pro traktor o určitém výkonu,

5. vliv přívěsu či návěsu s hnanou nápravou na stabilitu traktoru i celého agregátu,

6. průchodnost agregátu traktoru s přívěsem či návěsem s hnanou nápravou v porovnání s podobným agregátem bez pohonu nápravy,

7. bezpečnost jízdy agregátu, zejména v zatáčce a na podélném a příčném svahu,

8. případné další otázky.

Je třeba poznamenat, že všechny tyto i další otázky spolu navzájem úzce souvisí a že při definitivním řešení některé z nich musí být uvažovány i ostatní.

1.3 Cílem této práce je:

1. pokus o teoretické řešení některých z těchto základních technických otázek spojených s konstrukcí a exploatací traktorových přívěsů a návěsů s hnanou nápravou, zejména pro zemědělskou dopravu; prozatím bylo o těchto otázkách v periodickém tisku (L 01) diskutováno na základě holých empirických poznatků bez hlubšího zkoumání zákonitostí, působících v mechanické soustavě traktoru s návěsem s hnanou nápravou a pūdou,

2. dát hrubý nástin postupů další teoretické práce při řešení problémů, nezahrnutých v této práci, i při řešení rozebraných zde základních otázek v obecnější formě (bez zjednodušujících předpokladů),

3. získat teoreticky exploatační charakteristiky agregátu traktoru s návěsem s hnanou nápravou,

4. dát doporučení pro nejúčelnější konstrukci návěsů s hnanou nápravou.

2. Teoretický výpočet

2.1

Učiněné předpoklady

V prvním přiblížení lze při teoretickém rozboru učinit pro zjednodušení výpočtů dále uvedené předpoklady, které nejsou v protikladu ke skutečnosti, a odpovídají zvláštním podmínkám, jež mohou být při provádění zkoušek v případě potřeby prakticky realizovány:

2.11 Agregát traktoru s návěsem s hnanou nápravou se uvažuje jako vozidlo se dvěma hnacími nápravami.

2.12 Transmise od motoru k oběma hnacím nápravám tvoří mechanismus, tj. kinematický řetěz s jedním stupněm volnosti (mezi oběma hnacími nápravami není diferenciál).

2.13 Agregát se pohybuje rovnoměrně přímočaře po vodorovné rovině.

2.14 Pojezdová rovina je charakterizována po celé své ploše touž závislostí prokluzu na součiniteli využití adheze a tímž součinitelem odporu valení.

2.15 Tažná síla na háku traktoru a na háku návěsu s hnanou nápravou působí v téže přímce, orientované ve směru pohybu agregátu rovnoběžně s pojezdovou rovinou.

2.16 Hnací kola traktoru i návěsu s hnanou nápravou jsou opatřeny pneumatikami se stejnými adhesními a tahovými vlastnostmi.

2.17 Změny poloměrů valení hnacích kol v důsledku jejich opotřebení, tlaku vzduchu v pneumatikách a radiální deformace pneumatik vlivem zatížení, které kolo přenáší, a jiných provozních faktorů, jsou zanedbány.

2.2 Stroje a zvláštní podmínky, uvažované při konkrétním výpočtu

2.21 Stroje

Teoretické výpočty jsou číselně a graficky konkretizovány na příkladě kolového traktoru Z-25K a traktorového návěsu 2,5 t s hnanou nápravou, který byl zkonstruován ve VÚZT jako funkční model pro ověření odvozených zákonitostí v praktických zkouškách (obr. 1).

Technické údaje uvedených strojů, které jsou potřebné pro konkrétní výpočet, jsou shrnuty do tabulky I.

2.22 Závislost prokluzu na součiniteli využití adheze

Pro konkrétní číselné i grafické znázornění teoretických vztahů bylo použito závislosti prokluzu hnacích kol vozidla na součiniteli využití adheze podle A. Grečenka (L 05), kterou autor označuje jako „standardní prokluz“. Standardní prokluz je dán tabulkou II. a graficky zobrazen na obr. 2.

Zpracováním tabelárních hodnot podle Grečenka byl pro standardní prokluz nalezen empirický vzorec, který poměrně uspokojivě vyjadřuje původní závislost:

$$\delta = 20 \cdot \mu \cdot \frac{1 - 0,96 \cdot \mu}{1 - 1,24 \cdot \mu} [\%]. \quad (M04)$$

kde: δ — prokluz hnacích kol vozidla [%],

μ — součinitel využití adheze hnacích kol vozidla [—];

I. Technické údaje strojů

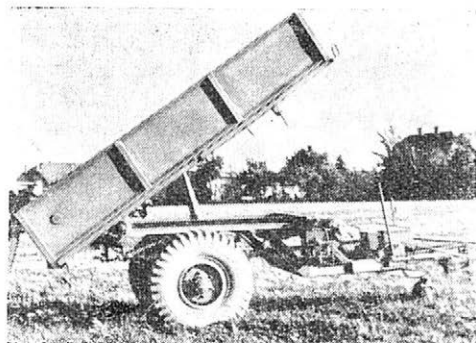
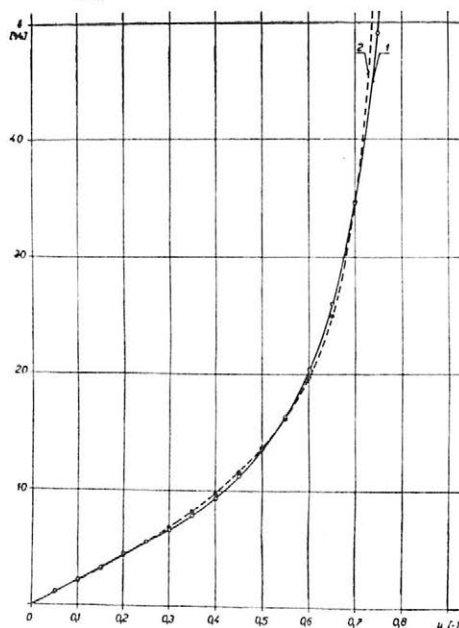
Poř. číslo	Veličina	Označení	Rozměr	Traktor Z-25 K	Návěs 2,5 t
1	2	3	4	5	6
01	Dynamický poloměr hnacího kola	$R_{t,n}$	m	0,70	0,45
02	Převodový poměr od motoru traktoru na hnací kola pro I převodový stupeň	$i_{t,n}$	—	106,5	78,19
03	Pracovní váha	$G_{t,n}$	kg	2 415	1 175
04	Délkové rozměry dle odstavce 2.5 a obr. 6 a 7	a	m	1,39	—
		b	m	2,62	—
		d	m	—	3,05
		g	m	—	0,33
		h	m	0,37	0,37
		j	m	—	0,15
		l	m	1,95	—
05	Nominální výkon motoru	N	k	24	—
06	Nominální otáčky motoru	n	$1/min$	1 600	—
07	Účinnost převodů od motoru na hnací kola	η_p	—	0,9	0,9

Poznámka :

Návěs 2,5 t s hnanou nápravou je vybaven volnoběhem, vloženým před diferenciál. Volnoběh se zaklíní a přenáší krouticí moment pouze tehdy, je-li rychlost pohybu návěsu menší anebo alespoň rovna rychlosti, kterou by návěs vyvinul při pohonu své hnané nápravy.

II. Standardní prokluz

Poř. číslo	Součinitel využití adheze μ	Prokluz hnacích kol podle	
		Gřečenka δ %	emp. vzorce δ %
1	2	3	4
01	0,00	0,0	0,0
02	0,05	1,1	1,0
03	0,10	2,2	2,1
04	0,15	3,3	3,2
05	0,20	4,4	4,3
06	0,25	5,5	5,5
07	0,30	6,6	6,8
08	0,35	7,8	8,2
09	0,40	9,4	9,8
10	0,45	11,2	11,6
11	0,50	13,6	13,7
12	0,55	16,4	16,3
13	0,60	20,4	19,8
14	0,65	26,0	25,1
15	0,70	34,6	34,7
16	0,75	49,0	59,8
17	0,77	—	100,0
18	0,80	100,0	—



1. Funkční model traktorového návěsu 2,5 t
VÚZT s hnanou nápravou.

2. Standardní prokluz. 1 — podle Grečenko;
2 — podle empirického vzorce (M 04).

Hodnoty „ δ “, stanovené pomocí tohoto vzorce, jsou vyneseny v tabulce II. (sloupec 4) a získaná závislost je graficky znázorněna na obr. 2 (křivkou 2).

Tohoto vzorce lze užít při analytickém rozboru; je však třeba poznamenat, že praktické jeho použití je značně obtížné vzhledem k složitému tvaru funkce

$$\mu = \mu(\delta) [-]. \quad (M\ 05)$$

Současně byla použita i druhá charakteristika pojezdové roviny, tj. součinitel odporu valení pro uvažované pneumatiky

$$f = 0,15 [-].$$

2.3 Vztah mezi prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou

Při platnosti všech předpokladů, uvedených v odstavci 2.1, (zejména tvoří-li traktor a spojený s ním návěs s hnanou nápravou jeden celek) musí být nesporně praktické rychlosti obou strojů rovny:

$$v_t = v_n [km/hod], \quad (M\ 06)$$

anebo

$$0,377 \cdot \frac{R_t}{i_t} \cdot n \cdot (1 - \delta_t) = 0,377 \cdot \frac{R_n}{i_n} \cdot n (1 - \delta_n) \left[\frac{km}{hod} \right] \quad (M\ 07)$$

a po úpravě

$$\frac{\frac{R_t}{i_t}}{\frac{R_n}{i_n}} = \frac{1 - \delta_n}{1 - \delta_t} [-], \quad (M\ 08)$$

kde: v_t — skutečná rychlost traktoru [km/hod],
 v_n — totéž pro návěs s hnanou nápravou [km/hod],
 R_t — dynamický poloměr hnacího kola traktoru [m],
 R_n — totéž pro návěs s hnanou nápravou [m],
 i_t — převodový poměr od motoru traktoru na hnací kola traktoru [—],
 i_n — totéž na hnací kola návěsu s hnanou nápravou [—],
 n — počet otáček motoru [$1/min$],
 δ_t — prokluz hnacích kol traktoru [—],
 δ_n — totéž pro návěs s hnanou nápravou [—],
 $\varkappa$ — konstanta, poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou [—],
 $\Delta\delta$ — rozdíl prokluzů hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou [—];

Jak je patrné z levé části rovnice (M 08), je tento poměr veličina stálá, určená neměnnými konstrukčními prvky, a proto i pravá část této rovnice je veličina stálá:

$$\frac{1 - \delta_n}{1 - \delta_t} = \varkappa [—]. \quad (M\ 09)$$

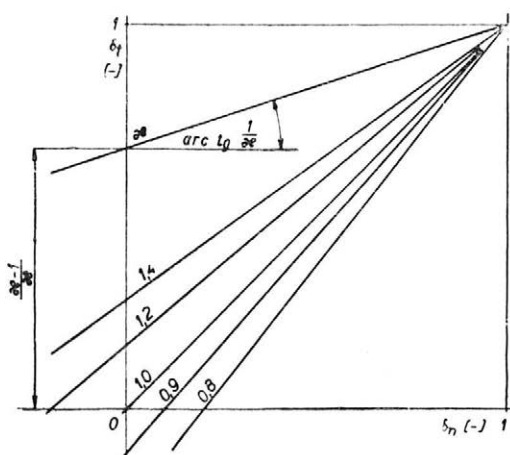
Odtud plyne přímo matematický vztah mezi prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou:

$$\delta_t = \frac{\varkappa - 1 + \delta_n}{\varkappa} [—, \%]. \quad (M\ 10)$$

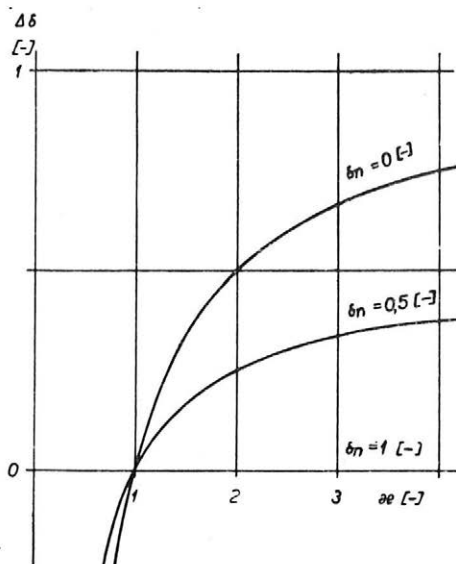
Graficky je tato závislost pro každé „ $\varkappa$ “ znázorněna přímkou (obr. 3).

Konkrétně pro případ strojů popsaných v odstavci 2.21, je

$$\varkappa = \frac{0,70}{\frac{106,5}{0,45}} = 1,14 [—];$$



3. Vztah mezi prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou.



4. Rozdíl prokluzů hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou v závislosti na poměru jejich teoretických rychlostí.

$$\delta_t = \frac{1,14 - 1 + \delta_n}{1,14} = 0,877 \cdot \delta_n + 0,123 [-, \%];$$

Rozdíl prokluzů hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou, který je roven

$$\Delta \delta = \delta_t - \delta_n = \frac{(\kappa - 1) \cdot (1 - \delta_n)}{\kappa} [-, \%], \quad (\text{M } 11)$$

(viz obr. 4), je nulový ve dvou případech:

$$1. \kappa - 1 = 0,$$

$$\kappa = 1 [-],$$

tj., je-li teoretická rychlost traktoru a návěsu s hnanou nápravou stejná, a

$$2. 1 - \delta_n = 0,$$

$$\delta_n = 1 [-, \%],$$

tj., dosáhl-li prokluz obou hnacích náprav mezní hodnoty 1 [-].

2.4 Úloha a funkce volnoběhu v transmisi mezi dvěma hnacími nápravami

Poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou „ κ “ může obecně vyhovovat jednomu ze tří možných případů:

1. Teoretická rychlost traktoru je menší než teoretická rychlost návěsu s hnanou nápravou; $\kappa < 1 [-]$.

2. Teoretické rychlosti obou hnacích náprav jsou stejné; $\kappa = 1 [-]$.

3. Teoretická rychlost traktoru je větší než teoretická rychlost návěsu s hnanou nápravou; $\kappa > 1 [-]$.

První případ, kdy $\kappa < 1 [-]$, je pro traktory běžné koncepce ve srovnání s ostatními dvěma případy technicky méně výhodný a to zejména z těchto důvodů: v tomto případě je teoretická rychlost traktoru menší, než teoretická rychlost návěsu s hnanou nápravou a traktor je vlastně návěsem tlačěn. Prokluz hnacích kol traktoru je menší, než prokluz hnacích kol návěsu s hnanou nápravou (viz rovnici M 10 a obr. 3), a při dostatečně malém prokluzu hnacích kol návěsu může být prokluz hnacích kol traktoru i záporný, tj. může nastat skluz hnacích kol traktoru. Na obr. 3 je tento případ vyznačen prodloužením paprsků pro $\kappa < 1 [-]$ dolů od osy „ δ_n “ do průtnutí s osou „ δ_t “. Tento skluz hnacích kol traktoru by byl příčinou vzniku parasitního výkonu, cirkulujícího v transmisi (L 03), a k jeho odstranění by bylo nutno zařadit do transmise traktoru volnoběh, což je při stávající konstrukci traktoru neproveditelné. Dalším důvodem je to, že při pohybu agregátu po zakřivené dráze projíždějí hnací kola traktoru delší dráhu, než hnací kola návěsu (traktorie je kratší, než původní křivka), čímž se jen zhoršuje již původně nepříznivý poměr teoretických rychlostí obou hnacích náprav. Tato okolnost může způsobit v určitých případech i převrácení traktoru, zejména v zatáčce. Proto je poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu $\kappa < 1 [-]$ z hlediska bezpečnosti naprosto nepřijatelný.

Druhý případ, kdy jsou teoretické rychlosti obou hnacích náprav naprosto stejné, tj. $\kappa = 1 [-]$, má prakticky nulovou pravděpodobnost výskytu, neboť veličiny, určující „ κ “, zejména dynamické poloměry kol, se při provozu neustále mění, ať již následkem opotřebení, změnou zatížení či tlaku vzduchu v pneumatikách apod.

Třetí případ, kdy $\kappa > 1 [-]$, je tedy jediný prakticky použitelný. Konkrétní otázka volby nejvhodnějšího poměru teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou „ κ “ bude řešena níže (viz odstavec 3.31).

Na obr. 3 vyznačené pokračování paprsků pro různá $\kappa > 1 [-]$ nalevo od osy „ δ_t “ až do jejich protnutí s osou „ δ_n “ ukazuje, že malým hodnotám prokluzu hnacích kol traktoru odpovídá záporný prokluz, tj. skluz hnacích kol návěsu s hnanou nápravou. Tento skluz je však krajně nežádoucí, protože záporný moment, který se tím vyvíjí, dává vznik dalšímu výkonu, obíhajícímu v uzavřeném okruhu od klouzajících kol přes transmissi k hnacím kolům a přes povrch pojezdové roviny zpět ke klouzajícím kolům. Tímto parazitním výkonem se pouze zvětšuje namáhání součástí transmise bez jakéhokoli praktického užitku (L 03). Proto musí být do transmise návěsu zařazen volnoběh, který umožňuje přenášet výkon (při pohybu agregátu vpřed) pouze jedním směrem, a to k hnané nápravě, zatím co při přenosu výkonu opačným směrem, tj. od hnané nápravy, transmissi rozpojí.

Jestliže je takový volnoběh zařazen do transmise návěsu, je nutno určit mezní podmínky jeho funkce, tj. okamžik spojení a rozpojení transmise. Z obr. 3 a z rovnice (M 10) je patrné, že tento okamžik je charakterizován nulovým prokluzem hnacích kol návěsu s hnanou nápravou, tj.

$$\delta_n = 0 [-, \%], \quad (\text{M } 12)$$

protože při prokluzu $\delta_n < 0 [-, \%]$, tj. při skluzu, volnoběh transmissi rozpojí, a při prokluzu $\delta_n > 0 [-, \%]$, tj., když již hnací kola návěsu vyvíjejí tečnou sílu, je transmise spojena. Je tedy obor funkce volnoběhu, tj. rozmezí prokluzů hnacích kol návěsu s hnanou nápravou, v němž je transmise spojena, zřejmé:

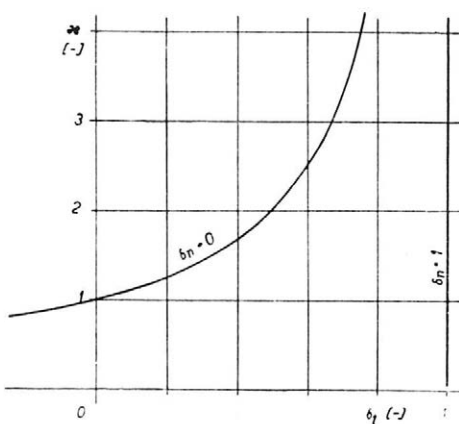
$$0 \leq \delta_n \leq 1 [-], \quad (\text{M } 13)$$

a totéž, vyjádřeno v rozmezí prokluzů hnacích kol traktoru:

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa} \leq \delta_t \leq 1 [-]; \quad (\text{M } 14)$$

Toto rozmezí je znázorněno graficky na obr. 5.

Z tohoto diagramu (obr. 5) a stejně tak z diagramu (obr. 3) a rovnice (M 10) je patrné, při jakém prokluzu hnacích kol traktoru dochází k zaklínění volnoběhu a tím i k spojení transmise pro přenos výkonu k hnané nápravě návěsu pro určité „ κ “. Na obr. 3 je tento prokluz dán



5. Oblast funkce volnoběhu.

přímo úsekem $\delta_t = \frac{\kappa - 1}{\kappa} [-]$, který na ose „ δ_t “ vytíná paprsek pro určité „ κ “, což plyne i z rovnice (M 10) po dosazení $\delta_n = 0 [-]$.

Zařazením volnoběhu do transmise návěsu s hnanou nápravou je sice eliminována cirkulace parazitního výkonu, avšak současně má taková konstrukce i podstatnou nevýhodu, že vylučuje možnost brzdění návěsu s hnanou nápravou motorem traktoru.

Z hlediska snížení ztrát při dopravě na silnici, které vznikají při pohánění různých soukolí a hřídelů transmise pojezdovými koly návěsu (v případech, kdy

není volnoběh zaklíněn) a z hlediska snížení opotřebení těchto součástí je výhodné vložit volnoběh do transmise co nejbližší k pojezdovým kolům návěsu, aby byl počet zbytečně poháněných prvků co nejmenší.

2.5 Normální reakce pojezdových kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou s půdou

2.51 Návěs s hnanou nápravou

Návěs s hnanou nápravou, pohybující se v agregátu s traktorem, působí při pohonu jeho nápravy vnější síly a momenty podle náčrtu na obr. 6.

Dále je: G_n — pracovní váha návěsu s hnanou nápravou [kg],

G — váha nákladu [kg],

C — normální reakce hnacích kol návěsu s půdou [kg],

D — vertikální složka reakce návěsu s traktorem [kg],

P_{ht} — horizontální složka reakce návěsu s traktorem, tj. tažná síla na háku traktoru [kg],

P_{ha} — celková tažná síla agregátu traktoru s návěsem s hnanou nápravou [kg],

P_{tn} — tečná síla na obou hnacích kolech návěsu [kg],

P_{fn} — odpor valení návěsu [kg],

M_C — moment odporu valení návěsu [kgm],

R_n — dynamický poloměr hnacího kola návěsu [m],

d — vzdálenost bodu závěsu od vertikální roviny, procházející osou hnacích kol návěsu [m],

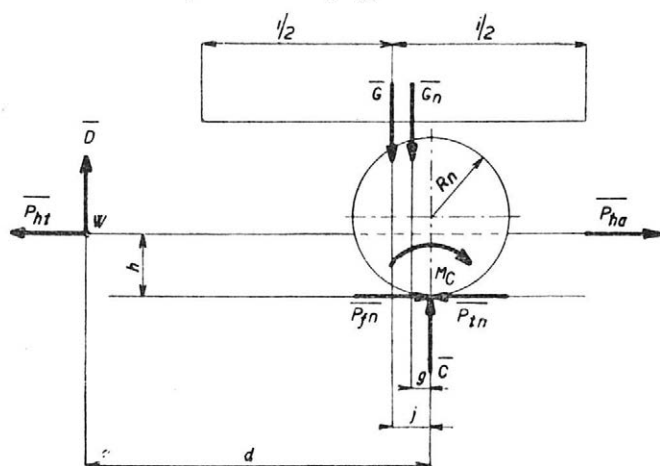
g — totéž pro těžiště návěsu s hnanou nápravou [m],

j — totéž pro střed nákladní plošiny návěsu [m],

h — vertikální vzdálenost přímky, v níž působí tažné síly, od pojezdové roviny [m],

μ_n — součinitel využití adheze hnacích kol návěsu [—],

f — součinitel odporu valení [—];



6. Schéma rozložení vnějších sil a momentů, působících na návěs s hnanou nápravou.

Z podmínek rovnováhy

$$\Sigma X = 0:$$

$$-P_{ht} + P_{fn} - P_{in} + P_{ha} = 0 \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 15)$$

$$\Sigma Y = 0:$$

$$G_n + G - D - C = 0 \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 16)$$

$$\Sigma Mom_W(X, Y) = 0:$$

$$G \cdot (d - j) + G_n \cdot (d - g) - P_{fn} \cdot h - C \cdot d + P_{in} \cdot h + M_C = 0 \text{ [kgm]} \quad (\text{M } 17)$$

s přihlédnutím ke vztahům

$$P_{in} = C \cdot \mu_n \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 18)$$

$$P_{fn} = C \cdot f \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 19)$$

$$M_C = C \cdot f \cdot R_n \text{ [kgm]}, \quad (\text{M } 20)$$

plyne:

$$C = \frac{G \cdot (d - j) + G_n \cdot (d - g)}{d + f \cdot (h - R_n) - \mu_n \cdot h} \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 21)$$

$$D = \frac{G \cdot [j + f \cdot (h - R_n) - \mu_n \cdot h] + G_n \cdot [g + f \cdot (h - R_n) - \mu_n \cdot h]}{d + f \cdot (h - R_n) - \mu_n \cdot h} \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 22)$$

anebo, po zavedení zjednodušujících označení:

$$P = d - j \text{ [m]},$$

$$Q = d - g \text{ [m]},$$

$$H = d + f \cdot (h - R_n) \text{ [m]},$$

$$J = j + f \cdot (h - R_n) \text{ [m]},$$

$$K = g + f \cdot (h - R_n) \text{ [m]}.$$

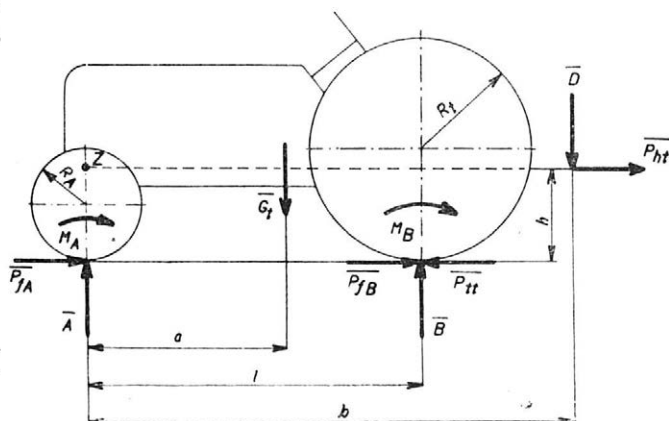
konečně:

$$C = \frac{G \cdot P + G_n \cdot Q}{H - \mu_n \cdot h} \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 23)$$

$$D = \frac{G \cdot (J - \mu_n \cdot h) + G_n \cdot (K - \mu_n \cdot h)}{H - \mu_n \cdot h} \text{ [kg]}. \quad (\text{M } 24)$$

2.52 Traktor

Na traktor, pohybující se v agregátu s návěsem, jehož náprava je poháněna, působí vnější síly a momenty podle nákresu na obr. 7.



7. Schéma rozložení vnějších sil a momentů, působících na traktor.

Dále je: G_t — pracovní váha traktoru $[kg]$,
 A — normální reakce řídicích kol traktoru s půdou $[kg]$,
 B — totéž pro hnací kola traktoru $[kg]$,
 P_u — tečná síla na obou hnacích kolech traktoru $[kg]$,
 P_{fA} — odpor valení řídicích kol traktoru $[kg]$,
 P_{fB} — totéž pro hnací kola traktoru $[kg]$,
 M_A — moment odporu valení řídicích kol traktoru $[kgm]$,
 M_B — totéž pro hnací kola traktoru $[kgm]$,
 R_A — dynamický poloměr řídicího kola traktoru $[m]$,
 R_t — totéž pro hnací kola traktoru $[m]$,
 a — vzdálenost těžiště traktoru od vertikální roviny, procházející osou řídicích kol $[m]$,
 b — totéž pro bod závěsu (hák) $[m]$,
 l — rozvor traktoru $[m]$,
 μ_t — součinitel využití adheze hnacích kol traktoru $[-]$;

Hledaná reakce se stanoví z podmínek rovnováhy:

$$\Sigma X = 0:$$

$$P_{fA} + P_{fB} + P_{ht} - P_u = 0 [kg], \quad (M 25)$$

$$\Sigma Y = 0:$$

$$G_t + D - A - B = 0 [kg], \quad (M 26)$$

$$\Sigma Mom_Z(X, Y) = 0:$$

$$-P_{fA} \cdot h + M_A + G_t \cdot a - B \cdot l - P_{fB} \cdot h + P_u \cdot h + M_B + D \cdot b = 0 [kgm], \quad (M 27)$$

s přihlédnutím ke vztahům:

$$P_u = B \cdot \mu_t [kg], \quad (M 28)$$

$$P_{fA} = A \cdot f [kg], \quad (M 29)$$

$$P_{fB} = B \cdot f [kg], \quad (M 30)$$

$$M_A = A \cdot f \cdot R_A [kgm], \quad (M 31)$$

$$M_B = B \cdot f \cdot R_t [kgm]; \quad (M 32)$$

S připuštěním, za účelem zjednodušení výpočtů, že

$$R_A \doteq R_t [m],$$

což vede při výpočtu k poněkud větší hodnotě vertikální reakce hnacích kol traktoru s půdou v porovnání se skutečnou, a tím ke vzniku určité nevelké zálohy při výpočtu dynamické podélné stability traktoru, je

$$M_A + M_B = f \cdot R_t \cdot (A + B) = f \cdot R_t \cdot (G_t + D) [kgm]; \quad (M 33)$$

Následkem uvedeného připuštění je součet těchto momentů o $f \cdot A \cdot (R_t - R_A)$ větší, než jeho skutečná hodnota, což je prakticky zanedbatelné, vzhledem k tomu, že toto zvětšení činí pouze asi 5 % skutečné hodnoty při nezatíženém návěsu a s jeho zatížením dále klesá.

Vertikální reakce hnacích kol traktoru s půdou je rovna

$$B = \frac{G_t \cdot [a + f \cdot (R_t - h)] + D \cdot [b + f \cdot (R_t - h)]}{l - \mu_t \cdot h} [kg], \quad (M 34)$$

anebo, po dosazení za „D“ výrazu (M 24) a zavedení zjednodušujících označení:

$$E = a + f \cdot (R_t - h) [m],$$

$$F = b + f \cdot (R_t - h) [m],$$

konečně

$$B = \frac{G_t \cdot E \cdot (H - \mu_n \cdot h) + G \cdot F \cdot (J - \mu_n \cdot h) + G_n \cdot F \cdot (K - \mu_n \cdot h)}{(l - \mu_t \cdot h) \cdot (H - \mu_n \cdot h)} [kg] \quad (M 35)$$

2.6 Rozdělení výkonu motoru mezi hnacími koly traktoru a návěsu

Tečná síla, vyvíjená na hnacích kolech vozidla motorem, je obecně dána vztahem:

$$P_t = \frac{M_k}{R_k} = \frac{M \cdot \eta_p \cdot i}{R_k} = \frac{716,2 \cdot N \cdot \eta_p \cdot i}{n \cdot R_k} [kg]; \quad (M 36)$$

kde: P_t — tečná síla na obou hnacích kolech vozidla [kg],
 M_k — krouticí moment na obou hnacích kolech vozidla [kgm],
 R_k — poloměr hnacího kola vozidla [m],
 M — krouticí moment motoru [kgm],
 η_p — účinnost převodů od motoru na hnací kola vozidla [—],
 i — převodový poměr od motoru na hnací kola vozidla [—],
 N — výkon motoru [k],
 a — podíl výkonu motoru, odebíraný hnacími koly traktoru [—];

Označíme-li podíl výkonu motoru, odebíraný hnacími koly traktoru „ a “, budou hnací kola návěsu odebírat, zřejmě, zbývající podíl „ $(1 - a)$ “ výkonu motoru, a potom bude:

$$P_{tt} = \frac{716,2 \cdot N \cdot a \cdot \eta_{pt} \cdot i_t}{n \cdot R_t} [kg]; \quad (M 37)$$

$$P_{tn} = \frac{716,2 \cdot N \cdot (1 - a) \cdot \eta_{pn} \cdot i_n}{n \cdot R_n} [kg]; \quad (M 38)$$

S připuštěním praktické rovnosti účinnosti převodů traktoru a návěsu, tj.

$$\eta_{pt} \doteq \eta_{pn} = \eta_p [—], \quad (M 39)$$

a s přihlédnutím ke vztahu (M 08) a (M 09) plyne, po dosazení za „ P_{tt} “ a „ P_{tn} “ výrazů (M 28) a (M 18), pro poměr tečných sil na hnacích kolech traktoru a návěsu

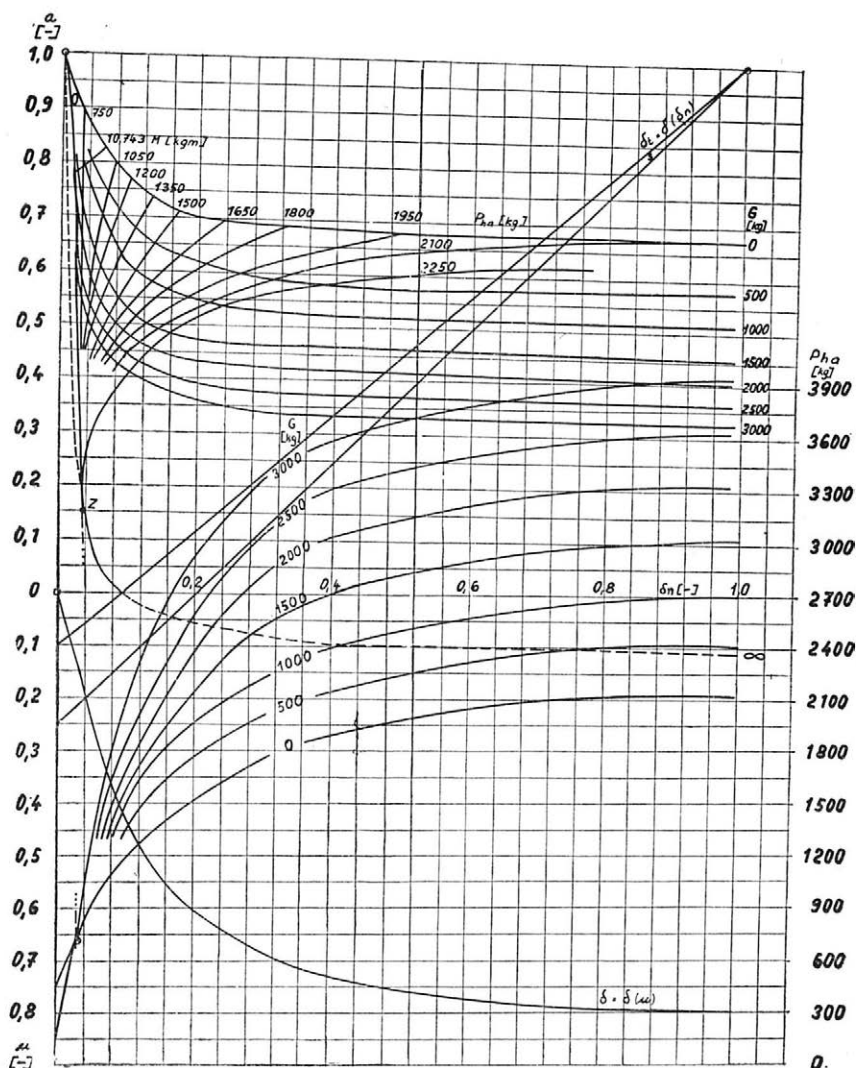
$$\frac{\mu_t \cdot B}{\mu_n \cdot C} = \frac{a}{(1 - a) \cdot \kappa} [—], \quad (M 40)$$

odkud

$$a = \frac{\kappa \cdot \mu_t \cdot B}{\kappa \cdot \mu_t \cdot B + \mu_n \cdot C} [—] \quad (M 41)$$

a po dosazení za „ B “ a „ C “ výrazů (M 35) a (M 23) a úpravě konečně

$$a = \frac{\kappa \mu_t [G_t E (H - \mu_n h) + G F (J - \mu_n h) + G_n F (K - \mu_n h)]}{\kappa \mu_t [G_t E (H - \mu_n h) + G F (J - \mu_n h) + G_n F (K - \mu_n h)] + \mu_n (G P + G_n Q) (l - \mu_n h)} [—] \quad (M 42)$$



8. Charakteristika rozdělení výkonu motoru na hnací kola traktoru a návěsu s hnanou nápravou pro $\kappa = 1,14$ [—].

Grafické znázornění této funkce pro zvláštní případ, uvedený v odstavci 2,2 je zobrazeno na obr. 8.

Výklad k obr. 8.: Diagram je rozdělen vodorovnou osou „ δ_n “ na dvě části, přičemž osa „ δ_n “ je pro obě části společná.

V horní části diagramu je zobrazena charakteristika rozdělení výkonu motoru $\alpha = \alpha(\delta_n)$ na hnací kola traktoru a návěsu s hnanou nápravou pro různou váhu nákladu „ G “ s isočarami tažné síly na háku agregátu „ P_{ha} “ a kroutícího momentu motoru „ M “.

Dolní část diagramu obsahuje pomocné konstrukce, sloužící k odvození hlavních hledaných závislostí.

V první řadě je v dolní části diagramu v souřadnicích „ $\mu - \delta_n$ “ zobrazen standardní prokluz v obecném tvaru $\delta = \delta(\mu)$ (viz odstavec 2.22) a v souřadnicích

„ $\delta_n - \delta_t$ “ závislost prokluzu hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou (M 10) pro $\kappa = 1,14$ (viz odstavec 2.23), přičemž osa „ δ_t “ není na diagramu vyznačena, neboť byla pomocí symetrály „ s “ ztotožněna s osou „ δ_n “. Tato úprava umožňuje použít téže křivky $\delta = \delta(\mu)$ pro odečtení hodnot „ μ “ obou závislostí: $\mu_n = \mu_n(\delta_n)$, která se odečítá přímo v souřadnicích „ $\mu - \delta_n$ “, a $\mu_t = \mu_t(\delta_t)$, která se odečítá na týchž osách, avšak po promítnutí zvolené hodnoty „ δ_n “ svisle na přímkou $\delta_t = \delta_t(\delta_n)$, odtud vodorovně na symetrálu „ s “ a odtud svisle zpět na osu „ $\delta_t \equiv \delta_n$ “.

Takto zjištěné hodnoty „ μ_n “ a „ μ_t “, stanovené pro řadu volených hodnot „ δ_n “, se postupně dosazují do vzorce (M 42) při různých hodnotách „ G “. Vypočítané hodnoty „ α “ jsou zobrazeny v horní části diagramu v souřadnicích „ $\delta_n - \alpha$ “ křivkami pro „ G “, rovné 0; 500; 1 000; 1 500; 2 000; 2 500; 3 000 a ∞ kg.

Pro zobrazení isočár tažné síly na háku agregátu „ P_{ha} “ v soustavě křivek $\alpha = \alpha(\delta_n)$ pro různá „ G “ je v dolní části diagramu v souřadnicích „ $P_{ha} - \delta_n$ “ sestrojena závislost tažné síly na háku agregátu „ P_{ha} “ na prokluzu hnacích kol návěsu „ δ_n “ pro různá „ G “, pro niž je výchozím vztahem vyjádření součtu tečných sil na hnacích kolech traktoru a návěsu z hlediska půdy:

$$P_u + P_m = \frac{\mu_t [G_t E (H - \mu_n h) + G F (J - \mu_n h) + G_n F (K - \mu_n h)] + \mu_n (l - \mu_t h) (G P + G_n Q)}{(l - \mu_t h) (H - \mu_n h)} \quad [kg] \quad (M 43)$$

s použitím rovnic (M 18), (M 23), (M 28) a (M 35). Z těchto křivek se body pro určitá „ P_{ha} “ promítají přes osu „ δ_n “ na odpovídající křivky $\alpha = \alpha(\delta_n)$, kde vytvářejí soustavu nových křivek, isočár „ P_{ha} “. Všechny tyto isočáry procházejí bodem Z (3,27; 0,15) na křivce $\alpha = \alpha(\delta_n)$ pro $G = \infty$.

Kromě toho lze v soustavě křivek $\alpha = \alpha(\delta_n)$ pro různá „ G “ zobrazit isočáry krouticího momentu motoru „ M “, přičemž každé hodnotě „ M “ lze na základě vnější charakteristiky motoru přiřadit určitou hodnotu výkonu motoru „ N “. Výchozím vztahem pro tuto konstrukci je vyjádření součtu tečných sil na hnacích kolech traktoru a návěsu s hnanou nápravou z hlediska motoru:

$$P_u + P_m = M \cdot \eta_p \cdot \frac{i_t}{R_t} \cdot [a \cdot (1 - \kappa) + \kappa] \quad [kg] \quad (M 44)$$

s použitím rovnic (M 37) a (M 38).

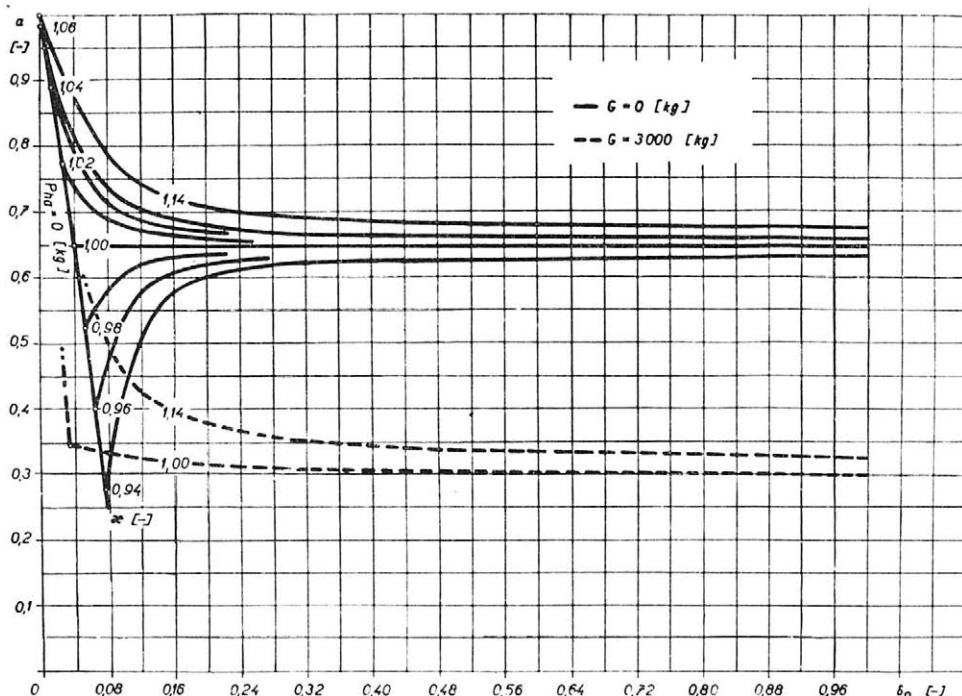
Na diagramu je zobrazena pouze jedna isočára, a to pro $M = 10,743$ [kgm], což odpovídá nominálnímu krouticímu momentu motoru traktoru Z-25K.

Z tohoto diagramu je patrné, že oblast funkce hnané nápravy (samozřejmě za podmínek, uvedených v odstavcích 2.1 a 2.2) je omezena na pracovní režimy, jimž odpovídají na diagramu body, uzavřené křivkami $\alpha = \alpha(\delta_n)$ pro $G = 0$ [kg] a $G = 3 000$ [kg] a isočárou nominálního krouticího momentu motoru „ M “. Neohledě k tomu, že tato oblast je sama o sobě poměrně nepatrná, může nastat přenos energie do hnané nápravy ještě pouze v tom případě, že je agregát traktoru s hnanou nápravou zatížen určitou silou na háku. Takový případ nemá však praktické uplatnění a tudíž ani význam. Z toho lze učinit závěr, že agregát traktoru s návěsem s hnanou nápravou podle odstavce 2.21 je pro provoz na povrchu, charakterizovaném standardním prokluzem (viz odstavec 2.22), navržen nevhodně. Tento nedostatek může být odstraněn vhodnější volbou poměru teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou směrem k nižším hodnotám, jak bude patrné dále (odstavec 2.61 a 2.62).

Jelikož analytický rozbor funkce (M 42) je pro její složitost značně obtížný, byl proveden pouze numerický rozbor pro zvláštní případ, uvedený v odstavci 2.2, jehož výsledky jsou zobrazeny graficky.

2.61 Závislost podílu výkonu motoru, odebíraného hnacími koly traktoru, na prokluzu hnacích kol návěsu při různých poměrech teoretických rychlostí traktoru a návěsu

Charakteristika rozdělení výkonu motoru na hnací kola traktoru a návěsu s hnanou nápravou pro $G = 0$ a $3\,000$ [kg] a pro různé hodnoty „ κ “ je uvedena na obr. 9, který je uspořádán obdobně, jako horní část obr. 8.



9. Charakteristika rozdělení výkonu motoru na hnací kola traktoru a návěsu s hnanou nápravou pro různé hodnoty „ κ “.

Jak je patrné z tohoto diagramu, sbíhají se všechny křivky $a = a(\delta_n)$ pro $\kappa \geq \kappa_{spG}$ při libovolném „ G “ v bodě $(0;1)$. Teprve pro $\kappa < \kappa_{spG}$ vycházejí křivky $a = a(\delta_n)$ z bodů, vyplňujících pro každé „ G “ křivku $P_{ha} = 0$ [kg], za předpokladu, že agregát není tažen cizím zdrojem tažné síly, tj. $P_{ha} \geq 0$ [kg]. Na obr. 9 je jako příklad uvedena taková soustava křivek pro $G = 0$ [kg].

κ_{spG} — označuje hodnotu konstanty „ κ “, při níž nastává spojení transmise k návěsu s hnanou nápravou při jeho zatížení „ G “;

2.62 Závislost podílu výkonu motoru, odebíraného hnacími koly traktoru, na poměru teoretických rychlostí traktoru a návěsu

Z samostatného vztahu (M 42) nelze vyjádřit závislost $a = a(\kappa)$, jelikož obsahuje kromě „ κ “ ještě proměnné „ μ_t “ a „ μ_n “, které nelze volit a považovat za konstanty, jako na příklad „ G “, neboť samy dále závisí na „ κ “. Je tedy nutno, v první řadě,

nalézt funkce těchto proměnných v závislosti na „ κ “, tj. $\mu_t = \mu_t(\kappa)$ a $\mu_n = \mu_n(\kappa)$. Postup řešení naznačíme pouze schematicky.

V oboru $0 \leq \delta_{t,n} \leq 0,077 [-]$ lze uvažovat, za účelem zjednodušení, lineární závislost (viz tabulku II.)

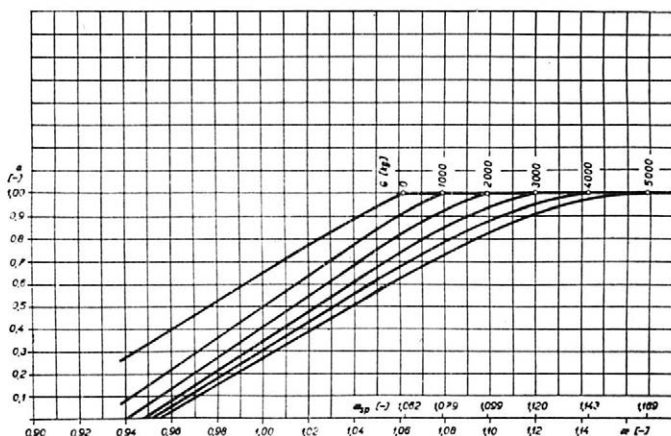
$$\mu_n = \frac{\delta_n}{m} [-] \quad (\text{M } 45)$$

a pro „ μ_t “ s přihlédnutím ke vztahu (M 10)

$$\mu_t = \frac{\kappa - 1 + \delta_n}{\kappa \cdot m} [-] \quad (\text{M } 46)$$

kde: m — směrnice přímkové části závislosti $\delta = \delta(\mu) [-]$.

Obecně je však nutno uvažovat vztah (M 04). Tím jsou dána $\mu_t = \mu_t(\kappa, \delta_n)$ a $\mu_n = \mu_n(\delta_n)$. Je tedy třeba dále nalézt funkce „ δ_n “ v závislosti na „ κ “.



10. Závislost podílu výkonu motoru, odebíraného hnacími koly traktoru, na poměru teoretických rychlostí traktoru a návěsu.

Tuto funkci lze odvodit z rovnice pohybu agregátu (za podmínek, uvedených v odstavci 2.1), která plyne z rovnic (M 15) a (M 25) po úpravě s použitím vztahů (M 19), (M 29), (M 30), (M 16) a (M 26):

$$P_{tt} + P_{tn} = f \cdot (G_t + G_n + G) + P_{ha} [kg]; \quad (\text{M } 47)$$

Ve zvláštním případě, který však má největší praktické uplatnění, kdy totiž agregát traktoru s návěsem s hnanou nápravou není již zatěžován žádnou silou na háku, je $P_{ha} = 0 [kg]$, a proto, s přihlédnutím k výrazu (M 43)

$$\frac{\mu_t [G_t E (H - \mu_n h) + G F (J - \mu_n h) + G_n F (K - \mu_n h)] + \mu_n (l - \mu_t h) (G P + G_n Q)}{(l - \mu_t h) (H - \mu_n h)} = f (G_t + G_n + G) [kg]; \quad (\text{M } 48)$$

Tento vztah lze schématicky označit

$$\psi(\kappa, \delta_n, G) = 0 [kg]; *) \quad (\text{M } 49)$$

*) Jeho platnost, jak je zřejmé, je obecná, t.j. vztah zůstává v platnosti i v případě $P_{ha} = \text{const} \geq 0 [kg]$, avšak, jak již bylo uvedeno, největší praktické uplatnění má zvláštní případ, kdy $P_{ha} = 0 [kg]$.

Spolu s rovnicí (M 42), kterou lze schematicky zapsat

$$\xi(a, \kappa, \delta_n, G) = 0 \text{ [kg]},$$

tvoří tedy rovnice (M 49) výslednou soustavu dvou rovnic o čtyřech proměnných, na níž byla zredukována původní soustava rovnic. Vyloučením proměnné „ δ_n “ a zvolením za „ G “ postupně několika konstantních hodnot plyne z této soustavy rovnice funkční vztah

$$\xi(a, \kappa) = 0 \text{ [—]} \quad (\text{M } 50)$$

pro „ G “, rovné zvoleným hodnotám 0; 1 000; 2 000; 3 000; atd [kg].

Zdlouhavý numerický výpočet souřadnic jednotlivých bodů těchto křivek pomíjíme jako pomocnou operaci. Výsledná funkce je graficky znázorněna na obr. 10.

Body, v nichž křivky pro jednotlivá „ G “ dosahují přímky $a = 1.00$ [—], odpovídají počátku spojení transmise volnoběhem. Lze tedy již podle tohoto grafu (který platí pro určité podmínky, v našem případě podle odstavce 2.2) zvolit pro konstrukci poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou „ κ_{spG} “ tak, aby hnaná náprava začala fungovat při určitém požadovaném zatížení návěsu, na příklad, $\kappa \leq 1.062$ [—] pro zatížení návěsu $G = 0$ [kg]. Podrobněji o volbě „ κ “ viz odstavec 3.1.

2.7 Ztráty výkonu motoru prokluzem hnacích kol

Výkon, zmařený prokluzem, je obecně dán vztahem:

$$N_\delta = N \cdot \eta_p \cdot \delta \text{ [k]}, \quad (\text{M } 51)$$

kde: N_δ — výkon, zmařený prokluzem hnacích kol [k],

N — výkon motoru [k],

η_p — účinnost převodů od motoru na hnací kola vozidla [—],

δ — prokluz hnacích kol vozidla [—];

Pro traktor a návěs s hnanou nápravou bude, s připuštěním (M 39), výkon, zmařený prokluzem, po řadě roven:

$$N_{\delta t} = N \cdot a \cdot \eta_p \cdot \delta_t \text{ [k]}, \quad (\text{M } 52)$$

$$N_{\delta n} = N \cdot (1 - a) \cdot \eta_p \cdot \delta_n \text{ [k]}; \quad (\text{M } 53)$$

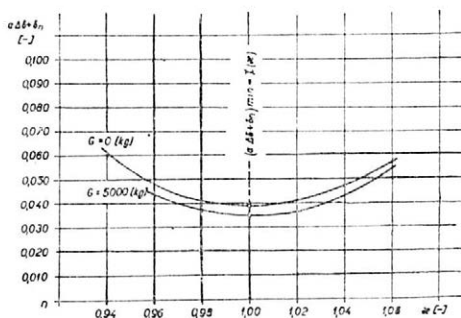
Úhrnný výkon, zmařený prokluzem, bude dán s přihlédnutím k (M 11) výrazem:

$$N_{\delta t} + N_{\delta n} = N \cdot \eta_p \cdot (a \cdot \delta_t + \delta_n) \text{ [k]}; \quad (\text{M } 54)$$

Výraz na pravé straně této rovnice (M 14) je pro určité, postupně volené konstantní hodnoty „ G “ funkcí „ κ “ (analogicky viz odstavec 2.62). Tyto závislosti jsou pro různá „ G “ graficky znázorněny ve tvaru $(a \cdot \delta_t + \delta_n) = \varphi(\kappa)$ na obr. 11.

Charakter těchto křivek ukazuje na možnost snížit vhodnou volbou hodnoty „ κ “ ztráty prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu na minimum. Požadavek, aby ztráty výkonu prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu byly minimální, vede k podmínce:

$$\frac{d(N_{\delta t} + N_{\delta n})}{d\kappa} = N \cdot \eta_p \cdot \frac{d(a \cdot \delta_t + \delta_n)}{d\kappa} = 0 \text{ [k]}; \quad (\text{M } 55)$$



11. Ztráty výkonu prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu s hnanou nápravou.

Řešením této rovnice spolu s rovnicí (M 49) vzhledem ke „ κ “ plyne

$$\kappa_{opt} = \kappa(G) [-]; \quad (M 56)$$

Analytické řešení těchto rovnic je vzhledem k složitosti funkcí obtížné, a proto se omezíme pouze na numerický výpočet a grafické znázornění. Na obr. 11 je závislost $(a \cdot \Delta\delta + \delta_n)_{\min} = \chi(\kappa)$ reprezentována křivkou, procházející body minima křivek $(a \cdot \Delta\delta + \delta_n) = \varphi(\kappa)$ pro různá „ G “. Z tohoto diagramu je patrné, že optimální poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou, při němž ztráty výkonu prokluzem dosahují minimální hodnoty, je veličina stálá a rovná 1,00 a nezávisí tedy na zatížení návěsu s hnanou nápravou, tj. $\kappa_{opt} = 1,00 [-]$, a, za druhé, že náhodné a v praktickém provozu nevyhnutelné změny „ κ “ následkem opotřebení pneumatik, změny tlaku vzduchu v pneumatikách, radiální deformace pneumatik vlivem různého zatížení a jiných faktorů, nemají na ztráty výkonu prokluzem hnacích kol podstatný vliv, jak nasvědčuje značná plochost křivek $(a \cdot \Delta\delta + \delta_n) = \varphi(\kappa)$ pro různá „ G “.

2.8 Tahové charakteristiky agregátu traktoru a návěsu s hnanou nápravou

Na základě již odvozených závislostí lze stanovit teoretické tahové charakteristiky agregátu traktoru a návěsu s hnanou nápravou.

Tahové charakteristiky udávají obvykle průběh výkonu na háku, skutečné rychlosti, prokluzu, případně jiných veličin v závislosti na síle na háku traktoru:

$$P_{ht} = P_{tt} - f \cdot G_t [kg], \quad (M 57)$$

kde: P_{ht} — tažná síla na háku traktoru [kg],
 P_{tt} — tečná síla na hnacích kolech traktoru [kg],
 G_t — pracovní váha traktoru [kg],
 f — součinitel odporu valení [-];

V našem případě je podle vzorce (M 47)

$$P_{ha} = P_{tt} + P_{tn} - f \cdot (G_t + G_n + G) [kg], \quad (M 58)$$

a tažná síla na háku agregátu „ P_{ha} “ se tedy mění se změnou zatížení návěsu „ G “. Proto je v tahových charakteristikách agregátu traktoru a návěsu s hnanou nápravou stanoven průběh výkonu na háku agregátu „ N_{ha} “, skutečné rychlosti pohybu agregátu $v_t = v_n = v [km/hod]$, prokluzu hnacích kol traktoru „ δ_t “ a prokluzu hnacích kol návěsu „ δ_n “ v závislosti na součtu tečných sil na hnacích kolech traktoru a návěsu s hnanou nápravou $P_{tt} + P_{tn} = \Sigma P_t [kg]$.

Tahové charakteristiky, uvedené na obr. 12, byly sestaveny tímto postupem:

Křivky $\delta_n = \delta_n(\Sigma P_t)$ a s ohledem na vztah (M 10) tedy i křivky $\delta_t = \delta_t(\Sigma P_t)$ byly sestaveny dle závislosti (M 43).

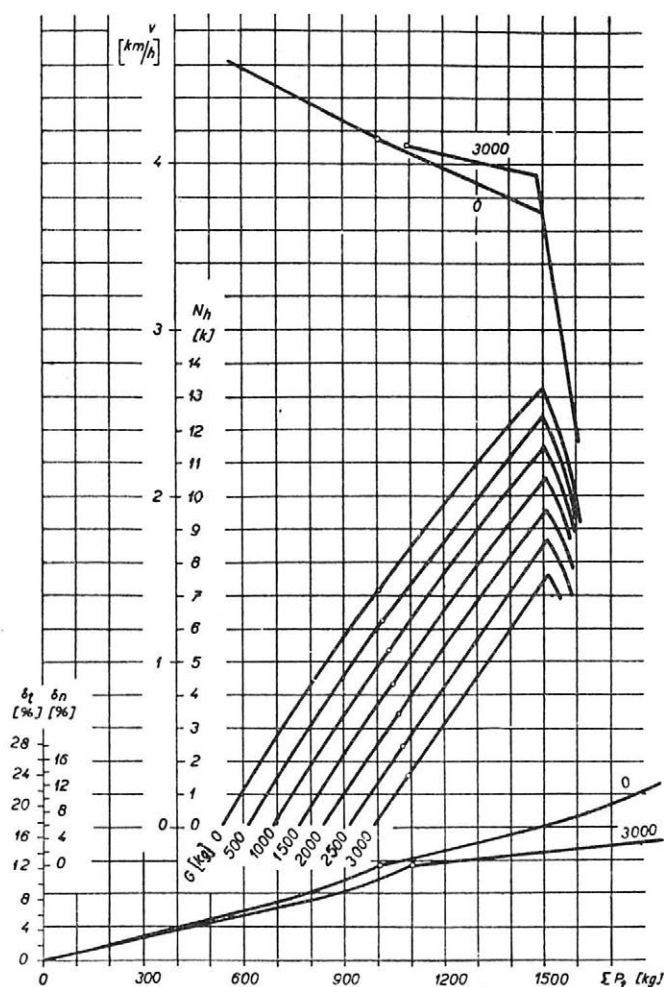
Pro stanovení skutečné rychlosti pohybu agregátu „ v “ podle vztahu (M 07) je třeba znát průběh otáček motoru „ n “ v závislosti na součtu tečných sil „ ΣP_t “. Charakteristikou motoru je průběh otáček motoru „ n “ obvykle udáván v závislosti na krouticím momentu motoru „ M “. Pro motor traktoru Z-25 K je tento průběh ve zjednodušeném tvaru znázorněn na obr. 13.

Krouticí moment motoru „ M “ v závislosti na součtu tečných sil „ ΣP_t “ plyne ze vztahu (M 44)

$$M = \frac{1}{\eta_p} \cdot \Sigma P_t \cdot \frac{R_t}{i_t} \cdot \frac{1}{a \cdot (1 - \kappa) + \kappa} [kgm], \quad (M 59)$$

do kterého se dosadí hodnoty „ ΣP_t “ a „ $\frac{1}{a \cdot (1 - \kappa) + \kappa}$ “, vypočtené ze vztahů

(M 43) a (M 42) v závislosti na „ δ_t “, pro různá zatížení návěsu „ G “. Pro jednotlivé takto stanovené hodnoty „ M “ odečtou se z obr. 13 otáčky motoru „ n “ a dosazením do vzorce (M 07) se vypočte skutečná rychlost pohybu agregátu „ v “.



12. Tahové charakteristiky agregátu traktoru a návěsu 2,5 t s hnanou nápravou.

Pro stanovení výkonu na háku agregátu podle vztahu

$$N_{ha} = \frac{P_{ha} \cdot v}{270} [k], \quad (M 60)$$

kde: N_{ha} — výkon na háku agregátu traktoru a návěsu s hnanou nápravou [k],

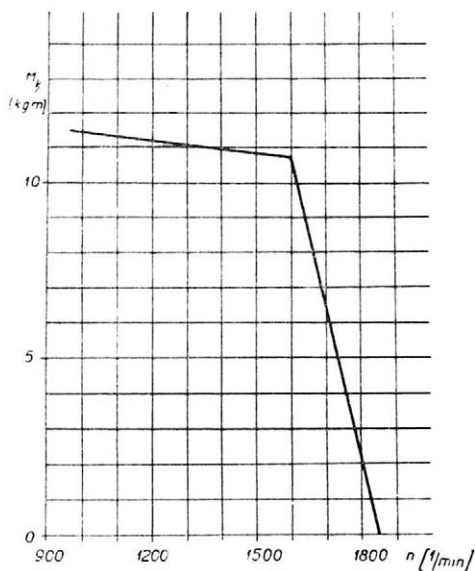
P_{ha} — celková tažná síla agregátu [kg],

v — skutečná rychlost agregátu [km/hod],

je třeba kromě skutečné rychlosti „ v “ určit ještě celkovou tažnou sílu agregátu „ P_{ha} “ podle vztahu (M 58).

Tímto způsobem byly stanoveny průběhy křivek pro různá zatížení návěsu

„ G'' “. Zlomý křivek výkonu na háku agregátu $N_{ha} = N(\Sigma P_t)$ a praktické rychlosti agregátu $v = v(\Sigma P_t)$ odpovídající jednak zlomům křivek prokluzů $\delta_{t,n} = \delta(\Sigma P_t)$, jednak zlomu křivky krouticího momentu motoru $M = M(n)$.



Zatím co u obvyklých tahových charakteristik traktoru je žádoucí, aby výkon na háku byl co největší částí výkonu motoru, je v tomto případě výhodné, aby výkon na háku agregátu byl minimální, tak aby výkon motoru traktoru byl využit již samotným užitečným zatížením návěsu s hnanou nápravou. Avšak určitá záloha výkonu motoru i při maximálním zatížení návěsu (zbývající výkon na háku agregátu) je nutná pro zrychlování agregátu, případně pro překonávání různých překážek, jako stoupání apod.

13. Zjednodušená charakteristika motoru traktoru Z—25 K.

3. Praktické závěry pro konstrukci

Teoretické závislosti, odvozené v kapitole 2, mají velký praktický význam, neboť umožňují určit základní parametry pro konstrukci návěsu s hnanou nápravou k určitému traktoru.

K výpočtu je třeba znát tyto výchozí údaje (viz tabulka III):

Výpočet se provádí podle postupu, uvedeného níže. Kromě obecných vzorců*) je postup ilustrován konkrétním příkladem výpočtu základních parametrů pro konstrukci návěsu s hnanou nápravou k traktoru Z-25 K. Potřebné výchozí údaje jsou uvedeny v tabulce III, sloupec 5. Při všech výpočtech se nepočítá se zatížením na háku agregátu, tj. uvažuje se $P_{ha} = 0$ [kg], neboť tento zvláštní případ má největší praktické uplatnění.

3.1 Stanovení maximální nosnosti návěsu s hnanou nápravou

Maximální nosnost návěsu s hnanou nápravou k určitému traktoru lze stanovit z podmínky, aby výkon motoru traktoru zabezpečil pohyb celého agregátu určitou zvolenou rychlostí. Vzhledem k tomu, že hnaná náprava návěsu má zvýšit

*) V této souvislosti považujeme za nutné a důležité znovu podotknout, že všechny zde odvozené vztahy platí pouze za předpokladů, uvedených v odstavci 2.1, tj. především pro přímočarý rovnoměrný pohyb agregátu traktoru a návěsu s hnanou nápravou po vodorovné rovině s homogenním povrchem. Dynamické poměry při křivočarém pohybu agregátoru traktoru a návěsu s hnanou nápravou nejsou v této práci rozebírány. O tomto problému a některých dalších, jako na příklad, dynamických poměrech agregátu při pohybu po nakloněné rovině, bude pojednáno v některém z příštích čísel tohoto časopisu.

III. Výchozí údaje, potřebné pro určení základních parametrů pro konstrukci návěsu s hnanou nápravou

Pořadové číslo	Ukazatel	Označení	Rozměr	Hodnota
1	2	3	4	5
01	Součinitel odporu valení na uvažované půdě	f	—	0,15
02	Směrnice počáteční přímkové části závislosti prokluzu na součiniteli využití adheze na uvažované půdě	m	—	0,22
03	Nominální výkon motoru traktoru	N	k	24
04	Nominální počet otáček motoru traktoru	n	$1/min$	1 600
05	Účinnost převodů od motoru na hnací kola	η_p	—	0,90
06	Pracovní váha traktoru	G_t	kg	2 415
07	Převodový poměr od motoru traktoru na jeho hnací kola pro převodový stupeň, pro něj se konstruuje návěs s hnanou nápravou	i_t	—	106,5
08	Dynamický poloměr hnacího kola traktoru	R_t	m	0,70
09	Minimální přípustná hodnota dynamického poloměru hnacího kola traktoru	$R_{t \min}$	m	0,67
10	Únosnost pneumatiky hnacího kola traktoru	$Q_{t \max}$	kg	700
11	Vzdálenost těžiště traktoru od svislé roviny, procházející osou řídicích kol traktoru	a	m	1,39
12	Vzdálenost bodu závěsu od svislé roviny, procházející osou řídicích kol traktoru	b	m	2,62
13	Rozvor traktoru	l	m	1,95
14	Výška bodu závěsu nad opěrnou plochou kol traktoru	h	m	0,37
15	Poměr pracovní váhy návěsu s hnanou nápravou k jeho nosnosti	ε	—	0,40

průchodnost agregátu, zejména v těžkých podmínkách, doporučuje se volit nejnížší rychlost. To se, samozřejmě, netýká návěsu s hnanou nápravou pro horské oblasti, kde se požaduje funkce hnané nápravy při všech rychlostech.

$$N = \frac{P_{tt} \cdot v_{tt}}{270 \cdot \eta_p} + \frac{P_{tn} \cdot v_{tn}}{270 \cdot \eta_p} [k]; \quad (M 61)$$

Podle rovnic (M 07), (M 08) a (M 09) platí

$$\frac{v_{tt}}{v_{tn}} = \kappa [-]; \quad (M 62)$$

S použitím tohoto vztahu bude po příslušné úpravě

$$N = \frac{v_{tt}}{270 \cdot \eta_p} \cdot (P_{tt} + \frac{P_{tn}}{\kappa}) [k] \quad (M 63)$$

a

$$N = \frac{v_{tn}}{270 \cdot \eta_p} \cdot (\kappa P_{tt} + P_{tn}) [k];$$

$$\text{Zavedením } \kappa = 1,00 [-] \text{ a dosazením za „} P_{tt} + P_{tn} \text{“ z rovnice} \quad (M 47)$$

při $P_{ha} = 0$ [kg] přecházejí rovnice (M 63) v nerovnosti

$$\frac{f \cdot (G_t + G_n + G_{\max})}{270 \cdot \eta_p} \cdot v_{tt} \geq N \geq \frac{f \cdot (G_t + G_n + G_{\max})}{270 \cdot \eta_p} \cdot v_{tm} [k]; \quad (\text{M } 64)$$

Pro jednoduchost lze přibližně uvažovat, že veličina „ N “ je rovna aritmetickému průměru obou mezních hodnot, tj.

$$N = \frac{f \cdot (G_t + G_n + G_{\max})}{270 \cdot \eta_p} \cdot v_{tt} \cdot \left(\frac{1 + \frac{1}{z}}{2} \right) [k]; \quad (\text{M } 65)$$

Zavedeme-li poměr pracovní váhy návěsu s hnanou nápravou k jeho nosnosti

$$\varepsilon = \frac{G_n}{G_{\max}} [-] \quad (\text{M } 66)$$

a nahradíme-li „ v_{tt} “ příslušným výrazem podle (M 07), bude konečně

$$G_{\max} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \cdot \left(\frac{716,2 \cdot N \cdot \eta_p \cdot i_t}{R_t \cdot n \cdot f \cdot \frac{z + 1}{2 \cdot z}} - G_t \right) [kg], \quad (\text{M } 67)$$

tj., s přihlédnutím k (M 36)

$$G_{\max} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \cdot \left(\frac{P'_{tt}}{f \cdot \frac{z + 1}{2 \cdot z}} - G_t \right) [kg]; \quad (\text{M } 68)$$

Je snadno nahlédnout, že rovnice (M 68) je shodná s rovnicí (M 47).

Je-li $P_{tt} + P_{tm} = P'_{tt} \cdot \frac{2 \cdot z}{z + 1}$ [kg]. V uvedených vztazích je:

v_{tt} — teoretická rychlost traktoru, pro kterou se konstruuje návěs s hnanou nápravou [km/hod],

v_{tm} — totéž pro návěs s hnanou nápravou [km/hod],

$G_{\max}$ — nosnost návěsu s hnanou nápravou [kg],

ε — poměr pracovní váhy návěsu s hnanou nápravou k jeho nosnosti [-].

Pro praktický výpočet použijeme s dostatečnou přesností výrazu (M 67), v němž pro první přiblížení položíme $z = 1,00$ [-], t. j.

$$G_{\max} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \cdot \left(\frac{716,2 \cdot N \cdot \eta_p \cdot i_t}{R_t \cdot n \cdot f} - G_t \right) [kg]; \quad (\text{M } 69)$$

Příklad:

$$G_{\max} = \frac{1}{1 + 0,40} \cdot \left(\frac{716,2 \cdot 24 \cdot 0,90 \cdot 106,5}{0,70 \cdot 1\,600 \cdot 0,15} - 2\,415 \right) = 5\,280 [kg];$$

$$\text{a } G_n = 0,40 \cdot 5\,280 = 2\,112 [kg];$$

Z praktických důvodů, zejména aby byla zajištěna určitá záloha výkonu motoru, schopná udílet agregátu zrychlení a překonávat různé překážky, jako stoupání apod., zvolíme

$$G_{\max} = 3\,000 [kg]$$

$$\text{a } G_n = 0,40 \cdot 3\,000 = 1\,200 [kg];$$

3.2 Stanovení rozměrů pneumatik pro návěs s hnanou nápravou

Rozměry pneumatik se volí podle jejich únosnosti, tak aby

$$\frac{C}{2} \leq Q_{n \max} [kg], \quad (M 70)$$

kde: $Q_{n \max}$ — únosnost pneumatiky hnacího kola návěsu $[kg]$;

Přitom se v prvním přiblížení uvažuje, že reakce na hnacích kolech návěsu činí přibližně 80 ÷ 85 [%] celkové váhy návěsu s nákladem. Na jedno kolo připadá polovina tohoto zatížení, takže

$$\frac{C}{2} = (0,80 \div 0,85) \cdot \frac{G_{\max} \cdot (1 + \varepsilon)}{2} [kg]; \quad (M 71)$$

Příklad:

$$\frac{C}{2} = (0,80 \div 0,85) \cdot \frac{3\,000 \cdot (1 + 0,40)}{2} = 1\,680 \div 1\,785 [kg];$$

Volíme plášť 10,50–16 ČSN 63 1167, který je charakterisován následujícími údaji podle tabulky IV:

IV. Charakteristika pláště 10,50-16 ČSN 63 1167

Plášť Označení	Ráfek Označení	Počet vloček	Průměr	Šířka	Poloměr statický	Poloměr účinný dy- namický	Únosnost při rychlosti 30(km/hod) a huštění 3,5 (atp) $Q_{n \max}$ kg
—	—	—	Dn	S	—	Rn	
—	—	ks	mm	mm	mm	mm	
1	2	3	4	5	6	7	8
10,50–16	7,001–16	12	940±8	268±6	448±4	453±4	1 800

Vidíme, že

$$1\,680 \div 1\,785 < 1\,800 [kg];$$

3.3 Volba převodové konstanty „æ“

Jak již bylo výše uvedeno (viz odstavec 2.4), nemá být teoretická rychlost traktoru menší, než teoretická rychlost návěsu s hnanou nápravou, tj. $\kappa \geq 1 [-]$.

Tato nerovnost platí v prvním přiblížení. Přesně řečeno, nesmí být poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou „æ“ menší, než určitý mezní poměr „æ_{lim}“, tj. $\kappa \geq \kappa_{\lim} [-]$, nemá-li být z výše uvedených důvodů (viz odstavec 2.4) traktor návěsem tlačěn, tj. $P_{ht} \geq 0 [kg]$, jak je patrné dále.

Z rovnice (M 25) pro mezní případ $P_{ht} = 0 [kg]$ plyne s použitím rovnic (M 28), (M 29) a (M 30):

$$\mu_t \lim = f \cdot \left(1 + \frac{A}{B}\right) [-]; \quad (M 72)$$

s druhé strany, podle rovnice (M 46) platí, s příslušným omezením vzhledem k li-
nearitě závislosti $\delta = \delta(\mu)$:

$$\mu_t = \frac{\kappa - 1 + \delta_n}{\kappa \cdot m} [-];$$

Přirovnáním pravých stran obou rovnic na základě rovnosti jejich levých stran získáme novou rovnici, jejímž řešením vzhledem k „ $\delta_{n\lim}$ “ plyne:

$$\delta_{n\lim} = 1 - \varkappa_{\lim} \cdot \left[1 - m \cdot f \cdot \left(1 + \frac{A}{B} \right) \right] [-], \quad (\text{M } 73)$$

přičemž dynamické veličiny „ A “ a „ B “ lze pro zjednodušení se současným zvýšením zálohy bezpečnosti nahradit statickými hodnotami „ A' “ a „ B' “, kde: A' — statická normální reakce řídicích kol traktoru s půdou [kg],

B' — totéž pro hnací kola traktoru [kg].

Dosazením tohoto výrazu za „ δ_n “ do rovnice (M 48) a dosazením „ $G_{\max}$ “, kde: $G_{\max}$ — nosnost návěsu s hnanou nápravou [kg],

za „ G^{**} “ do téže rovnice se funkční závislost (M 49) redukuje na

$$\psi'(\varkappa_{\lim}) = 0 [-], \quad (\text{M } 74)$$

jejímž řešením je „ $\varkappa_{\lim}$ “ jednoznačně určena.

3.31

Konstrukční hodnota „ $\varkappa$ “

Konstrukční hodnotu „ $\varkappa$ “ lze stanovit z podmínky, aby ve všech případech, tedy i v nejméně příznivém, poměr teoretických rychlostí traktoru a návěsu s hnanou nápravou nebyl menší, než „ $\varkappa_{\lim}$ “ podle rovnice (M 74), respektive jednodušeji, s dostačující pro praktickou konstrukci přesností a určitou zálohou bezpečnosti, než $\varkappa_{\lim} = 1,00 [-]$. Za nejméně příznivý případ je nutno považovat takový, kdy poloměr pneumatik traktoru je zmenšen na nejmenší přípustnou míru $R_t = R_{t\min} [m]$, tj. kdy pneumatiky jsou maximálně opotřebovány při dodržení všech ostatních předepsaných hodnot, jako tlaku vzduchu v pneumatikách atd., a kdy pneumatiky návěsu s hnanou nápravou mají největší možný průměr $R_n = R_{n\max} [m]$, tj. největší výrobní toleranci směrem k zvětšení průměru. K zmenšení poloměru valení hnacích kol, zejména návěsu, následkem radiální deformace pneumatik vlivem zatížení nepřihlížíme, což jen zvýší zálohu bezpečnosti. Ostatní veličiny, určující „ $\varkappa$ “ (M 08), jsou neměnné. Platí tedy

$$\frac{\frac{R_{t\min}}{i_t}}{\frac{R_{n\max}}{i_n}} \stackrel{!}{=} \varkappa_{\lim} [-], \quad (\text{M } 75)$$

odkud

$$i_n = i_t \cdot \varkappa_{\lim} \cdot \frac{R_{n\max}}{R_{t\min}} [-] \quad (\text{M } 76)$$

a

$$\varkappa = \varkappa_{\lim} \cdot \frac{R_t \cdot R_{n\max}}{R_n \cdot R_{t\min}} [-], \quad (\text{M } 77)$$

respektive, podle toho, co bylo uvedeno výše,

$$\varkappa = \frac{R_t \cdot R_{n\max}}{R_n \cdot R_{t\min}} [-]; \quad (\text{M } 78)$$

Tento výraz má oproti výrazu (M 77) kromě jednoduchosti a určité zálohy bezpečnosti, kterou zajišťuje, i tu výhodu, že má obecnou platnost, neboť obsahuje

*) Neboť při $\varkappa < 1 [-]$ (v opačném případě je tato úvaha zřejmě bezpředmětná, jelikož platí odstavce 2.4) se s rostoucím „ G “ zmenšuje „ δ_n “ a tudíž i „ δ_t “, a tím se blíží kritické hodnotě podle (M 72).

pouze konstrukční parametry a „ κ “ nezávisí tedy na provozních podmínkách, jako, na příklad, půdních vlastnostech [f ; $\delta = \delta(\mu)$], zatížení návěsu „ G “ a j.

Příklad:

$$i_n = 106,5 \cdot \frac{0,457}{0,67} = 72,64 [-]$$

a

$$\kappa = \frac{0,70 \cdot 0,457}{0,45 \cdot 0,67} = 1,061 [-];$$

3.4 Stanovení polohy těžiště nezatíženého návěsu

Polohu těžiště návěsu lze stanovit z podmínky, aby za uvažovaných půdních poměrů volnoběh spojil transmissi pro přenos výkonu na hnanou nápravu návěsu při určitém požadovaném zatížení návěsu „ G_{sp} “ bez dalšího zatěžování agregátu silou na háku, tj. $P_{ha} = 0$ [kg]. Je výhodné zvolit $G_{sp} = 0$ [kg], neboť funkce hnané nápravy je zřejmě zabezpečena pro všechna $G \geq G_{sp}$ [kg] (viz obr. 10). Je-li $G = G_{sp} = 0$ [kg], bude tedy určena poloha těžiště nezatíženého návěsu.

Poloha těžiště nezatíženého návěsu, charakterisovaná veličinou „ K “ [viz označení k rovnici (M 22)], se stanoví z rovnice (M 48) dosazením za $\delta_n = 0$ [-] [viz odstavec 2.4 a (M 12)], $P_{ha} = 0$ [kg] a $G = 0$ [kg]. S přihlédnutím k rovnici (M 46) bude

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot m} \cdot (G_t \cdot E \cdot H + G_n \cdot F \cdot K) \cdot \frac{1}{\left(l - \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot m} \cdot h\right) \cdot H} = f \cdot (G_t + G_n) \text{ [kg]}, \quad (\text{M } 79)$$

nebo, po označení

$$\frac{K}{H} = \beta [-], \quad (\text{M } 80)$$

a vyřešení rovnice (M 79) vzhledem k „ β “

$$\beta = \frac{f}{F} \cdot \left(1 + \frac{G_t}{G_n}\right) \cdot \left(\frac{\kappa \cdot m \cdot l}{\kappa - 1} - h\right) - \frac{G_t}{G_n} \cdot \frac{E}{F} [-]; \quad (\text{M } 81)$$

Po zvolení vzdálenosti bodu závěsu od svislé roviny, procházející osou hnacích kol návěsu, „ d “ lze na základě znalosti poměru „ β “ určit vzdálenost těžiště nezatíženého návěsu od svislé roviny, procházející osou jeho hnacích kol, „ g “ ze vztahu

$$g = \beta \cdot d - f \cdot (h - R_n) \cdot (1 - \beta) \text{ [m]}, \quad (\text{M } 82)$$

anebo, přibližně, se zanedbáním veličiny „ $f \cdot (h - R_n) \cdot (1 - \beta)$ “ jako malé vzhledem k veličině „ $\beta \cdot d$ “,

$$g = \beta \cdot d \text{ [m]}; \quad (\text{M } 83)$$

Příklad:

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{0,15}{2,67} \cdot \left(1 + \frac{2 \ 415}{1 \ 200}\right) \cdot \left(\frac{1,061 \cdot 0,22 \cdot 1,95}{1,061 - 1} - 0,37\right) - \frac{2 \ 415}{1 \ 200} \cdot \frac{1,44}{2,67} = \\ &= 0,113 [-]; \end{aligned}$$

a zvolíme-li $d = 3,00$ [m],

$$g = 0,113 \cdot 3,00 = 0,34 \text{ [m]},$$

nebo přesněji, podle (M 82)

$$g = 0,113 \cdot 3,00 - 0,15 \cdot (0,37 - 0,45) \cdot (1 - 0,113) = 0,35 \text{ [m]}.$$

Oba výsledky jsou prakticky stejné. Z toho je zřejmo, že pro stanovení základních parametrů pro konstrukci naprosto vyhovuje jednodušší přibližný vzorec (M 83), neboť konstruktér ani nemůže zaručit polohu těžiště konstruovaného návěsu s takovou přesností.

Polohou korby je určena poloha těžiště nákladu vzhledem k návěsu s hnanou nápravou, za předpokladu stejnoměrného naplnění korby stejnorodým materiálem.

Polohu těžiště nákladu vzhledem k návěsu s hnanou nápravou lze stanovit z podmínky, aby při maximálním zatížení návěsu nepřesáhlo zatížení hnacích kol traktoru maximální únosnost jejich pneumatik. S použitím rovnice (M 35) pro $G = G_{\max} [kg]$ se tato podmínka vyjádří takto:

$$Q_{t \max} \geq \frac{1}{2} \cdot \frac{G_t \cdot E \cdot (H - \mu_n \cdot h) + G_{\max} \cdot F \cdot (J - \mu_n \cdot h) + G_n \cdot F \cdot (K - \mu_n \cdot h)}{(l - \mu_t \cdot h) \cdot (H - \mu_n \cdot h)} [kg]; \quad (M 84)$$

Tato podmínka musí být splněna i v nejnepříznivějším případě, tj. i tehdy, dosahuje-li normální reakce hnacích kol traktoru s půdou největší hodnoty. Takový případ zřejmě nastává při největší tažné síle na háku traktoru, neboť i moment, vyvozený touto silou na rameni „ h “, který způsobuje odlehčení řídicích kol a dodatečné zatížení hnacích kol traktoru, bude největší. Tažná síla na háku traktoru je tím větší, čím větší je podíl hnacích kol traktoru na odběru výkonu motoru, tj. čím větší je veličina „ α “ (viz odstavec 2.6). Uvažujeme-li pro jednoduchost mezní případ $\alpha = 1,00 [-]$, kterému odpovídá prokluz hnacích kol návěsu $\delta_n = 0 [-]$, (viz odstavec 2.4 a obr. 9), dopustíme se sice určité nepřesnosti, neboť současným výskytem hodnot „ α “, $G = G_{\max} [kg]$ a $\delta_n = 0 [-]$ není splněna rovnost (M 49), avšak s přihlédnutím k tomu, že tím bude hodnota „ B “ poněkud zvětšena, zvýší se tak při výpočtu s použitím těchto hodnot pouze záloha bezpečnosti. Bude tedy s použitím rovnice (M 46):

$$Q_{t \max} \geq \frac{1}{2} \cdot \frac{G_t \cdot E \cdot H + G_{\max} \cdot F \cdot J + G_n \cdot F \cdot K}{\left(l - \frac{\alpha - 1}{\alpha \cdot m} \cdot h\right) \cdot H} [kg]; \quad (M 85)$$

Zavedeme-li

$$\frac{J}{H} = \gamma [-] \quad (M 86)$$

a přihlédneme-li k označení (M 80), bude, po vyřešení rovnice (M 85) vzhledem ke „ γ “

$$\gamma \leq \frac{2 \cdot Q_{t \max} \cdot \left(l - \frac{\alpha - 1}{\alpha \cdot m} \cdot h\right) - G_t \cdot E - G_n \cdot F \cdot \beta}{G_{\max} \cdot F} [-]; \quad (M 87)$$

Po zvolení vzdálenosti bodu závěsu od svislé roviny, procházející osou hnacích kol návěsu, „ d “ lze na základě znalosti poměru „ γ “ určit vzdálenost středu korby od svislé roviny, procházející osou jeho hnacích kol, „ j “ ze vztahu

$$j = \gamma \cdot d - f \cdot (h - R_n) \cdot (1 - \gamma) [m], \quad (M 88)$$

anebo, přibližně, se zanedbáním veličiny „ $f \cdot (h - R_n) \cdot (1 - \gamma)$ “ jako malé vzhledem k „ $\gamma \cdot d$ “:

$$j = \gamma \cdot d [m]; \quad (M 89)$$

Příklad:

$$\gamma \leq \frac{2 \cdot 700 \cdot \left(1,95 - \frac{1,061 - 1}{1,061 \cdot 0,22} \cdot 0,37\right) - 2 \cdot 415 \cdot 1,44 - 1 \cdot 200 \cdot 2,67 \cdot 0,153}{3 \cdot 000 \cdot 2,67} = -0,156 [-];$$

a zvolíme-li jako v odstavci 3.4 $d = 3,00 [m]$,

$$j = -0,156 \cdot 3,00 = -0,47 [m],$$

nebo přesněji, podle (M 88)

$$j = -0,156 \cdot 3,00 - 0,15 \cdot (0,37 - 0,45) \cdot (1 + 0,156) = -0,45 [m];$$

K tomuto výsledku je třeba učinit dvě poznámky: 1) Pro stanovení základních parametrů pro konstrukci vyhovuje jednodušší přibližný vzorec (M 89), obdobně jako v odstavci 3.4, a 2) záporná hodnota souřadnice „ j “ ukazuje, že střed korby návěsu musí ležet za osou jeho hnacích kol, nemá-li být překročena únosnost pneumatik hnacích kol traktoru. Takové uspořádání návěsu je však naprosto nevhodné, neboť by vyžadovalo umístění opěrného kolečka rovněž za osou hnacích kol návěsu a manipulace při připojování a odpojování různě zatíženého návěsu od traktoru by byla nebezpečná. Z tohoto důvodu docházíme k závěru, že traktor Z-25 K je v uvažovaném váhovém stavu pro agregátování s návěsem s hnanou nápravou nezpůsobilý, především pro malou únosnost pneumatik hnacích kol. Východiskem by bylo sejmutí přidavných závaží nebo opatření hnací nápravy traktoru dvojitými pneumatikami; v tomto případě by bylo $\gamma \leq 0,167 [-]$, což je přijatelné.

4. Souhrn

Práce obsahuje teoretický rozbor některých otázek vzájemných vztahů a působení traktoru a návěsu s hnanou nápravou, a to zejména: vztahu mezi prokluzem hnacích kol traktoru a návěsu; úlohy a oboru působnosti volnoběhu v transmisi mezi dvěma hnacími nápravami; normálních reakcí hnacích kol traktoru a návěsu; rozdělení výkonu motoru mezi hnacími koly traktoru a návěsu; ztrát výkonu motoru prokluzem hnacích kol; tahové charakteristiky agregátů traktoru s návěsem. Teoretický rozbor byl proveden za určitých zjednodušujících předpokladů.

Na základě teoretického rozboru byly dány praktické závěry pro konstrukci návěsu s hnanou nápravou k určitému traktoru, a to zejména: stanovení maximální nosnosti návěsu; volbu pneumatik pro návěs; volbu převodového poměru k návěsu stanovení polohy těžiště nezatíženého návěsu; stanovení polohy korby návěsu.

Kromě toho dává tato práce hrubý nástin postupu pro další teoretickou práci při řešení problémů v ní nezahrnutých i pro řešení rozebraných zde otázek v obecnější formě, tj. bez zjednodušujících předpokladů.

Literatura

01. „Agrartechnik Die“, 1957. — 02. Aniansson G., Drivkärör, Uppsala, 1953. — 03. Čudakov D. A., O tjažovoj dinamike traktorov s četjurmja věduščimi kolesami, „Mechanizacija i elektrifikacija socialističeskogo selskogo chozjajstva“ 5/1957, str. 8. — 04. Čudakov E. A., Theorie automobilu, Technicko-vědecké vydavatelství, Praha, 1952. —

05. Grečenko A., Posuzování kolových traktorů podle tahových charakteristik, „Sborník ČSAZV — mechanizace a elektrifikace zemědělství“ 3/1957, str. 145. — 06. Schilling E., Landmaschinen I Ackerschlepper, Luthé-Druck, Köln, 1955. — 07. Strouhal E., Sladký V., Použití hnané nápravy traktorového přívěsu v zemědělství, „Sborník ČSAZV — mechanizace a elektrifikace zemědělství“ 1/1957, str. 21.

Теоретический анализ некоторых вопросов конструирования и эксплуатации тракторного полуприцепа с ведущей осью

В работе содержится теоретический анализ некоторых вопросов о соотношениях и взаимодействии трактора и полуприцепа с ведущей осью, в частности: зависимости между буксованием ведущих колес трактора и полуприцепа; назначения и диапазона работы муфты обгона в трансмиссии между ведущими осями трактора и полуприцепа; нормальных реакций колес трактора и прицепа с почвой; распределения мощности двигателя на ведущие колеса трактора и полуприцепа; потерь мощности двигателя буксованием ведущих колес; тяговой характеристики агрегата трактора и полуприцепа. Теоретический анализ выполнен с введением определенных упрощающих допущений.

На основании теоретического анализа даны практические рекомендации по конструированию полуприцепа с ведущей осью для трактора определенного типа, в частности: по определению максимальной грузоподъемности полуприцепа; выбору шин для полуприцепа; определению передаточного числа от двигателя трактора на колеса полуприцепа; определению положения центра тяжести ненагруженного полуприцепа; определению положения кузова полуприцепа.

Кроме того, этой работой намечен в грубых очертаниях ход дальнейшей теоретической работы при решении проблем, не содержащихся в этой работе, а также при решении рассмотренных в ней вопросов в более общем виде, т. е. без упрощающих допущений.

Theoretische Analyse einiger mit der Konstruktion und Auslastung des Triebachsenanhängers verbundenen Probleme

Die vorliegende Arbeit enthält eine theoretische Analyse einiger Fragen der wechselseitigen Beziehung und Wirkung von Traktor und Triebachsenanhänger und zwar: der Beziehung zwischen dem Schlupf der Triebräder des Traktors und Anhängers; der Aufgabe auf dem Gebiete der Freilaufwirkung in der Übertragung zwischen beiden Triebachsen; der normalen Reaktion der Triebräder von Traktor und Anhänger; der Motorleistungsverluste infolge Schlupf der Triebräder; der Zugcharakteristik des Traktor-Anhängeraggregats. Die theoretische Analyse wurde unter gewissen vereinfachenden Voraussetzungen durchgeführt.

Auf Grund der theoretischen Analyse wurden praktische Schlußfolgerungen für die Konstruktion des Triebachsenanhängers zu einem bestimmten Traktor gezogen. Diese sind: die Ermittlung der maximalen Tragfähigkeit des Anhängers; die Reifenwahl zum Anhänger; die Wahl des Übertragungsverhältnisses zum Anhänger; die Ermittlung der Schwerpunkt-lage des unbelasteten Anhängers; die Ermittlung der Lage des Tragkorbs des Anhängers.

Überdies deutet die vorliegende Arbeit in groben Umrissen das Verfahren der weiteren theoretischen Arbeit an der Lösung der darin einbezogenen Probleme, sowie auch das Verfahren zur Lösung der hier behandelten Probleme in allgemeinerer Form, d. h. ohne vereinfachende Voraussetzungen, an.

Vozy na krmivo s automatickým vykládáním

Транспортные средства для кормов с автоматической разгрузкой

Futterwagen mit automatischer Entladung

Inž. Josef BLAŽEK, kandidát zemědělských věd

Došlo dne 12. VI. 1958

Úvod

Vozy s automatickým vykládáním jsou zařízením novějším. Jejich význam vyniká hlavně tehdy, pracují-li za sklízecí rezačkou a je-li dobytek ustájen ve volné stáji. Slouží k dopravě zelené řezanky z pole až do žlabu, takže vykonávají současně dva pracovní úkony: dopravu materiálu a zakládání do žlabu. Princip jejich činnosti je následující: Zelená řezanka, naložená do korby vozu, je účinkem hrabivového dopravníku posunována k vyhrnovacímu ústrojí, které vyhrnuje materiál na příčný vynášecí dopravník rovněž hrabivového typu, jehož žlab přechází přes bok vozu tak, že jeho výpadekový konec je nad průběžným krmným žlabem, podél kterého vůz jede. Přjetím vozu podél žlabu je krmivo založeno. Odtud je zřejmé, že tohoto vozu lze použít tam, kde kolem žlabu vede náležitě prostorná cesta, po níž se může pohybovat traktor s vlečným vozem. Takového stavu lze docílit především u volných stájí, ale též ve stájích s vázaným dobytkem. Ve druhém případě je potom výhodnější ustájení dobytka v podélných řadách hlavami k sobě, takže krmná chodba může být upravena náležitě prostorně uprostřed.

Konstrukce vozu

Vůz s automatickým vykládáním sestává z podvozku, korby, vyhrnovacího ústrojí, příčného vynášecího dopravníku a převodového ústrojí.

Podvozek může být zcela normální jako u silničních vlečných vozů. Zpravidla bývá na pneumatikách, konstruován pro náklad do 3,5 t. O tom, že na podvozek nejsou kladeny žádné mimořádné nároky, svědčí skutečnost, že někteří výrobci vyrábějí a prodávají pouze speciální součásti tohoto vozu, které lze namotovat na různé běžné vlečné vozy. Podvozky u provedených vozů tohoto typu mívají často automobilní rejd a nájezdovou čelistovou brzdu.

Korba je uzpůsobena pro náklad objemové píce. Má vysoké plechové stěny ze tří stran — zpravidla z boků a zezadu. Bočnice bývají nahoře spojeny oblouky, aby se vlivem nákladu příliš nedeformovaly. Objem korby bývá asi 10 m³, čemuž odpovídají rozměry: délka 3840 mm, šířka 1800 mm a výška 1450 mm.

Vyhrnovací ústrojí sestává z hrabicového dopravníku na dně korby a z vyhrnovacích bubnů, umístěných v jedné čelní straně korby, nejčastěji přední, která nemá výplň. Hrabicový dopravník může mít dva nebo i více řetězů, vzájemně spojených hrabícemi, vytvořenými nejčastěji z úhelníků. Pohybem dopravníku posunuje se náklad vozu k vyhrnovacím bubnům, které bývají nejčastěji dva nad sebou. Tyto bubny, opatřené několika řadami ocelových palců, odebírají materiál z celé šířky vozu a hází ho do žlabu příčného vynášecího dopravníku. Pokusy,

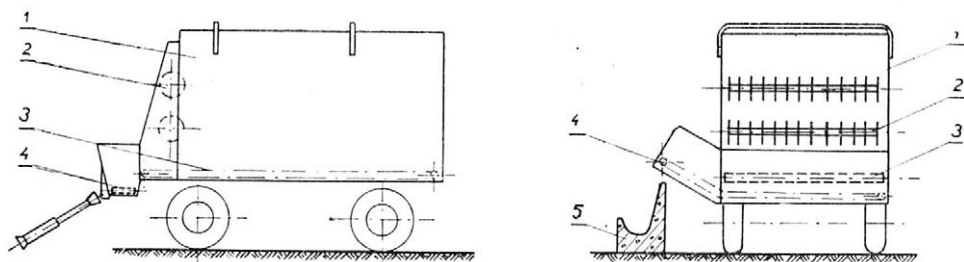


Schéma vozu na krmivo s automatickým vykládáním

1. korba, 2. vyhrnovací bubny, 3. dopravník na dně korby, 4. příčný vynášecí dopravník, 5. krmný žlab.

konanými ve Výzkumném ústavu mechanizace zemědělství ČSAZV, bylo zjištěno, že vhodná obvodová rychlost těchto bubnů je asi $3,85 \text{ m sec}^{-1}$, při jejich průměru asi 245 mm .

Příčný vynášecí dopravník bývá hrabicového typu, nejčastěji umístěný ve přední části vozu. Přední bočnice jeho žlabu bývá vysoko prodloužená, aby materiál vyhazovaný bubny nepřepadával. Tento dopravník, který je před nákladem vodorovný, je prodloužen přes bok vozu na jednu stranu šikmou částí, na jejímž konci je místo vyprazdňování. Přechýlující část žlabu dopravníku bývá sklopná a při pojezdě po silnici se přiklání k bočnici vozu, aby nebyly příliš zvětšovány dopravní rozměry vozu. Vynášecí dopravník bývá dvouřetězový s hrabíci rovněž z úhelníků. Rozteč hrabí má být poměrně malá.

Pohyblivé mechanismy vozu jsou poháněny náhonovým hřídelem od traktoru. Příčný dopravník je poháněn na straně plnění pomocí řetězového převodu. S pohybem tohoto dopravníku je spjat pohyb vynášecích bubnů. Převod musí být docílen jednak konickým soukolím a dále řetězovým převodem. Dopravník na dně vozu je poháněn rohatkovým mechanismem se západkou a excentrem. Zmínou excentricity čepu západky mění se její zdvih a tím též velikost pootočení rohatkového kola při každém zdvihu. Toto kolo je hnacím elementem řetězů dopravníku. Nevýhodou tohoto uspořádání je neustálé urychlování celého nákladu, čímž je namáhání řetězů značně nepříznivější. Ovšem plynulý, velice pomalý pohyb řetězů vyžadoval zajiště velmi složitých převodů.

Funkční výpočet

Hodinová výkonnost vynášecího ústrojí vozu musí být volena tak, aby vůz, který pojezdí kolem žlabu délky $L \text{ (m)}$ rychlostí $v_{poj} \text{ (m sec}^{-1}\text{)}$ založil plynule veškeré potřebné množství krmiva.

Délka krmného žlabu L jest závislá na stavebních úpravách a typu ustájení a je

$$L = n \cdot l \quad (m), \quad (1)$$

kde: n = počet ustájených kusů

l = délka žlabu, připadající na jeden kus (m)

V normálních stájích, kde je dobytek vázán, činí délka žlabu, připadající na jeden kus, asi 1,2 m , ve volných stájích bývá menší.

Váha krmiva, které má být založeno při jednom krmení (označení G kg), je

$$G = n \cdot g \quad (kg) \quad (2)$$

kde: g = váha dávky krmiva na jedno krmení a jeden kus (kg)

Váha jedné krmné dávky na jedno krmení a jeden kus může být při dvojitým krmením denně až asi 30 kg (dospělý hovězí dobytek). Krmí se zelenou pící — řezankou 2—5 cm dlouhou.

Pojížděcí rychlost vozu v_{poj} musí být stanovena podle dosažitelné, zpravidla nejmenší pojížděcí rychlosti traktoru, za který je vůz konstruován (bývá asi 3,5 $km\ h^{-1}$).

Doba t , za kterou musí být G kg krmiva založeno do žlabu, jest závislá na délce krmného žlabu L a pojížděcí rychlosti vozu a je

$$t = \frac{L}{v_{poj}} \quad (sec), \quad (3)$$

kde: v_{poj} je dosazováno v $m\ sec^{-1}$.

Aby bylo za tuto dobu t vyneseno z vozu G kg krmiva, musí být hodinová výkonnost vynášecího ústrojí vozu Q $kg\ h^{-1}$, jak níže uvedeno:

$$Q = G \cdot \frac{3600}{t} \quad (kg\ h^{-1}) \quad (4)$$

což dále lze upravit dosazením z rovnice (3)

$$Q = G \cdot 3600 \cdot \frac{v_{poj}}{l} \quad (5)$$

Dosazením za L a G z rovnic (1) a (2) lze konečně stanovit

$$Q = g \cdot 3600 \cdot \frac{v_{poj}}{1} \quad (kg\ h^{-1}) \quad (6)$$

Výpočet hlavních rozměrů hrabicových dopravníků:

Označíme-li hodinovou výkonnost vynášecího hrabicového dopravníku (příčného) Q_v a hodinovou výkonnost dopravníku na dně korby Q_k , potom tyto výkonnosti budou:

$$Q_v = 3600 \cdot F \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \quad (kg\ h^{-1}) \quad (7)$$

kde: F = plocha průřezu žlabu dopravníku (m^2)

v = rychlost pohybu řetězového pásu dopravníku ($m\ sec^{-1}$)

γ = objemová váha dopravovaného materiálu ($kg\ m^{-3}$)

ψ = součinitel zaplnění žlabu

Plocha průřezu žlabu F bývá zpravidla menší (s ohledem na požadovanou dopravní výkonnost) než u běžných dopravníků tohoto typu. To je odůvodněno tím, že celkové rozměry tohoto příčného vynášecího dopravníku nesmí nadměrně zvětšovat celkové rozměry vozu.

Rychlost pohybu řetězového pásu dopravníku v neměla by podle běžných zásad pro hrabíkové dopravníky přesahovat hodnotu $0,5 \text{ m sec}^{-1}$. Ovšem s ohledem na nutnost volby poměrně malého průřezu žlabu F , o čemž byla výše zmínka, bývá tato rychlost až do 1 m sec^{-1} .

Součinitel zaplnění žlabu vynášecího dopravníku ψ jest závislý na vlastnostech dopravovaného materiálu a rozteči hrabí a volí se v mezích $0,6-0,9$. Poněvadž pro menší rozteč hrabí a jemnou zrnitost materiálu se součinitel zaplnění žlabu zvětšuje, je možno pro tento účel volit součinitel zaplnění žlabu $\psi = 0,8-0,9$.

A dále:

$$Q_k = F_k \cdot v_k \cdot \gamma \cdot 3600 \quad (\text{kg h}^{-1}) \quad (8)$$

kde: F_k = profil nákladu v korbě vozu (m^2)

v_k = průměrná rychlost pohybu materiálu v korbě vozu (m sec^{-1})

Profil nákladu materiálu v korbě vozu F_k je

$$F_k = a \cdot b \quad (\text{m}^2), \quad (9)$$

kde: a = šířka korby (m)

b = výška nákladu v korbě (m)

Průměrná rychlost pohybu materiálu v korbě vozu v_k je za jinak stejných podmínek závislá na průměrné rychlosti dopravníku na dně korby. Podle měření, provedených na funkčním modelu vozu VAV — 2,5, který byl sestaven ve Výzkumném ústavu mechanizace zemědělství ČSAZV lze stanovit, že poměr mezi průměrnou rychlostí materiálu a rychlostí dopravníku jest asi

$$v_k = 0,6 \cdot v_d, \quad (10)$$

kde: v_d = průměrná rychlost pohybu dopravníku na dně korby (m sec^{-1}).

Objemová váha zelené řezanky γ je přibližně $300-400 \text{ kg m}^{-3}$. Dosadíme-li tedy tuto hodnotu do rovnice (8), jakož i po dosazení z rovnic (9) a (10) dostáváme konečně

$$Q_k = a \cdot b \cdot v_d \cdot 756000 \quad (\text{kg h}^{-1}) \quad (11)$$

Pro správnou činnost při vyprazdňování krmiva z vozu musí mít zřejmě dopravník na dně korby stejnou hodinovou výkonnost jako příčný vynášecí dopravník. Musí tedy platit

$$Q_v = Q_k \quad (12)$$

Je-li ovšem hodinová výkonnost dopravníku na dně korby Q_k měnitelná (změnou rychlosti pohybu v_d) a hodinová výkonnost vynášecího dopravníku Q_v neproměnlivá, potom zajisté musí být do rovnice (12) dosazováno Q_v maximální (pro maximální v_d).

Shodností hodinových výkonností obou dopravníků je sice zajištěna důležitá podmínka správného využití dopravníků, avšak není tím ještě dán předpoklad pro správné využití vozu jakožto celku. Aby tomu tak bylo, musí kromě rovnosti (12) platit dále

$$Q_v = Q_k = Q, \quad (13)$$

kde: Q vyplývá z rovnice (4), (5) nebo (6).

Po dosazení do rovnic (13) z výrazů (6), (7) a (8) dostáváme

$$g \cdot \frac{v_{poj}}{l} = F \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi = F_k \cdot v_k \cdot \gamma \quad (14)$$

a po úpravě

$$\frac{g \cdot v_{poj}}{l \cdot \gamma} = F \cdot v \cdot \psi = F_k \cdot 0,6 \cdot v_d \quad (15)$$

Protože v rovnicích (15) jsou veličiny g , v_{poj} , l , γ předem zadány a dále veličiny v , ψ , F_k volíme podle pokynů výše uvedených, možno vypočítat jednak potřebnou plochu průřezu žlabu vynášecího dopravníku F a dále rychlost pohybu dopravníku na dně korby v_d

Z rovnic (15) lze tedy úpravou získat

$$F = \frac{g \cdot v_{poj}}{l \cdot \gamma \cdot v \cdot \psi} \quad (m^2) \quad (16)$$

a

$$v_d = \frac{g \cdot v_{poj}}{l \cdot \gamma \cdot F_k \cdot 0,6} \quad (m \text{ sec}^{-1}) \quad (17)$$

Exploatační principy

Nejlepší by bylo, kdyby jedinou jízdou podél žlabu bylo veškeré množství krmiva G založeno. Muselo by tedy platit

$$a \cdot b \cdot c \cdot \gamma = G \quad (18)$$

a odtud

$$c = \frac{G}{a \cdot b \cdot \gamma} \quad (m) \quad (19)$$

kde: c = délka korby vozu (m)

Protože zvětšování šířky a výšky korby je omezeno předpisy pro vozidla, pohybující se po silnicích, mohla by při větším počtu ustájených kusů vyjít korba příliš dlouhá. V tom případě je vhodné volit rozměry korby takové, aby váhová náplň byla podílem z množství krmiva G .

A dále: nelze-li docílit výkonnost dopravníků vozu takovou, že při rychlosti pojíždění v_{poj} je veškeré množství krmiva G kg založeno do žlabu délky L m, potom je nutno stanovit redukovanou výkonnost dopravníků tak, aby založení G kg krmiva bylo docíleno větším počtem dokončených jízd vozu podél žlabu. V tom případě stanoví se obecně hodinová výkonnost vynášecího ústrojí vozu Q nikoliv pro délku žlabu L m, nýbrž pro délku žlabu redukovanou

$$L_{red} = k \cdot L \quad (m) \quad (20)$$

kde: k = celé číslo kladné, vyjadřující, kolika jízdami podél žlabu má být docíleno založení G kg krmiva.

Dosazením výrazu (20) do rovnice (5) a po úpravě shledáme, že redukovaná výkonnost vynášecího ústrojí vozu je

$$Q_{red} = \frac{Q}{k} \quad (21)$$

V závěru této stati možno ještě poukázat na to, že obsluha vozu jest prováděna jedinou osobou — traktoristou. Proto mělo by být pamatováno na usnadnění jak obsluhy, tak i kontroly činnosti vozu traktoristou. K usnadnění kontroly činnosti vozu slouží umístění příčného vynášecího dopravníku v přední části vozu. Kromě toho lze na traktor umístit zpětné zrcátko.

Obsluha vozu při zakládání do žlabu spočívá hlavně v tom, že traktorista musí neustále dbát, aby vyprazdňovací konec příčného vynášecího dopravníku byl nad žlabem, do kterého má krmivo padat. Proto musí jet stále ve stejné vzdálenosti podél žlabu. Lze tedy na předek traktoru připevnit vodorovnou příčnou tyč, jejíž délka je nastavena podle správné vzdálenosti traktoru od žlabu při zakládání

anebo lze cestu podél žlabu opatřit různě vyznačenou přímkou podél žlabu, po které vede traktorista traktor, ku př. jedním z předních kol. Cílem všech těchto úprav je odstranění nutnosti častého otáčení traktoristy zpět.

Souhrn

Lze oprávněně očekávat, že v souladu s novou technologií chovu hospodářských zvířat budou do budoucna stále ve větší míře zaváděny do naší zemědělské praxe volné stáje, v nichž vozy s automatickým vykládáním do žlabu naleznou zajisté velmi významné uplatnění. Tato okolnost vyniká tím více, čím více a lepších sklízecích řezaček jest zaváděno do provozu, neboť kombinace těchto dvou strojů zdá se být v současné době jedním z nejlepších řešení otázky sklizně, nakládání, dopravy a zakládání do žlabu při krmení zelenou, čerstvou pící. Je proto nutné již dnes věnovat vozům s automatickým vykládáním do žlabu patřičnou pozornost.

Транспортные средства для кормов с автоматической разгрузкой

Вполне обосновано предположение, что в связи с новой технологией в животноводстве будут в будущем во все возрастающем объеме применяться в нашей сельскохозяйственной практике скотные дворы со свободным содержанием скота. Транспортные средства с автоматической разгрузкой непосредственно в кормушки приобретают поэтому весьма большое значение. Это значение будет возрастать по мере того, чем больше силосных комбайнов высокого качества будет использоваться в хозяйстве, так как сочетание этих двух машин представляется в настоящее время одним из наилучших решений вопросов уборки, погрузки, транспорта и раздачи в кормушки при скармливании свежего зеленого корма. Поэтому необходимо уже в настоящее время уделять транспортным средствам с автоматической разгрузкой в кормушки должное внимание.

Futterwagen mit automatischer Entladung

Es kann mit Recht vorausgesetzt werden, daß im Einklang mit der neuen Technologie der Nutztviehhaltung in Zukunft in immer breiterem Maßstab Offenlaufställe in unsere Landwirtschaftsbetriebe eingeführt werden, wo die Wagen mit automatischer Entladung des Futters in den Trog gewiß eine sehr bedeutende Anwendung finden werden. Dieser Umstand ist um so bedeutender, je mehr und je bessere Mähhäcksler im Betrieb eingesetzt werden, denn die Kombination dieser beiden Maschinen scheint gegenwärtig eine der besten Lösungen der mit der Ernte, mit dem Aufladen, dem Transport und dem Einfüllen von Grünfutter in den Trog verbundenen Probleme zu bilden. Es ist daher notwendig, bereits, heute den Wagen mit automatischer Entladung des Futters in den Trog die gebührende Aufmerksamkeit zu widmen.

Vliv pneumatik a jejich radiálního zatížení na tahové vlastnosti traktoru

Влияние пневматических шин и их радиальной нагрузки на тяговые качества трактора

Einfluß der Gummireifen und ihrer radikalen Belastung auf die Zugeigenschaften des Schleppers

Inž. Vladimír KOSEK

Došlo dne 17. V. 1958

Úvod

Snaha konstruktérů a výzkumných ústavů různých států v oboru traktorů přiblížit kolový traktor v tahových a agrotechnických vlastnostech k typům pásovým, vede k intenzivnímu výzkumu zvyšování celkové účinnosti kolových traktorů. Tento problém není řešen pouze zásadní změnou konstrukce (traktory s pohonem všech kol, polopásky různých typů atd.), ale i úpravami a volbou nových parametrů kolových traktorů klasické koncepce.

Naši snahou při řešení této problematiky bylo přezkoumat některé charakteristické ukazatele pneumatik, hlavně závislost součinitele přilnavosti pneumatiky na jejím adhesním zatížení a na druhu pole nebo vozovky.

Označení a pojmy

Označení:	Název:	Rozměr:
a	horizontální vzdálenost těžiště od středu zadní nápravy traktoru	mm
c	horizontální vzdálenost háku (závěsu) od středu zadní nápravy	mm
G	váha traktoru	kg
G_{1s}	statické zatížení přední nápravy	kg
G_{2s}	statické zatížení zadní nápravy	kg
G_{1d}	dynamické zatížení přední nápravy	kg
G_{2d}	dynamické zatížení zadní nápravy	kg
G^r	$= G + P \cdot tg$	kg
h	výška těžiště traktoru od země	mm
H	výška háku (závěsu) od země	mm
L	rozvor	mm
N_h	výkon na háku traktoru	k
N_m	výkon motoru	k
P	tažná síla na háku	kg

P	valivý odpor traktoru	kg
q	měrná spotřeba vztažená k výkonu na háku	g/kh
Q	hodinová spotřeba paliva	kg/h
R_1	poloměr předního kola	mm
R_2	poloměr zadního kola	mm
T	tečná síla na obvodu kol hnací nápravy	kg
V	rychlost traktoru	km/h
δ	prokluz kol hnací nápravy	%
η_m	mechanická účinnost	%
η_q	valivá účinnost	%
η_δ	prokluzová účinnost	%
η_t	celková účinnost traktoru	%
φ	součinitel valivého odporu traktoru	—
Θ	úhel tažné síly, působící na traktor	°
μ	součinitel přílnavosti kol hnací nápravy	—
ΔG	přírůstek (úbytek) váhy, způsobený dynamickými silami	kg

Dosažené výsledky

Výkon traktoru na háku bývá obvykle uvažován za úměrný součinu tažné síly a rychlosti.

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

Pro naši potřebu je však v tomto případě vhodnější jiné vyjádření výkonu na háku, totiž jako součin výkonu motoru a celkové účinnosti traktoru.

$$N_h = N_m \cdot \eta_t, \quad (1)$$

kde

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_q \cdot \eta_\delta. \quad (2)$$

Dosadíme-li v rovnici (1) za N_m jmenovitý výkon motorové jednotky, závisí pak výkon traktoru na háku na průběhu jednotlivých účinností. Za tohoto předpokladu průběh účinnosti η_t určuje tvar potenciální charakteristiky traktoru v celém rozsahu tažných sil.

Úkolem konstruktéra pochopitelně musí být dosažení co nejvyšší celkové účinnosti traktoru v jeho celé pracovní oblasti.

Při bližším rozboru vztahu (2) dojdeme k následujícím závěrům.

a) Mechanická účinnost traktoru η_m

Mechanická účinnost traktoru závisí v převážné míře na počtu párů ozubených kol, na jakosti jejich opracování a na velikosti přenášeného točivého momentu.

Při zatížení převodů vyšším než 30 % jmenovitého točivého momentu motoru zůstává však mechanická účinnost prakticky konstantní. Rovněž tak jakost obrobění ozubených kol mechanických převodovek lze u všech typů traktorů různých výrobců považovat prakticky za stejnou. Její hodnoty dosahují dnes u běžných typů převodového ústrojí 88–92 % pro všechny převodové stupně. Další zvyšování mechanické účinnosti nad tuto mez by se dalo hlavně za cenu vyšších výrobních nákladů, které by zvýšení výkonu na háku nemohlo vyvážit.

Hodnotu mechanické účinnosti převodů η_m budeme tedy považovat za konstantní pro všechny převodové stupně traktoru a pro jmenovitý výkon motorové jednotky.

b) Valivá účinnost η_φ

Valivá účinnost traktoru závisí na velikosti valivého odporu a na hodnotě tažné síly na háku, resp. tečné síly na obvodu hnacích kol.

$$\eta_\varphi = \frac{P}{P + P_\varphi} = \frac{T - P_\varphi}{T} \quad (3)$$

Poněvadž valivý odpor je přibližně

$$P = \varphi \cdot G \quad (4)$$

a součinitel valivého odporu φ se příliš pro různé typy traktorů a pro stejné pracovní podmínky nemění, můžeme valivou účinnost ovlivnit zejména změnou váhy traktoru.

Jak je patrné ze vztahu (3), je účinnost η_φ při konstantním valivém odporu tím větší, čím větší je tažná síla na háku. V rozsahu malých tažných sil (vyšších pojezdových rychlostí) se naopak podstatně snižuje. Tato oblast neleží však většinou v pracovním rozsahu traktoru.

Rovněž tuto účinnost nemůžeme podstatně ovlivnit.

c) Prokluzová účinnost η_δ

Průběh celkové účinnosti traktoru v oblasti vyšších tažných sil (nižších pracovních rychlostí) závisí převážně na účinnosti prokluzové η_δ , která se určí podle vzorce

$$\eta_\delta = 1 - \delta \quad (5)$$

Vztah mezi pneumatikou a půdou, na němž prokluz hnacích kol závisí, je velmi složitý. Jeho závislost na tažné síle je nutno stanovovat experimentálně. Podle prakticky naměřených hodnot stanovil teoreticky tvar křivky prokluzu akademik Svirščevskij jako

$$\delta = a \frac{P}{G} + b \left(\frac{P}{G} \right)^c \quad (6)$$

Tato závislost platí pro jediný typ traktoru a zcela určité půdní podmínky. Pro značnou proměnlivost konstant v závislosti na zmíněných faktorech není možno podle vzorce (6) prokluz pneumatiky obecně odvodit a stanovit tak průběh prokluzové účinnosti.

1. Stanovení součinitele přilnavosti μ

Za vhodnější tvar pro porovnání tahových vlastností traktoru a pro posouzení využití radiálního zatížení hnacích kol různých typů traktorů k tahu je závislost

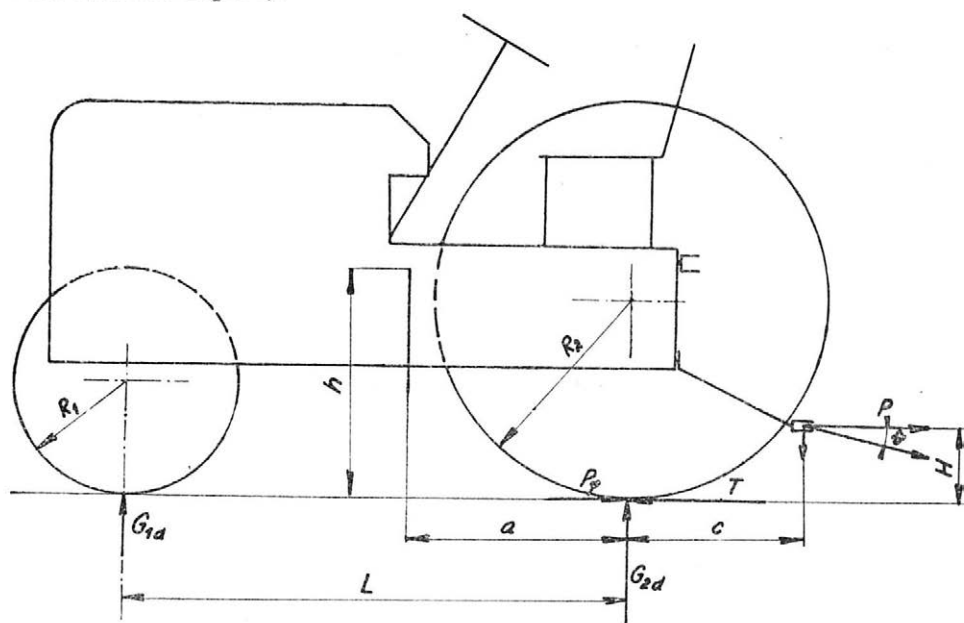
$$\mu = f(\delta), \quad (7)$$

kde součinitel přilnavosti μ je dán poměrem tečné síly k adhesní váze hnací nápravy.

$$\mu = \frac{T}{G_2} \quad (8)$$

Tento jednoduchý vztah naráží při praktickém uplatnění na určité potíže, způsobované změnami adhesní váhy hnací nápravy (většinou zadní kola traktoru) vlivem různých faktorů.

Podle schématu sil (obr. 1) je možno stanovit dynamické rozložení váhy traktoru mezi obě nápravy.



Obr. 1. Schéma vnějších sil, působících na traktor klasické konstrukce

Dynamické zatížení přední nápravy je

$$G_{1d} = \frac{G \cdot a - P \cdot H - P_{\varphi} \cdot R_2 - P \cdot c \cdot \operatorname{tg} \Theta}{L} \quad (9)$$

$$G_{1d} = G \frac{a}{L} - \frac{P(H - c \cdot \operatorname{tg} \Theta) - P_{\varphi} \cdot R_2}{L} \quad (10)$$

Poněvadž $G \frac{a}{L}$ je statické zatížení přední nápravy, můžeme rovnici (10) psát ve tvaru

$$G_{1d} = G_{1s} - \Delta G,$$

kde

$$\Delta G = \frac{P(H - c \cdot \operatorname{tg} \Theta) + P_{\varphi} \cdot R_2}{L} \quad (11)$$

a představuje odlehčení přední nápravy vlivem působení síly P a valivého odporu P_{φ} .

Dynamické zatížení zadní nápravy je obdobně

$$G_{2d} = \frac{G \cdot (L - a) + P_{\varphi} \cdot R_2 + P \cdot (H + [L + c] \cdot \operatorname{tg} \Theta)}{L} \quad (12)$$

$$G_{2d} = \frac{P \cdot (H + (L + c) \cdot \operatorname{tg} \Theta) + P_{\varphi} \cdot R_2}{L} + G_{2s}$$

Dosadíme-li do (12)

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot (G + P \cdot \operatorname{tg} \Theta),$$

přejde ve tvar

$$G_{2d} = G_{2s} + P \cdot \frac{H + (c + L) \operatorname{tg} \Theta}{L} + \varphi \cdot (G + P \cdot \operatorname{tg} \Theta) \cdot \frac{R_2}{L} \quad (13)$$

Tečnou sílu na obvodu hnacích kol lze vyjádřit pomocí součinitele přílivosti.

$$T = \mu \cdot G_{2d}$$

$$T = \mu \cdot \left[G_{2s} + P \cdot \frac{H + (c + L) \operatorname{tg} \Theta}{L} + \varphi (G + P \cdot \operatorname{tg} \Theta) \cdot \frac{R_2}{L} \right] \quad (14)$$

Dosazením za

$$P = T - \varphi \cdot (G + P \cdot \operatorname{tg} \Theta)$$

a

$$G + P \cdot \operatorname{tg} \Theta = G'$$

do rovnice (14) obdržíme výraz pro tečnou sílu T .

$$T = \frac{\mu \cdot G_{2s} \cdot L + \mu \cdot \varphi \cdot G' \cdot [R_2 - H + (c + L) \cdot \operatorname{tg} \Theta]}{L - \mu \cdot [H + (c + L) \cdot \operatorname{tg} \Theta]} \quad (15)$$

Poněvadž však

$$G_{2s} = G \cdot \frac{L - a}{L}$$

je

$$T = \frac{\mu \cdot G (L - a) + \mu \cdot \varphi \cdot G' \cdot [R_2 - H + (c + L) \cdot \operatorname{tg} \Theta]}{L - \mu \cdot [H + (c + L) \cdot \operatorname{tg} \Theta]} \quad (16)$$

Součinitel přílivosti μ bude mít pak tvar

$$\mu = \frac{T \cdot L}{G \cdot (L - a) + \varphi G' \cdot [R_2 - H + (c + L) \cdot \operatorname{tg} \Theta] + T \cdot [H - (c + L) \operatorname{tg} \Theta]} \quad (17)$$

Praktická měření při tahových zkouškách se však provádějí se silou P rovnoběžnou s povrchem zkušebního úseku, tj. při úhlu $\Theta = 0$. Pro výpočet zmíněných již hodnot je nutno použít zjednodušených rovnic, které vyplývají z (16) a (17).

$$T = \mu G \cdot \frac{L - a + (R_2 - H) \varphi}{L - \mu H} \quad (18)$$

$$\mu = \frac{T \cdot L}{G \cdot (L - a + \varphi [R_2 - H]) + TH} \quad (19)$$

Z rovnic (18) a (19) je patrné, že průběh tečné (tažné) síly traktoru, respektive průběh součinitele přílivosti na váhovém rozdělení mezi přední a zadní nápravou traktoru, tj. na jeho základních parametrech a na parametrech pneumatiky. Jejich průběh je dále závislý na stavu povrchu pojezdové dráhy.

Z naměřené nebo určené tečné síly na obvodu kola lze s ohledem na tytéž parametry traktoru stanovit součinitele přílivosti. Takto stanovená hodnota je pochopitelně nižší než hodnota počítaná ze statického zatížení zadní nápravy. Avšak stanovení podle dynamického zatížení dává hodnoty dokonalejší a přesnější.

2. Průběh součinitele přílivosti μ v závislosti na radiálním zatížení hnací nápravy

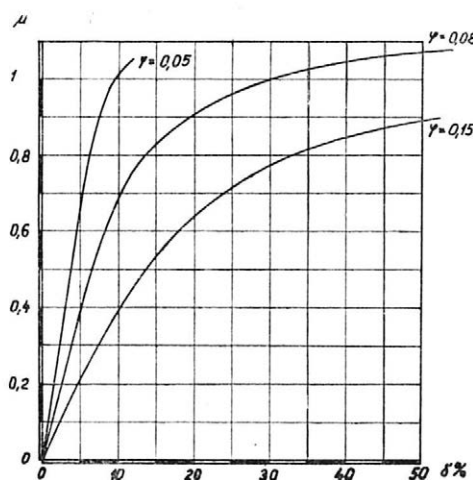
Tečná síla na obvodu hnacích kol je úměrná průběhu součinitele přílivosti a adhesní váze hnací nápravy. Matematický tvar průběhu součinitele přílivosti

není dostatečně přesně znám. V západní literatuře jsou uváděny hodnoty μ pouze pro prokluz 35 % a pro různé půdní podmínky, avšak bez ohledu na rozměr pneumatiky a jejich adhesní zatížení. V sovětské literatuře pak i bez udání velikosti prokluzu. Proto lze tyto hodnoty uvažovat jen jako hodnoty směrné.

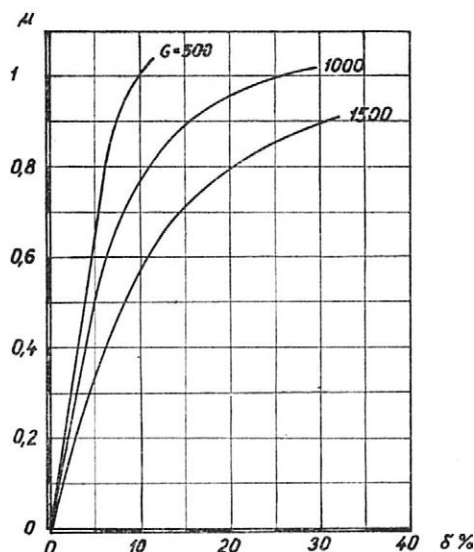
Aby byl zjištěn skutečný průběh součinitele přilnavosti, byla provedena řada měření, při nichž byl sledován i vliv radiálního zatížení hnacích kol na průběh μ u pneumatik u nás dostupných rozměrů.

Na obr. 2 je uveden průběh součinitele přilnavosti pneumatiky 8—24, která je v zahraničí velmi používaným rozměrem pro traktory malého a středního výkonu. Měření byla provedena na jediném typu traktoru o statické váze zadní nápravy $G_2 = 500 \text{ kg}$, avšak při různých pracovních podmínkách traktoru, totiž při práci na betonové vozovce ($\varphi = 0,05$), na strništi ($\varphi = 0,08$, vlhkost půdy do hloubky záběru pneumatik 16,5 %) a na zoraném poli ($\varphi = 0,15$ — vlhkost půdy 16,1 %).

V diagramu je jasně patrné zhoršení tahových vlastností traktoru při nepříznivějších provozních podmínkách. Toto zhoršení je relativně větší v oblasti nízkého prokluzu.



Obr. 2. Průběh součinitele přilnavosti pneumatiky 8—24 pro radiální statické zatížení kol 500 kg a různé pracovní podmínky traktoru (betonová vozovka, strniště, zorané pole).



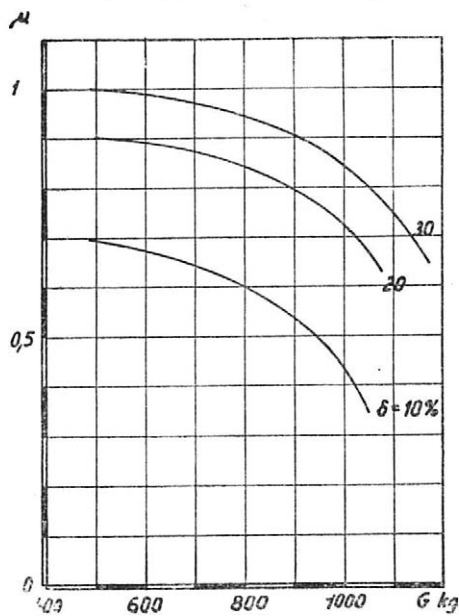
Obr. 3. Průběh součinitele přilnavosti pneumatiky 8—24 při různém radiálním zatížení kol při práci na betonové vozovce

V dalších zkouškách byl ověřován vliv různého zatížení hnací nápravy traktoru na průběh téhož součinitele. Na obrázku č. 3 je vynesena průběh μ pro tutéž pneumatiku, ale její různé váhové zatížení při práci na betonové vozovce.

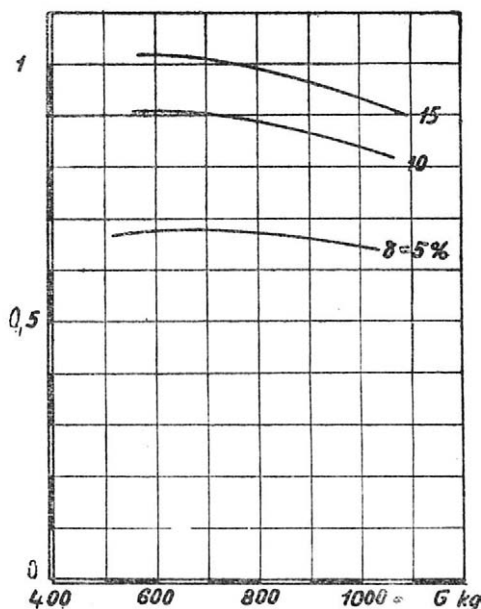
V tomto případě zjišťujeme zajímavou vlastnost pneumatiky, že totiž s jejím rostoucím zatížením dochází k relativnímu poklesu tažné síly a k nižšímu využití váhy traktoru k tahu.

Z diagramu č. 3 je možno odvodit jinou závislost pro součinitel μ . Vynesením hodnot μ v závislosti na radiálním zatížení hnací nápravy a propojením bodů konstantního prokluzu obdržíme diagram, který lze vhodně nazvat „charakteristikou pneumatiky“. Viz obr. 4a, 4b a 5.

Křivky $\delta = \text{konst.}$ (prokluz v našem případě zahrnuje v sobě i tangenciální složky deformace pneumatiky) mají konvexní tvar. Jejich vrchol udává hodnotu optimálního zatížení hnací nápravy, a tím určuje i nejvhodnější váhu celého traktoru. Vrchol charakteristiky pneumatiky neodpovídá většinou jejímu dovolenému zatížení. Zaoblení křivek konstantního prokluzu je odvislé od pevnosti vozovky, případně povrchu pole, na němž traktor pracuje. Čím je povrch měkčí, tím zaoblenější je charakteristika a hodnota součinitele přílnavosti nižší. Obecně bude u traktorů různých typů ležet zatížení pneumatik před i za vrcholem její charakteristiky.



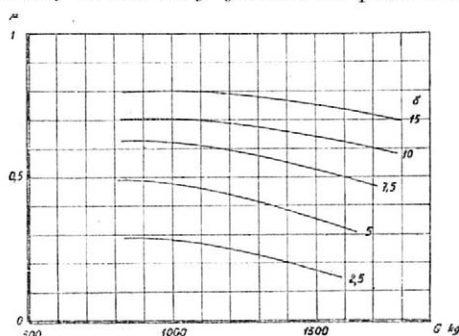
Obr. 4a. Charakteristika pneumatiky 8—24 na strništi. (Huštění pneumatiky 1 atp, součinitel valivého odporu = 0,08, vlhkost půdy 16,5 %.)



Obr. 4b. Charakteristika pneumatiky 8—24 na betonové vozovce. (Huštění 1,5 atp, součinitel valivého odporu = 0,05.)

Součinitel přílnavosti μ určité pneumatiky závisí tedy jednak na prokluzu, jednak na radiálním zatížení hnacích kol, zejména při práci na stlačitelném terénu (velký součinitel valivého odporu q). Maximálních hodnot μ je dosaženo většinou při nižším váhovém zatížení, než jaké odpovídá nosnosti pneumatiky.

Pro zvolený rozměr pneumatiky lze nalézt optimální váhu traktoru, respektive pro zvolenou váhu traktoru lze stanovit optimální rozměr pneumatiky. Váhou traktoru při tom rozumíme rozmezí vah, které se u traktoru jednoho typu vyskytují v provozu (vliv neseného nářadí nebo jiné zátěže traktoru).



Obr. 5. Charakteristika pneumatiky 6.5—20 na betonové vozovce. (Huštění 2,5 atp, součinitel valivého odporu = 0,03.)

3. Průběh součinitele přílnavosti μ v závislosti na huštění pneumatiky. Vliv dvojité montáže zadních hnacích kol na tahové vlastnosti traktoru

Při stále rostoucí mechanizaci zemědělských prací v posledních letech, kdy je pomocí kolových traktorů prováděno stále větší množství pracovních zásahů v polích, projevuje se za určitých klimatických podmínek markantně jejich nepříznivé působení na půdu, ať již rozrušováním její struktury nebo jejím utužováním.

Poněvadž pásové traktory se svým nízkým měrným tlakem na půdu projevují v tomto směru příznivěji, vzniká hlavně se strany agronomů snaha snižovat měrný tlak na půdu i u kolových traktorů. Toho lze technicky dosáhnout nejrozličnějšími způsoby, z nichž nejjednodušším a velmi propagovaným je podhuštění pneumatik.

Ačkoliv význam nízkého měrného tlaku kolových traktorů na půdu při běžných zemědělských pracích (orba, smykávání atd.) je znám, zůstává tento problém nevyjasněn v otázce obdělávání a ošetřování meziřádkových kultur. Jelikož toto je otázka, již jsou kompetentní se zabývat především agronomové a pedologové, zůstaneme pouze u technické stránky tohoto problému.

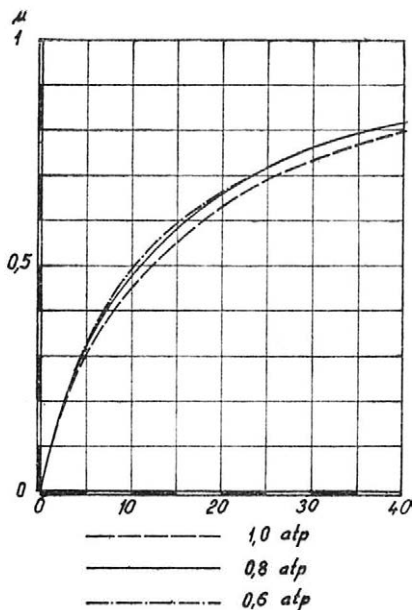
Vliv tlaku v pneumatice na zlepšení tahových vlastností traktoru, po případě na snížení prokluzu hnacích kol, byl sledován např. u pneumatiky 7—24. Zkoušky byly provedeny na podmítnutém poli o vlhkosti 30,03 % při tlacích v pneu 1,0 až 0,8 a 0,6 atp.

Výsledky měření byly zpracovány v diagramu (obr. 6). Bereme-li za základ huštění 0,8 atp, je změna tahových vlastností následující.

Prokluz	Tlak v pneu atp		
	1,0	0,8	0,6
10	96,2	100	104
20	96,1	100	101,5
30	96,5	100	100
40	97,6	100	100

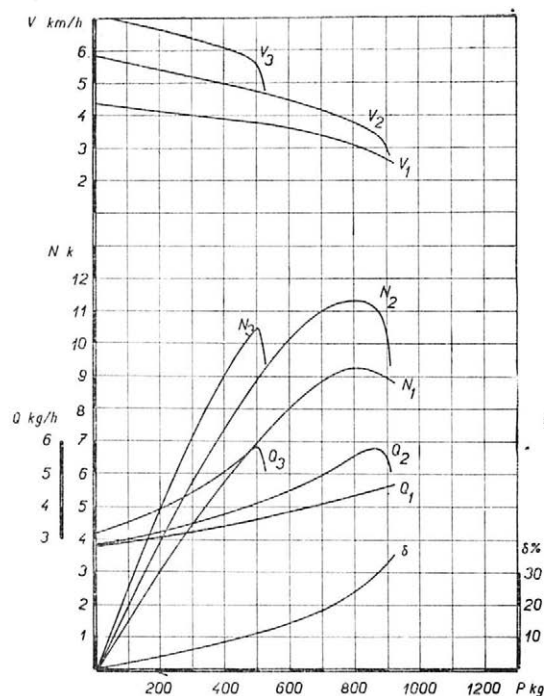
Zlepšení tahových vlastností a celkové účinnosti traktoru nastává při menším tlaku v pneumatikách zejména v oblasti nižších tažných sil. V oblasti vyšších tahů nemá význam jít s tlakem prakticky pod 0,8 atp, přestože měrný tlak na půdu poklesá.

Je-li opodstatněno snížení měrného tlaku na půdu z hlediska agrotechnického, je vhodnější volit jiný rozměr pneumatiky s výhodnější charakteristikou, pokud se ovšem nebude podstatně lišit svým průměrem od rozměru původně pro traktor navrhovaného. Tak bude i sníženo nebezpečí nadměrného snížení životnosti podhuštěných pneumatik. Poněvadž u stávajícího již typu traktoru lze velmi těžko měnit rozměry pneumatik (pokud se neshoduje jejich vnější průměr), aby se podstatně nezměnily jeho provozní vlastnosti, je výhodnější použít dvojité montáže zadních hnacích kol.

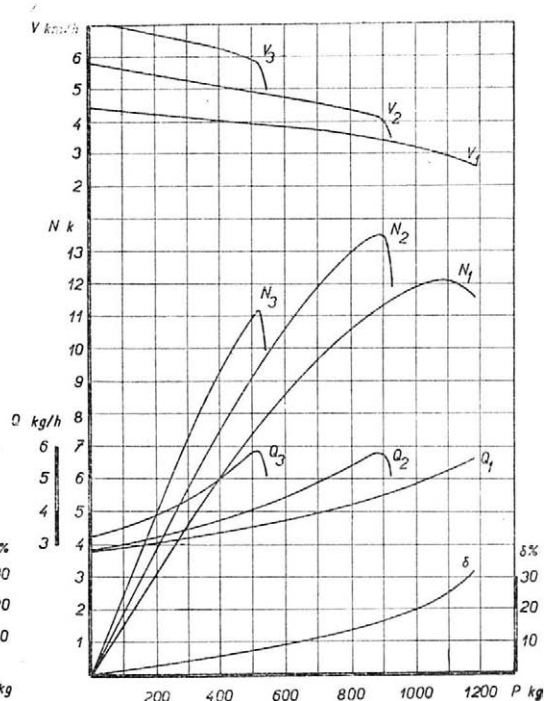


Obr. 6. Pneumatika 7—24. Průběh součinitele přílnavosti v závislosti na tlaku v pneumatice

Vliv této úpravy vynikne zejména na tahové charakteristice traktoru, která je uvedena na obr. č. 7 a 8. Zvětšení jmenovitých tahových sil jednotlivých převodových stupňů je opodstatněno snížením valivého odporu u traktoru, který je vybaven zdvojenými koly proti typu standardního. Z této okolnosti a z podstatného snížení prokluzu vyplývá i zvýšení výkonu traktoru na háku. Měrný tlak na půdu je snížen přibližně na 65 % původní hodnoty při zachování stejného huštění. Vzhledem k tomu, že při této úpravě jsou pneumatiky zatíženy přibližně polovinou původní váhy, je možno dovolit i určité podhuštění pneumatik, aniž by se jejich životnost snížila.



Obr. 7. Tahová charakteristika traktoru Z 25 K na usmykovaném poli



Obr. 8. Tahová charakteristika traktoru Z 25 K na usmykovaném poli při dvojitě montáži hnacích kol

Souhrn

Podle zjištěných hodnot je možno učinit následující závěry:

1. Ke každému kolovému traktoru musí být použity takové pneumatiky, u nichž se docílí maximálních hodnot součinitele přilnavosti s pojížděcím povrchem (vozovkou). Poněvadž charakteristika pneumatik se mění v závislosti na povrchu půdy, je třeba předem stanovit, v jakých podmínkách bude traktor převážně pracovat.

Vzhledem k tomu, že u kolových traktorů se váhové zatížení pneumatik mění v značném rozmezí (vlivem dodatečných přidavných závaží, neseného nářadí i působením dynamických sil při jízdě traktoru), je třeba volit je tak, aby u těch pneumatik, jejichž zatížení se zvětšuje (zadní hnací kola), odpovídalo jejich základní zatížení hodnotám ležícím před vrcholem charakteristiky nejvýhodnějšího zatížení.

U pneumatik, jejichž váhové zatížení se vlivem týchž podmínek zmenšuje (hlavně přední hnací kola traktorů s oběma hnacími nápravami), je třeba postupovat při volbě pneumatik opačně, tj. aby jejich základní zatížení odpovídalo hodnotám ležícím za vrcholem této charakteristiky.

2. Při vývoji nových pneumatik je nutno postupovat tak, aby charakteristika pneumatiky měla pro přípustnou hodnotu prokluzu co nejvyšší hodnotu součinitele příslušnosti a aby celková charakteristika pneumatiky měla pro stanovené pracovní podmínky a značné rozmezí zatížení co nejplošší tvar.

3. S ohledem na požadované snížení měrného tlaku na půdu využívat u stávajících typů traktorů výhod dvojitého oráfování zadních hnacích kol.

Влияние пневматических шин и их радиальной нагрузки на тяговые качества трактора

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Каждый колесный трактор должен эксплуатироваться с такими шинами, при которых достигается максимальных значений коэффициента сцепления с опорной поверхностью (дорогой). Так как характеристика шин изменяется в зависимости от поверхности дороги, необходимо заранее установить преобладающие условия работы трактора.

С учетом того, что у колесных тракторов нагрузка на шины колеблется в широких пределах (в результате применения добавочных грузов, навесных орудий и под воздействием динамических усилий при движении трактора), необходимо назначать ее с таким расчетом, чтобы для шин, нагрузка которых увеличивается (задние ведущие колеса), основная нагрузка соответствовала значениям, находящимся перед вершиной характеристики оптимальной нагрузки. Для шин, нагрузка которых в результате влияния этих же факторов уменьшается (главным образом, передние ведущие колеса тракторов с приводом на все четыре колеса), необходимо назначать шины наоборот, т. е. так, чтобы их основная нагрузка соответствовала значениям, находящимся за вершиной этой характеристики.

2. Конструкцию новых пневматических шин нужно вести в таком направлении, чтобы характеристика шины обеспечивала максимальное значение коэффициента сцепления при допустимом значении буксования, и чтобы общая характеристика шины была для установленных условий работы и широких пределов нагрузки по возможности более плоская.

3. По соображениям требуемого снижения удельного давления на почву использовать у существующих типов тракторов преимущества сдвоенных шин задних ведущих колес трактора.

Einfluß der Gummireifen und ihrer radikalen Belastung auf die Zugeigenschaften des Schleppers

Auf Grund ermittelter Werte können folgende Schlußfolgerungen gezogen werden:

1. Zu jedem Radschlepper müssen solche Gummireifen verwendet werden, bei denen maximale Koeffizientwerte der Adhäsion an die befahrene Fläche (Fahrbahn) erzielt werden. Da sich die Charakteristik der Gummireifen in Abhängigkeit von der Bodenoberfläche verändert, muß in Vorhinein festgelegt werden, in welchen Bedingungen der Schlepper vorwiegend eingesetzt werden wird.

Mit Rücksicht darauf, daß die gewichtsmäßige Belastung der Gummireifen von Radschleppern (durch den Einfluß zusätzlicher hinzugefügter Gewichte, der Aufbaugeräte und durch die Einwirkung dynamischer Kräfte während der Schlepperfahrt) sich in einer breiten Spanne verändert, müssen die Gummireifen so gewählt werden, daß die grundlegende Belastung jener Reifen, deren Belastung sich vergrößert (hintere Antriebsräder), den vor dem Scheitel der Charakteristik der günstigsten Belastung liegenden Werten entspricht. Bei Gummireifen, deren gewichtsmäßige Belastung durch den Einfluß der gleichen Bedingungen verringert wird (hauptsächlich vordere Triebäder des Schleppers mit beiden Triebachsen), muß umgekehrt vorgegangen werden, d. h. ihre grundlegende Belastung soll den Werten entsprechen, die hinter dem Scheitel dieser Charakteristik liegen.

2. Bei der Entwicklung neuer Gummireifen muß so vorgegangen werden, daß die Charakteristik des Gummireifens in Hinblick auf den zulässigen Schlupf den höchsten Wert des Adhäsionskoeffizienten und die Gesamtcharakteristik des Gummireifens, in Hinblick auf die gegebenen Arbeitsbedingungen und die breite Spanne der Belastung eine möglichst flache Form des Reifens aufweise.

3. Mit Rücksicht auf die geforderte Verringerung des spezifischen Bodendrucks sind bei den bestehenden Schleppertypen die Vorzüge der Doppelbereifung der hinteren Triebäder auszunutzen.