

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Problematika traktorů

1

ROČNÍK 13 (XL)
PRAHA,
LEDEN 1967
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZLH

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Karel Bernhard, ing. Josef Dovrtěl, ing. Stanislav Haš, ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, Karel Koskuba, CSc., ing. Jan Kuchár, ing. Vladimír Piša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZLH, Praha 1967

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

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации Министерства сельского и лесного хозяйства. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7

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

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

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

Hlavními energetickými zdroji pro mechanizaci mobilních procesů v rostlinné výrobě i v některých úsecích živočišné výroby jsou v současné době a budou i v budoucnosti traktory. Rovněž doprava v zemědělství je a bude v převážné míře řešena pomocí traktorů. Na základě těchto požadavků potřeba traktorů v zemědělství neustále vzrůstá. V posledních letech se začínají i na úseku traktorů stále více uplatňovat spíše kvalitativní než kvantitativní požadavky.

Ke krytí potřeby bylo v uplynulých letech v rámci investičních položek věnováno na traktory a dopravní prostředky více než 40 % z finančních částek určených na mechanizační prostředky. I z tohoto hlediska je nutno věnovat problematice traktorů a dopravy v zemědělství potřebnou pozornost.

Podle počtu, typů a modifikací traktorů lze posuzovat stupeň mechanizace základních prací v zemědělství, s přihlédnutím na příslušný počet zemědělských strojů.

Československý traktorový průmysl se začal ve větší míře rozvíjet až po roce 1945. Za uplynulých dvacet let bylo u nás vyrobeno 328 000 traktorů; z toho bylo více než 60 % exportováno. V uplynulých letech se zařadilo Československo ve vývozu traktorů na čtvrté místo ve světě. Značka Zetor je třetí nejrozšířenější tovární značkou traktorů na světě.

Určitým porovnávacím měřítkem je počet hektarů zemědělské nebo orné půdy na jeden traktor (tab. I). Nejčastěji se uvádí počet hektarů na jednotkový traktor (traktorová jednotka), tj. traktor o tahovém výkonu 15 k.

Počty jednotkových traktorů lépe ukazují energetickou základnu v zemědělství než údaje o fyzických traktorech. V současné době je u nás hodnota převodního součinitele mezi fyzickým a jednotkovým traktorem 1,43 (např. v r. 1960 byla tato hodnota rovna 1,22).

K hodnocení údajů v tabulce I je nutno brát ještě v úvahu průměrné využití traktoru během jednoho roku v zemědělských pracích (počet motohodin odpracovaný jedním, zpravidla fyzickým traktorem za jeden rok).

Velký počet různých typů traktorů v našem zemědělství v období 1945 až 1955, jakož i požadavky na kvalitativní skladbu traktorového parku, vedly k tomu, že byla vypracována soustava traktorů a ostatních energetických zdrojů současně s vypracováním celé soustavy strojů pro mechanizaci čs. zemědělství a lesnictví. Soustava vypracovaná v letech 1955–1959 a schválená v r. 1960 předpokládala pro období 1961–1965 tyto výkonové třídy traktorů: 4, 6, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100 k (podle výkonu motoru). Uvedených devět výkonových tříd představuje jak základní typy traktorů, tak i jednodušší i složitější modifikace.

I. Růst počtu traktorů a počtu ha zemědělské a orné půdy na traktor v letech 1930–1970 v ČSSR

Rok	1930		1937		1946		1950	
Traktorů (jednotkových)	2500		6000		12 000		24 000	
Hektarů — z. p./o. p.	2950	2050	1220	860	610	430	305	215

Rok	1955		1962		1966		1970	
Traktorů (jednotkových)	41 000		137 000		180 000		270 000 až 300 000	
Hektarů z. p./o. p.	180	125	55	35	40	30	27–25	20–17

V průběhu uplynulých let došlo k zpřesnění soustavy, neboť bylo nutno přihlížet k novým a často i změněným požadavkům; např. pro řadu zemědělských prací lze používat vyšších pracovních rychlostí, některé sklízecí závěsné stroje vyžadují v obtížnějších terénech a těžších půdních podmínkách energetický zdroj o vyšším výkonu, s přihlédnutím k realizaci soustavy je výhodnější menší počet výkonových tříd i menší počet modifikací, zahraniční zkušenosti dávají přednost základním klasickým koncepcím (základním typům) traktorů s možností úprav na jednodušší modifikace. Na základě těchto skutečností byla soustava traktorů pro výhled do roku 1970 takto upravena a zpřesněna: výkonové údaje (výkony motorů) jsou navrhovány vyšší, a to 12, 26, 40, 54, 75, 175 k, počet výkonových tříd se uvažuje šest, snižuje se počet modifikací — zvláště složitějších — a počítá se hlavně s modernizací nyní vyráběných typů traktorů.

Po roce 1970 budou pravděpodobně nejpočetněji požadovány a čs. zemědělství dodávány traktory třídy 0,9/55, 1,4/80, 2,0/120 (tahová síla v t při nejvyšší tahové účinnosti/výkon motoru v k).

Perspektivně lze počítat s tím, že struktura traktorů bude měněna v těchto směrech: bude stoupat procentické zastoupení traktorů vyšších výkonových tříd, zůstane i nadále dosti velké procento (60–70 %) traktorů univerzálního klasického provedení, bude klesat procentické zastoupení pásových traktorů.

Rovněž vývoj konstrukčních změn na úseku traktorů pokračuje velmi rychle přesto, že historie traktorů a motorových vozidel je stará necelých sto let. U jednotlivých typů traktorů, a to jak u prototypů, tak i u sériových výrobků, se začínají objevovat moderní prvky celkové stavby i konstrukce dílčích mechanismů. U motorů je to např. použití jednočlankového rotačního vstřikovacího čerpadla, u mazací soustavy zařazení plnopřetlačného odstředivého čističe oleje, použití jednotného univerzálního oleje pro všechny náplně v zimním i letním období, uzavřená kapalinová chladicí soustava atd. Celkově lze i u traktorových motorů pozorovat snižování měrné váhy motorů až o 50 % a zvyšování litrového výkonu až o 75 % v porovnání s typy vyráběnými v uplynulých letech. U převodových

ústrojí jsou to bezstupňové převody, více stupňové planetové převodovky, převodovky s možností řazení při zatížení apod. Pokud jde o další vybavení traktoru, je to přímé ovládání dolních závěsných táhel neseného nářadí, plynule stavitelný rozchod kol, kapalinové posilovače ovládání hlavní spojky a řízení. Měrná váha traktoru se ustaluje na hodnotách 30—40 kg/k s tím, že je možné její zvýšení až o 50 % různými způsoby dotěžování (závaží, kapalinová náplň v pneumatikách, přenos váhy nářadí).

Uvedené příklady poměrně rychlého vývoje na úseku traktorů vyžadují věnovat problematice výzkumu, vývoje, výroby a provozu traktorů velkou pozornost. Máme-li pokračovat v úspěších našeho traktorového průmyslu i v modernizaci mechanizace našeho zemědělství, musí se v nejbližších letech objevit u čs. traktorů co nejvíce nových konstrukčních prvků.

Časopis *Zemědělská technika* ve svých dřívějších ročnících vždy věnoval značnou část svého obsahu pracím a pojednáním z problematiky traktorů. V uplynulém roce 1966 to byly hlavně otázky regulace rychlosti traktorových agregátů, automatické řízení traktoru, traktorové pneumatiky, vlastnosti odpérování traktoru, sílačování půdy traktorovými koly.

Počínaje ročníkem 1967 rozhodla redakční rada *Zemědělské techniky* vydávat pravidelně ročně tematické číslo o traktorech. Kromě tohoto tematického čísla budou však během roku v jednotlivých číslech otiskovány důležité práce z problematiky traktorů.

Ing. Vladimír Suchý
vědecký redaktor tematického čísla
o traktorech

■ Vzhledem k trvalému poklesu počtu stálých pracovníků v zemědělství je v současné době celosvětovou tendencí stupňování produktivity práce zemědělského pracovníka a snižování výrobních nákladů na jednotku produkce. Tato tendence si vynucuje řešení nejen nových technologických postupů, ale i používání výkonnějších energetických prostředků (především traktorů) a strojů při současném zlepšování jejich technických a provozně ekonomických parametrů.

Trend ve zvyšování výkonnosti v polních pracích je vidět zejména v produkci stále většího počtu traktorů s výkonem motoru 90—130 k, které při nízké výkonové hmotnosti pracují s podstatně vyšší pracovní rychlostí než dříve používané stroje. Tomuto vývojovému směru, který je zřejmý jak v kapitalistických, tak i v socialistických státech, je všeobecně věnována značná pozornost.

Dosud nebyla vypracována exaktní metoda, která by posuzovala agregát traktoru s připojeným strojem jako jeden pracovní stroj a umožňovala stanovit optimální výkonnost mobilních agregátů s přihlédnutím k ekonomickému dopadu technického řešení. Tato metoda by měla dále také určit i základní technické parametry traktoru (hmotnost, výkon motoru) a agregovaného stroje (pracovní záběr, průchodnost apod.) a odpovídající pracovní rychlost.

Účelem předkládané práce je vypracovat metodický postup řešení této náročné otázky a dosažený výsledek ověřit na praktickém případě.

Při teoretickém výpočtu bylo nutno zjednodušit některé podmínky. Nebyl uvažován vliv velikosti pozemku, součinitel využití pracovní doby apod., přičemž lze předpokládat, že zanedbání těchto některých činitelů buď neovlivní konečný výsledek (tj. stanovení parametrů agregátu), nebo dosavadní stroj jen omezí jejich platnost do určitého rozmezí rychlosti. Toto omezení je dáno především současnou technickou úrovní strojů a závisí i na schopnostech obsluhy. Je jisté reálně předpokládat, že další vývoj změní technické parametry strojů i traktorů natolik, že umožní kvalitní práce v oblasti ekonomicky nejvýhodnějších rychlostí.

Do výpočtu byli však vzati v úvahu všichni činitelé, kteří výkonnost bezprostředně ovlivňují. Je to zejména závislost pracovního odporu stroje na rychlosti, závislost příkonu stroje na průchodnosti apod. K realizaci teoretických rozborů v praxi musí přispět i vyřešení některých technických otázek, jako např. vhodného odběrování traktoru, možnosti řidiče sledovat požadovanou trajektorii agregátu, vyřešení automatického ovládání některých pracovních uzlů agregátů, a v nemalé míře i výzkum snižování tahových odporů pracovních orgánů strojů v závislosti na rychlosti, jakož i energetická měření celých agregátů.

1. TEORETICKÁ ČÁST

1.1 VÝKONNOST TRAKTOROVÝCH AGREGÁTŮ

Vycházíme ze všeobecně používaného vztahu pro výpočet plošné výkonnosti

$$W = 0,1 B v \tau \quad (1a)$$

popř. ze vztahu pro objemovou výkonnost (orba, frézování apod.)

$$W = 10 h B v \tau \quad (1b)$$

nebo ze vztahu pro výkonnost hmotnostní

$$R = 0,01 B w v \tau \quad (1c)$$

Z těchto závislostí je zřejmé, že výkonnost agregátu je úměrná pracovní šířce a rychlosti, popř. pracovní hloubce a hektarovému výnosu sklizené plodiny. Uvedené vzorce však nevyjadřují vzájemnou vazbu mezi traktorem a zemědělským strojem, považujeme-li záběr stroje a pracovní rychlost za proměnné veličiny, závislé jak na konstrukčních parametrech traktoru, tak i na vlivu rychlosti na pracovní odpor agregovaného stroje, popř. na příkon pro jeho pohon.

Pro zjednodušení další práce budeme ve vztazích (1) považovat součinitel využití času $\tau = 1$, přestože ve skutečnosti je hlavně funkcí rychlosti a délky pozemku (toto zjednodušení je v souladu s platnou metodikou ekonomického hodnocení zemědělských mechanizačních prostředků).

Poněvadž vztahy (1) nepřihlížejí přímo k parametrům traktoru, především k jeho výkonu a váhovým ukazatelům, ani k ukazatelům stroje, je nutno záběr stroje a pracovní rychlost vviádřit v závislosti na uvedených parametrech pomocí výkonnostních rovinností. Obecně uvažujeme případ rovnoměrného pohybu agregátu na rovně na zcela určitém povrchu půdy při současném odběru výkonu vývodovým hřídelem traktoru. Dále pak mechanická účinnost traktoru a vývodového hřídele, součinitel valivého odporu a hektarový výnos plodiny se považují za konstantní hodnoty. Při objemovém zpracování půdy se za konstantní veličinu považuje i hloubka zpracování.

Za těchto podmínek platí obecná závislost pro výkonovou rovnováhu

$$P = f_1(F, v, G, \delta) + f_2(B, v) \quad (2)$$

přičemž první člen rovnice (2) určuje potřebu výkonu pro tahové účely a druhý člen udává potřebný výkon pro pohon stroje vývodovým hřídelem. Není-li výkon vývodovým hřídelem odebírán, je druhý člen roven nule; v případě stacionárního použití traktoru se nule rovná první člen této rovnice.

Vzhledem k značnému počtu proměnných v rovnici (2) je nutno najít jejich další vzájemné vztahy. Pro určité podmínky je známo, že

$$\delta = f_3(F, G) \quad (3)$$

a tahová síla traktoru při plošném zpracování půdy je

$$F = f_4(B, v) \quad (4)$$

Dosažením vztahů (3) a (4) do rovnice (2) se vyloučí dvě proměnné, čímž rovnice (2) přejde do tvaru

$$P = f_1[f_4(B, v), v, G, f_3/f_4(B, v), G] + f_2(B, v) \quad (5)$$

Eliminací šířky záběru B obdržíme

$$B = f_5(P, v, G) \quad (6)$$

Dosazením tohoto výrazu do rovnice (1) je

$$W = 0,1 v f_5(\bar{P}, v, G) = f_6(\bar{P}, v, G) \quad (7)$$

Parciální derivací rovnice (7) podle jednotlivých proměnných je možno najít extrém výkonnosti, má-li křivka extrémní body

$$\frac{\partial W}{\partial v} = 0 \quad v = f_7(\bar{P}, G) \quad (8a)$$

$$\frac{\partial W}{\partial P} = 0 \quad \bar{P} = f_8(v, G) \quad (8b)$$

$$\frac{\partial W}{\partial G} = 0 \quad G = f_9(v, P) \quad (8c)$$

Řešením rovnic (8) stanovíme potřebné parametry traktoru, odpovídající maximální výkonnosti agregátu. Dosazením těchto hodnot do předcházejících závislostí je možno stanovit výkonnost, pracovní záběr stroje, popř. tahovou sílu traktoru.

Průběhy výkonnosti v závislosti na rychlosti při konstantním výkonu motoru a hmotnosti traktoru lze zjistit přímo z rovnice (7). Tímto postupem je možno stanovit optimální pracovní rychlost agregátu a s použitím rovnice (6) i optimální záběr stroje (např. pro současný traktor s daným výkonem motoru).

Řešením rovnic (8a), (7) a (6) se stanoví průběh výkonnosti v závislosti na výkonu motoru při konstantní hmotnosti traktoru. Obdobně použitím rovnic (8a), (8b) a (7) se zjistí průběh výkonnosti v závislosti na hmotnosti traktoru.

1.2 VLIV VÝKONNOSTI AGREGÁTU NA EKONOMIKU PROVOZU

I když bylo stanoveno, že maximální výkonnost traktorového agregátu odpovídá určitým parametrům traktoru a stroje, nemusí mít technické řešení nejvýhodnější ekonomický dopad. Znamená to tedy, že nedílnou částí technického řešení musí být i ekonomický rozbor, který může svými důsledky navrhované řešení podstatně ovlivnit.

Celkové náklady N na jednotku vykonávané práce se obecně skládají z těchto položek:

- nákladů na pohonné hmoty a mazadla — N_p ,
- mzdy řidiče, popř. obsluhy pracovního stroje — N_m ,
- odpisů na traktor a agregátový stroj — N_{it}, N_{is} ,
- nákladů na úrokový nárok za traktor a zemědělský stroj — N_{ut}, N_{us} ,
- nákladů na opravy a údržbu traktoru a stroje — N_{ot}, N_{os} ,

Celkové náklady lze tedy vyjádřit ve formě

$$N_c = \Sigma N = N_p + N_m + N_{it} + N_{is} + N_{ut} + N_{us} + N_{ot} + N_{os} \quad (9)$$

Jednotlivé položky celkových nákladů jsou definovány

$$N_p = f(P, W) \quad (9a)$$

Při stanovení této funkční závislosti se za konstanty považují: cena paliva

a mazadel, měrná spotřeba a měrná hmotnost paliva a relativní vztah mezi spotřebou paliva a mazadel.

$$N_m = f(W) \quad (9b)$$

Při dané technologické operaci je konstantní veličinou hodinová mzda řidiče, popř. obsluhy zemědělského stroje, a počet obsluhujícího personálu.

$$N_{it} = f(P, G, W) \quad (9c)$$

Životnost traktoru v hodinách se předpokládá nezávislá na výkonové třídě traktoru.

$$N_{is} = f(B, W) \quad (9d)$$

Podobně jako v předcházejícím případě je životnost stroje vyjadřována v hodinách a pro daný druh stroje je konstantní.

$$N_{ut} = k N_{it} = f(P, G, W) \quad (9e)$$

$$N_{us} = k N_{is} = f(B, W) \quad (9f)$$

Ve vztazích (9e) a (9f) vyjadřuje k předpokládaný úrok za dobu životnosti stroje.

$$N_{ot} = f(P, W) \quad (9g)$$

V tomto případě se uvažuje konstantní počet středních a generálních oprav a jejich cena; náklady na běžné opravy jsou vyjádřeny součinitelem oprav, vztaženým na spotřebované palivo.

$$N_{os} = f(B) \quad (9h)$$

Součinitel nákladovosti na opravy a údržbu zemědělských strojů je podle zkušeností z praxe úměrný pořizovací ceně stroje a lze jej opět považovat za konstantní.

Při použití rovnic (1) až (6) je tedy možno celkové náklady na jednotku plochy (hmotnosti, objemu) vyjádřit jako

$$N_c = f_{10}(P, v, G) \quad (10a)$$

popřípadě

$$N_c = f_{11}(P, B, G) \quad (10b)$$

které použijeme podle charakteru konkrétně řešených úloh.

Daší postup řešení je podobný jako při stanovení parametrů traktoru a zemědělského stroje, odpovídajících maximální výkonnosti agregátu. V zásadě je opět možno najít extrém funkce (10a) nebo (10b) pro daný typ traktoru konstantní hmotnosti a výkonu motoru, tj. stanovit optimální rychlost a záběr agregátů pro minimální provozní náklady.

$$\frac{d N_c}{d v} = 0 \Rightarrow v = konst. \quad (11)$$

Dosazením vypočtené rychlosti do rovnice (6) obdržíme optimální záběr stroje.

Optimální výkon motoru traktoru daných váhových parametrů z hlediska minimálních provozních nákladů se zjistí po provedení

$$\frac{\partial N_c}{\partial v} = 0 = > v = f(P) \quad (12a)$$

$$\frac{\partial N_c}{\partial P} = 0 = > P = f(v) \quad (12b)$$

a řešením rovnic (12a) a (12b). Dosazením vypočtených hodnot do vztahu (6) zjistíme odpovídající záběr stroje.

Považujeme-li i hmotnost traktoru za proměnnou veličinu, postupujeme podobně jako u předcházejícího případu, tj. hledáme extrém funkce (10a).

$$\frac{\partial N_c}{\partial v} = 0 = > v = f(P, G) \quad (13a)$$

$$\frac{\partial N_c}{\partial P} = 0 = > P = f(v, G) \quad (13b)$$

$$\frac{\partial N_c}{\partial G} = 0 = > G = f(P, v) \quad (13c)$$

Řešením rovnic (13) a (6) lze stanovit parametry traktoru a agregovaného stroje, odpovídající minimálním nákladům.

Uvedený způsob jak technického, tak i ekonomického řešení vyjadřuje principiální postup při řešení zadané úlohy. Čistě matematické řešení, vycházející ze známých již funkčních závislostí (průběh odporu stroje v závislosti na rychlosti, závislost prokluzu hnacích kol traktoru na tahové síle apod.), je poměrně přehledné a rychlé u jednodušších funkcí. U funkčních závislostí vyšších řádů je vhodnější použít graficko-početního způsobu řešení (při zachování navrženého postupu), popř. zpracování na matematických strojích. Při konkrétním řešení problematiky zvyšování pracovní rychlosti, popř. výkonnosti traktorových agregátů, je nutné jak technické, tak i ekonomické řešení. Obecně nebude optimum (maximu) výkonnosti odpovídat minimum provozních nákladů. Pro konečnou volbu parametrů bude rozhodující přiblížení se ekonomicky zdůvodněným hodnotám, které je však nutno zvažovat z hlediska perspektivního vývoje mezd, cen strojů, traktorů, paliva apod.

2. PRAKTICKÁ ČÁST

2.1 URČENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ AGREGÁTU TRAKTORU A PLUHU

Tento způsob agregace byl zvolen jednak proto, že je typickým reprezentantem prací, při nichž traktor pracuje jako tahový prostředek, a jednak proto, že kolové traktory nejvyšších výkonových tříd se částečně používají i v orbě, i když není nejdůležitější oblastí jejich nasazení. Při řešení bude použito metodického postupu vypracovaného v teoretické části a vlastní zpracování bude provedeno graficko-početní metodou.

Vycházíme z rovnice (2), jejíž druhý člen je v tomto případě nulový (nulový odběr výkonu vývodovým hřídelem). Okamžitý výkon motoru P , vyjádřený

vztahem (2), je však nahrazen součinem κP , kde κ je součinitel vytížení motoru a P jmenovitý výkon motoru. Použití součinitele vytížení je v další práci nutné, neboť zajišťuje potřebnou výkonovou rezervu pro překonávání náhlých překážek a nerovnoměrností půdního odporu, a tím i reálnost vypočtené výkonnosti agregátu.

Před stanovením funkčních závislostí vztahu (2) je nutno objasnit dílčí vztahy, obecně vyjádřené rovnicemi (3) a (4).

Pro odvození funkčních závislostí byl zvolen traktor Zetor 50 Super, který svými parametry v současné době nejvíce vyhovuje agregaci při zkoumaných operacích

2.11 Prokluz hnacích kol traktoru

Podle vztahu (3) bývá prokluz vyjadřován v závislosti na tahové síle a adhezním zatížení hnací nápravy, popř. pro dané adhezní zatížení jako funkce tahové síly. Experimentálně stanovený prokluz platí pro určitý druh pneumatik (jejich rozměr a stav, huštění apod.) a pro určitý stav a druh jezdového povrchu.

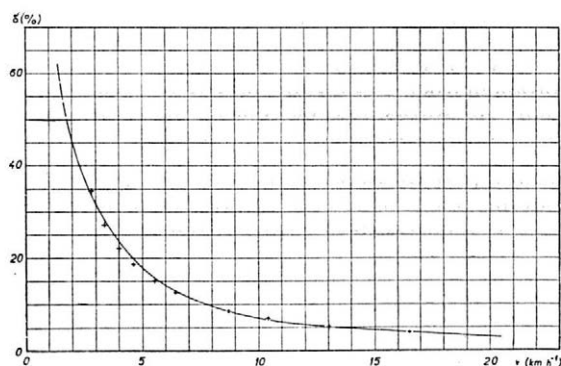
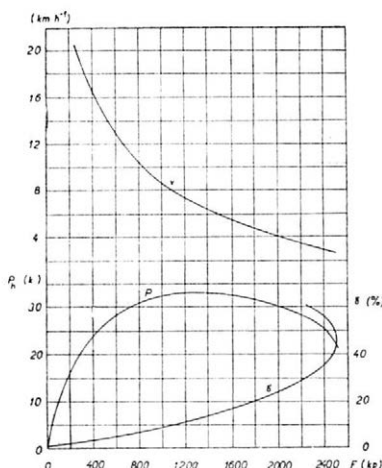
Při stanovení prokluzových charakteristik se vychází z měření na traktoru Zetor 50 Super pracujícího na strništi (vlhkost půdy do hloubky 10 cm 13,4 %, pohotovostní hmotnost traktoru 3915 kg, pneumatiky 14–28, tlak v pneumatikách 1,2 kp cm²). Naměřenou prokluzovou charakteristiku (obr. 1) je možno empiricky vyjádřit např. jako

$$\delta = f(F)$$

$$\delta = (1,1 + 8,1 \cdot 10^{-3} F - 5 \cdot 10^{-6} F^2 + 3,6 \cdot 10^{-9} F^3) \cdot 10^{-2} \quad (14)$$

Podle zvyklostí odborné literatury je v diagramech prokluz δ vynášen v procentech.

Přepočítat křivku prokluzu pro jinou tíhu traktoru (při zachování ostatních



2. Prokluzová charakteristika traktoru Zetor 50 Super v závislosti na rychlosti $\delta = f(v)$
Hmotnost traktoru $G = 3915$ kg; pneumatiky 14–28; huštění pneumatik 1,2 kp cm²; výkon motoru $P = 51,6$ k; vlhkost půdy 13,4 %

1. Prokluzová a potenciální charakteristika traktoru Zetor 50 Super na strništi
Hmotnost traktoru $G = 3915$ kg; pneumatiky 14–28; huštění pneumatik 1,2 kp cm²; výkon motoru $P = 51,6$ k; vlhkost půdy 13,4 %

parametrů traktoru včetně konstantního poměru statického zatížení náprav) je možno za předpokladu, že průběh součinitele adheze se u pneumatiky při změně jejího odhezního zatížení mění jen nepatrně, popř. zůstává neměnný (při práci za stejných podmínek). Tahovou sílu při určitém prokluzu lze pro tíhu traktoru G vyjádřit jako

$$F = \mu G_2 - \varphi G$$

a při změně tíhy traktoru z G na G' jako

$$F' = \mu G_2' - \varphi G'$$

Poněvadž v obou případech je součinitel adheze, a tím i prokluz hnacích kol traktoru shodný, je

$$F' = \frac{G_2'}{G_2} (F + \varphi G) - \varphi G' \quad (15)$$

Vyjádříme-li dále při stejném rozložení tíhy na nápravy traktoru

$$\frac{G'}{G} = \frac{G_2'}{G_2} = k$$

přejde do tvaru

$$F' = kF \quad (16)$$

a přepočet prokluzové charakteristiky (14) pro jinou tíhu traktoru lze provést na základě vztahu

$$\delta = (1,1 + \frac{8,1}{k} 10^{-3} F' - \frac{5}{k^2} 10^6 F'^2 + \frac{3,6}{k^3} 10^9 F'^3) 10^{-2} \quad (17)$$

Při změně tíhy traktoru použitím přidavných závaží, popř. vodní náplně v hnacích kolech, dojde při použití vztahu (17) k určité nepřesnosti, neboť v tomto případě je

$$F' = k'F + G_1 (k' - 1)$$

kde: G_1 = zatížení přední nápravy traktoru

$$k' = \frac{G_2 + \Delta G}{G_2}$$

Poněvadž pro zpracování dalších závislostí způsobuje vyjádření prokluzu $\delta = f(F)$ potíže, je vhodné (v případech, kdy traktor pracuje jako tahový prostředek) vyjádřit prokluz traktoru jako funkci rychlosti, tj. $\delta = f(v)$.

V tomto případě je nutno vycházet z potenciální charakteristiky traktoru, tj. stanovit k prokluzu odpovídající rychlost při konstantním výkonu motoru (v tomto případě z jmenovitého výkonu). Při změně výkonu motoru bude pro dosavadní prokluzovou charakteristiku $\delta = f(P)$ vždy jiná závislost $\delta = f(v)$.

Pro zjištění funkce $\delta = f(v)$ tvořila opět základ tahová charakteristika traktoru Zetor 50 Super pracujícího na strništi.

Průběh potenciální charakteristiky a prokluzu traktoru v závislosti na tahové síle je znázorněn na obrázku 1. Na základě těchto hodnot byla na obrázku 2 vynesena závislost prokluzu na rychlosti. Funkce $\delta = f(v)$ byla analyticky vyjádřena grafickou metodou po předchozím odhadnutí charakteru křivky.

$$\delta v^c = A \quad (18)$$

Logaritmováním byla tato rovnice převedena do lineárního tvaru

$$\log \delta + c \cdot \log v = \log A$$

Grafickým řešením byl pro hodnoty odpovídající traktoru Zetor 50 Super stanoven konečný empirický výraz, platný s dostatečnou přesností v oboru rychlostí 3–20 km h⁻¹.

$$\delta = \frac{1,216}{v^{1,225}} \quad (19)$$

Dobrá shoda empirického vyjádření prokluzu, platná pro výkon motoru 51,6 k, je s naměřenými hodnotami patrna z obrázku 2, kde jsou vypočtené hodnoty označeny křížkem. Vzhledem k agrotechnicky přípustnému prokluzu neměla by pracovní rychlost traktoru klesnout pod 3,5 km h⁻¹.

Změna výkonu motoru, která ovlivní průběh potenciální charakteristiky traktoru z hlediska výkonu na háku a odpovídající rychlosti (průběh účinnosti traktoru se nemění), ovlivní i průběh funkce (19), která pro libovolný výkon motoru přejde u traktoru váhových parametrů Zetor 50 Super do tvaru

$$\delta = 1,216 \left(\frac{P}{51,6 v} \right)^{1,225} \quad (20)$$

Podobně jako v předchozím případě ovlivní průběh $\delta = f(v)$ změna váhových parametrů traktoru. Je-li opět

$$\frac{G'}{G} = k$$

bude při zachování stejného rozložení tíhy na nápravy traktoru platit

$$\delta = 1,216 \left(\frac{P}{k 51,6 v} \right)^{1,225} \quad (21)$$

2.12 Pracovní odpor stroje v závislosti na rychlosti

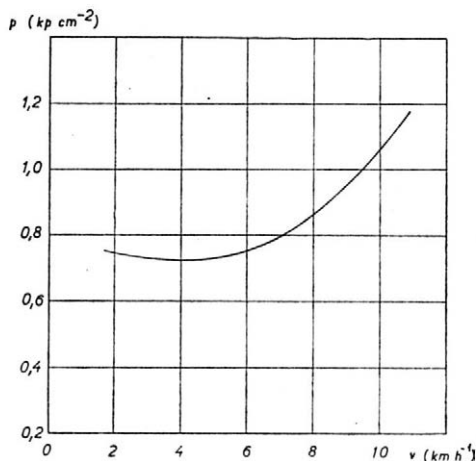
Pracovní odpor určitého stroje závisí na konstrukčních parametrech pracovních orgánů, na jeho technickém stavu, na podmínkách práce (stav porostu, fyzikálně mechanický stav půdy apod.) a na pracovní rychlosti.

Vyjádříme-li vztah (4) v konkrétní formě pro orbu, je horizontální složka pracovního odporu

$$F = Bph \quad (22)$$

kde pouze měrný odpor p je funkcí rychlosti.

3. Průběh měrného odporu pluzního tělesa PU-35 na středně těžké půdě $p = f(v)$



Při konkrétním stanovení $p = f(v)$ je nutno vycházet z naměřených hodnot pro určité podmínky. Průběh měrného odporu ve středně těžké půdě [3] v závislosti na pracovní rychlosti byl odhadnut na základě charakteristiky odporu plužního tělesa PU 35 bez předradličky (obr. 3). Analytické vyjádření této funkce vede ke tvaru

$$p = \frac{(v - 4)^2}{114} + 0,72 \quad (23)$$

kteřý má platnost v rozsahu rychlostí 2–12 km h⁻¹.

Uvažováním pouze vodorovné složky tahového odporu v dalším výpočtu dochází k určité nepřesnosti, která však není podstatného rázu a tedy neovlivní konečné závěry.

2.13 Výkonnost agregátu

Vyjádříme-li v základním vzorci (1) pro plošnou výkonnost (šířka záběru B v cm)

$$W = 0,001 B v$$

rychlost pomocí výkonu motoru a účinnosti traktoru

$$v = \frac{270 P \eta}{F}$$

a záběr stroje pomocí tahové síly, měrného odporu a hloubky orby

$$B = \frac{F}{ph}$$

přejde výraz (1) do tvaru

$$W = \frac{0,27 P \eta}{ph} \quad (24)$$

Tento vzorec již udává vzájemný vztah mezi traktorem a použitým zemědělským strojem, přičemž traktor je charakterizován výkonem motoru a účinností, zatímco stroj měrným odporem. Účinnost traktoru, která závisí na mnoha činitelích, je dána jak konstrukcí traktoru, tak i pracovními podmínkami agregátu. Průběh účinnosti se obvykle vyjadřuje v závislosti na tahové síle, popř. bývá definován jako

$$\eta = \eta_m \eta_\varphi \eta_\delta$$

Pro zjednodušení dalšího postupu řešení je vhodné převést tuto závislost do tvaru

$$\eta = \eta_m \frac{F}{T} (1 - \delta) \quad (25)$$

Vyjádříme dále tvar (25) v závislosti na rychlosti a výkonu motoru

$$\eta = \eta_m \frac{270 P \eta}{270 P + k \varphi G v} [1 - f(P, v, G)]$$

a po úpravě

$$\eta = \eta_m [1 - f(P, v, G)] - \frac{k \varphi G}{270 P} v \quad (26)$$

přičemž $\delta = f(P, v, G)$ je určen výrazem (21).

Dosadíme-li vztahy (21), (23) a (26) do rovnice (24), je plošná výkonnost v orbě

$$W = \frac{0,27 P \eta_m \left[1 - 1,216 \left(\frac{P}{kv 51,6} \right)^{1,225} \right] - \frac{k \varphi G}{1000} v}{h [0,00878 (v - 4)^2 + 0,72]} \quad (27)$$

Rovnice (27) vyjadřuje plošnou výkonnost při orbě pro konstantní hloubku orby. V případě, že bychom chtěli vyjádřit rovnici (27) v objemových jednotkách, vynásobíme ji hloubkou h .

2.2 STANOVENÍ VÝKONNOSTI AGREGÁTU A PARAMETRŮ PLUHU PRO TRAKTOR URČITÝCH VÁHOVÝCH A VÝKONOVÝCH UKAZATELŮ

2.2.1 Technické řešení agregace

Při řešení agregace, která uvažuje použití traktoru Zetor 50 Super s jmenovitým výkonem motoru $P = 51,6$, je nutno počítat s tím, že motor může být středně vytižen na 85 % jmenovitého výkonu. Poněvadž traktor byl při zkouškách vybaven dodatečným závažím v kolech včetně vody v pneumatikách, byla jeho celková hmotnost 3915 kg. Součinitel k je proto roven 1.

Jako konstantní hodnoty jsou dále vzaty:

mechanická účinnost traktoru $\eta_m = 0,85$

valivý odpor traktoru na strništi $F_\varphi = 250$ kp

hloubka orby $h = 25$ cm

Plošnou výkonnost agregátu je pak možno určit podle vzorce (27):

$$W = \frac{10,1 \left[1 - 1,216 \left(\frac{0,852}{v} \right)^{1,225} \right] - 0,25 v}{0,219 (v - 4)^2 + 18} \quad (27a)$$

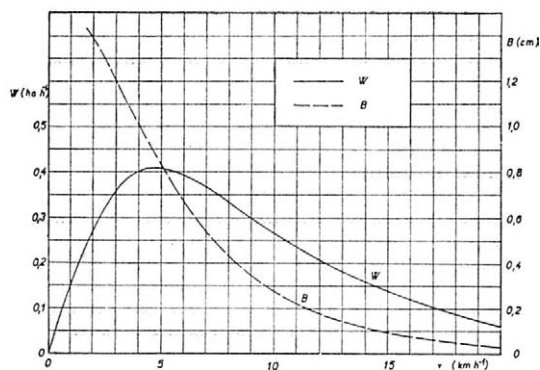
a jí odpovídající záběr pluhu podle vzorce (1):

$$B = 1000 \frac{W}{v} \quad (28)$$

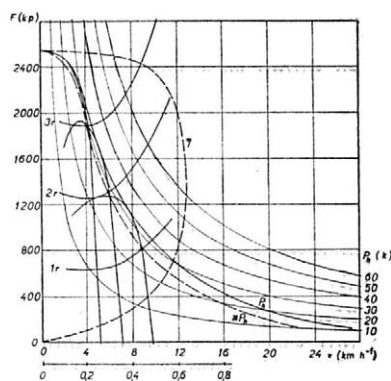
Maximální výkonnost a jí odpovídající pracovní rychlost a pracovní záběr pluhu pro dané podmínky je možno stanovit buď odečtením z křivek, vynesných pro traktor Zetor 50 Super na obrázku 4 podle vztahů (27) a (28), nebo přímo početně stanovením extrému funkce (27a). Provedení $dW/dv = 0$ vede k algebraické iracionální rovnici (29):

$$0,021 v^3 - 1,7 v + 2,74 v^{0,225} - 15,08^{1,225} + 101,9 v^{-2,225} + 4,74 = 0 \quad (29)$$

Použitelný kořen této rovnice leží v rozmezí 4–8 km h⁻¹. K jeho separaci byla použita numericko-grafická metoda, kterou byl hledán průsečík $y = f(v)$ s osou x . Grafickým zobrazením rovnice bylo zjištěno, že optimální pracovní rychlost agregátu je 4,7 km h⁻¹. Po zpětném dosazení této hodnoty do rovnice



4. Průběh plošné výkonnosti $W = f(v)$ a záběru pluhu $B = f(v)$ agregátu traktoru Zetor 50 Super s pluhem



5. Grafické řešení agregace traktoru Zetor 50 Super pro orbu na základě tahové charakteristiky typu $F = f(v)$

(27a) byla vypočtena maximální hodinová výkonnost, která v našem případě je $0,41 \text{ ha h}^{-1}$. Použijeme-li dále rovnici (28), je možno stanovit pracovní záběr stroje $B = 87,1 \text{ cm}$, což představuje 2,5 radlic o záběru jedné radlice 35 cm . V praktickém případě je nutno použít dvou nebo třiradličný pluh.

Stanovení extrém funkce (27a) bez vyšetření jejího průběhu určí sice přesné hodnoty, ale vzhledem k nutnosti volit záběr pluhu stupňovitě (počet a záběr radlic) je vhodné vyjádřit průběh rovnic (27a) a (28) graficky. Z průběhu těchto křivek (obr. 4) je vidět, že s ohledem na výkonnost je vhodnější používat pluh o menším záběru a větší pracovní rychlosti než naopak, neboť zvyšování rychlosti nepůsobí tak nepříznivě jako její snižování (strmost křivky výkonnosti směrem k vyšším rychlostem je menší než u rychlostí nižších).

Určená optimální rychlost pro orbu s traktorem Zetor 50 Super bude konstantní ve všech půdních podmínkách (střední, těžká i lehká půda), nezmění-li se součinitel adheze a charakter průběhu měrného odporu pluhu v závislosti na rychlosti. Poněvadž na změně půdních podmínek závisí hodnota celkového tahového odporu, je v těchto případech nutno měnit pracovní záběr pluhu, popř. hloubku orby. Plošná výkonnost se pak bude měnit v poměru změn pracovního záběru pluhu proti záběru původně stanovenému.

Pro praktické řešení agregace má rovněž význam metoda vycházející z předem stanovené tahové charakteristiky traktoru, která je vyjádřena v souřadnicích F, v , a z průběhu odporů pluhů, vyjádřených v téže závislosti.

Příklad praktického řešení je uveden na obrázku 5, v němž je vynesena jak potenciální charakteristika traktoru Zetor 50 Super, tak i charakteristiky jednotlivých převodových stupňů a průběhy orebných odporů pluhů o různém počtu radlic (záběru 35 cm a hloubce orby 25 cm). Současně je v tomto diagramu vynesena průběh účinnosti traktoru v závislosti na tahové síle.

Průsečíky křivek odporů jednotlivých pluhů (používajících stejného typu radlic) se sníženou potenciální charakteristikou (odpovídající výkonu 44 k) určují teoretické hodnoty F a v , potřebné pro stanovení optimální výkonnosti agregátu. Z porovnání obou způsobů je patrna dobrá shoda výsledků použitých metod stanovení maximální výkonnosti, přičemž graficko-početní způsob je pro daný případ řešení méně náročný, neboť nevyžaduje analytické vyjádření prokluzu a měrného odporu stroje jako funkce rychlosti. Navíc bezprostředně poskytuje

možnost přiřazení vhodného převodového stupně. (Obecně: průsečík křivky odporu pluhu se sníženou potenciální charakteristikou nemusí ležet v charakteristice převodových stupňů traktoru.)

2.22 Řešení agregace z hlediska provozních nákladů

Při řešení agregace traktoru Zetor 50 Super s pluhem se vychází z obecné závislosti, vyjádřené rovnicemi (9) a (9a) — (9h). V konkrétní formě jsou tyto funkční závislosti vyjádřeny rovnicemi (30a) — (30h). Spotřeba paliva na hektar vykonané práce byla stanovena za předpokladu, že měrná spotřeba paliva motoru je pro všechny výkonové kategorie traktoru stejná (proti skutečnosti jsou tímto předpokladem znevýhodněny traktory vyšších výkonů).

$$Q_h = \frac{g}{1000} \frac{P}{W}$$

Náklady na spotřebované palivo a mazadla (náklady na mazadla jsou vyjádřeny 10% zvýšením celkových nákladů za palivo) jsou pak

$$N_p = 1,1 \frac{g}{1000} \frac{P}{W} \cdot c \quad (30a)$$

Náklady na mzdy jsou stanoveny ze základní hodinové mzdy traktoristy. V přepočtu na 1 ha vykonané práce je

$$N_m = \frac{m}{W} \quad (30b)$$

Náklady na odpisy traktoru N_{it} vycházejí z pořizovací ceny traktoru a jeho životnosti v provozních hodinách.

$$N_{it} = \frac{c_t}{z_t W} \quad (30c)$$

Podobně se stanoví odpisy na agregátový stroj N_{is} , jehož životnost však bývá udávána v hektarech. V tomto případě je

$$N_{is} = \frac{c_s}{z_s W} \quad (30d)$$

Náklady, vyplývající z nároku na úrok z vložených investic do strojů, jsou odhadovány zhruba 24 % z pořizovací ceny stroje, což za osmiletou dobu fyzické upotřebitelnosti tvoří asi 3 % ročně. Jejich výpočet na 1 ha práce je uskutečnitelný podle vztahu (27), popř. (27a).

$$N_{ut} = \frac{0,24 c_t}{z_t W} \quad (30e)$$

$$N_{us} = \frac{0,24 c_s}{a_s} \quad (30f)$$

Náklady na technickou údržbu a opravu traktoru (generální, střední a běžné) se obvykle vyjadřují v relaci k spotřebovanému palivu. Do požadovaného tvaru se přepočítávají podle rovnice:

$$N_{ot} = \left[\frac{n_{go} c_{go} + n_{so} c_{so}}{Q_t} + N_{bo} \right] Q_t \quad (30g)$$

K stanovení nákladů na opravy a údržbu zemědělských strojů není dostatek podkladů, takže při ekonomických hodnoceních se běžně používá průměrných hodnot z praxe. Bylo stanoveno s dostatečnou přesností, že koeficient oprav za dobu fyzické upotřebitelnosti stroje ve vztahu k pořizovací ceně je 2,4. Pak platí:

$$N_{os} = 2,4 \frac{c_s}{a_s} \quad (30h)$$

Dosadíme-li do závislosti (30a—h) konkrétní hodnoty traktoru Zetor 50 Super a pluhu s teoretickým záběrem, odpovídajícím příslušné výkonnosti podle diagramu 4, vyjádříme teoretický průběh provozních nákladů pro orbu v závislosti na pracovní rychlosti agregátu.

Při konkrétním výpočtu bylo použito hodnot uvedených v tabulce I.

Pro vyjádření této závislosti bylo použito graficko-numerického zpracování, neboť její analytické vyjádření je vzhledem k složitosti výrazu (27a) obtížné.

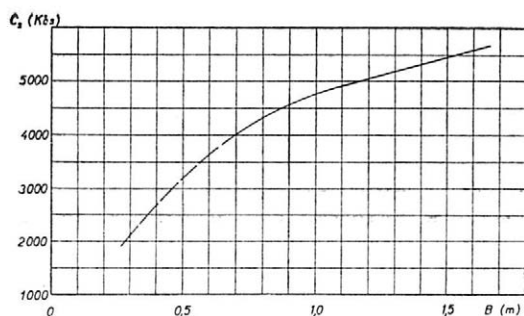
Při stanovení ceny přívěsných pluhů o různém počtu radlic se vycházelo z cenové relace mezi pluhy 2-6-PZ-35. Pro určení ceny při dalším výpočtu byla pak stanovena křivka uvedená na obrázku 6.

Náklady na orbu s traktorem Zetor 50 Super, vypočtené podle rovnic (30a—h), jsou vyneseny v závislosti na pracovní rychlosti v obrázku 7. Z porovnání průběhu výkonnosti (obr. 4) s křivkou nákladů je vidět, že v uvažovaném

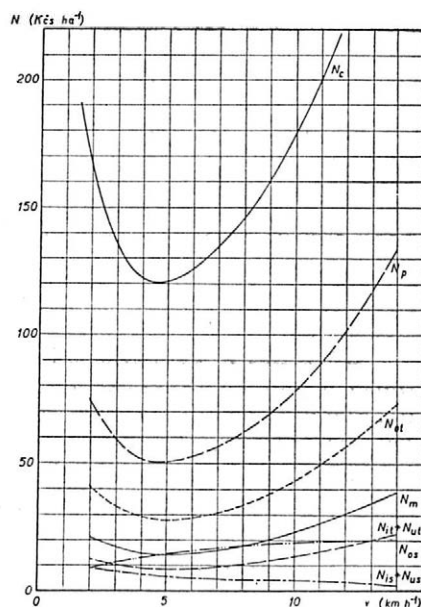
I. Vyčíslení hodnot traktoru Zetor 50 Super a pluhu

Ukazatel	Označení	Hodnota	Rozměr
Měrná spotřeba paliva motoru	g	180	$\text{g k}^{-1} \text{h}^{-1}$
Měrná hmotnost nafty		0,84	g cm^{-3}
Cena paliva	c	2	Kčs l^{-1}
Hodinová mzda řidiče	m	6	Kčs h^{-1}
Fyzická upotřebitelnost traktoru	z_t	12 800*)	h
Fyzická upotřebitelnost stroje	a_s	8,8B	ha
Fyzická upotřebitelnost stroje	z_s	2 400	h
Počet generálních oprav za dobu upotřebitelnosti	n_{go}	3	
Počet středních oprav za dobu upotřebitelnosti	n_{so}	4	
Cena generální opravy	c_{go}	11 200	Kčs
Cena střední opravy	c_{so}	4 700	Kčs
Náklady na běžné opravy a údržbu	N_{bo}	0,445	Kčs l^{-1}
Spotřeba paliva za dobu fyzické upotřebitelnosti traktoru	Q_t	80 000	l
Pořizovací cena traktoru Z 50 Super	c_t	35 000	Kčs
Pořizovací cena pluhu	c_s	viz obr. 6	Kčs

*) Vzhledem k málo častému používání traktoru k orbě byly při výpočtu vzaty průměrné hodnoty



6. Odhad pořizovací ceny pluhů $C_s = f(B)$



7. Průběh dílčích a celkových nákladů pro orbu traktorem Zetor 50 Super v závislosti na pracovní rychlosti

případě odpovídá maximu výkonnosti zhruba minimum celkových nákladů. To je způsobeno především tím, že cena pluhu tvoří jen menší část z celkových nákladů. Jejich podstatnou část tvoří náklady na palivo a náklady na údržbu a opravy (traktoru i pluhu). Závěry, které vyplynuly z technického řešení, byly v tomto případě ekonomickým rozbořem potvrzeny. Z průběhu křivky nákladů je opět vidět, že při nemožnosti dodržení optimální rychlosti ($4,7 \text{ km h}^{-1}$) je vhodnější pracovat vyšší rychlostí než nižší.

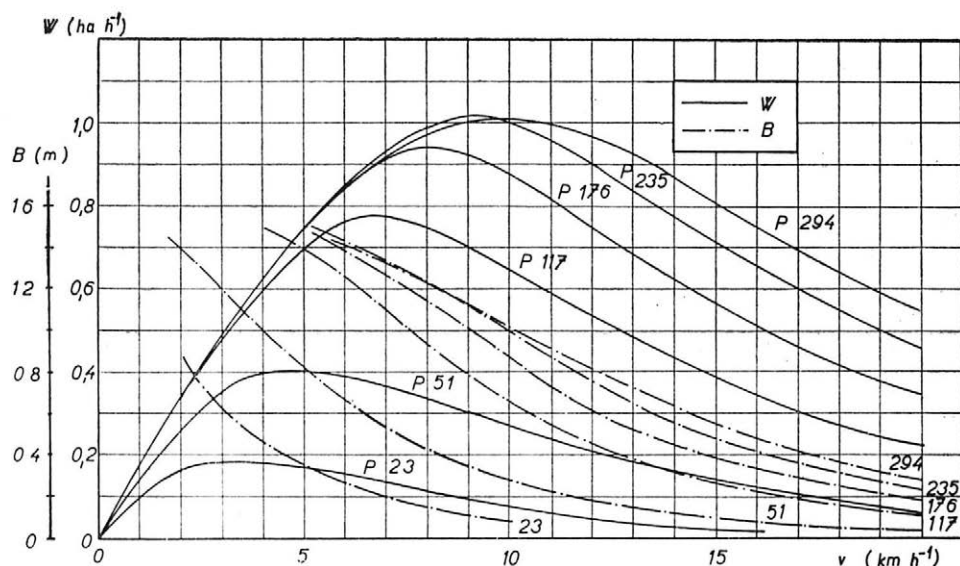
2.3 STANOVENÍ VÝKONNOSTI AGREGÁTU A PARAMETRŮ PLUHU V ZÁVISLOSTI NA VÝKONU MOTORU TRAKTORU URČITÝCH VÁHOVÝCH PARAMETRŮ

V předcházející stati byl řešen případ, kdy se výkon motoru ani provozní váha traktoru nemění. Vycházelo se tedy z dosavadního traktoru, k němuž je řešen příslušný zemědělský stroj. V praxi je však celkem běžným zjevení, že se výkon motoru postupně zvyšuje, aniž by se měnily ostatní parametry energetického zdroje (zejména váhové). Tím se obecně vykonnost traktorových agregátů zvyšuje; je však nutno stanovit optimální výkon motoru pro určité podmínky (pracovní i druh agregace) nejen z hlediska maximální výkonnosti stroje, ale i z ekonomického pohledu. Jako druhotný závěr vyplynou i požadavky na případné základní parametry stroje, s kterým je traktor agregován.

2.3.1 Technické řešení agregace

Při stanovení výkonnosti je možno v základě použít závislosti rovnice (27) s tím, že za proměnné veličiny budeme považovat jak pracovní rychlost, tak i jmenovitý výkon motoru.

$$W = \frac{0,23 \times P \left[1 - 1,216 \left(\frac{P}{51,6 v} \right)^{1,225} \right] - 0,25 v}{0,219 (v - 4)^2 + 18} \quad (27b)$$



8. Plošná výkonnost a záběr pluhu $W = f(v)$ a $B = f(v)$ v závislosti na rychlosti pro různé výkony motorů (hmotnost traktoru 3915 kg)

Budeme-li, jako v předcházejícím praktickém případě, uvažovat agregaci traktoru Zetor 50 Super o hmotnosti 3915 kg s pluhem, je průběh maximální výkonnosti v závislosti na výkonu motoru vynesen na obrázku 8. Maximální výkonnost je možno stanovit přímo, použijeme-li postupu uvedeného ve stati 1.1, tj. provedeme-li

$$\frac{\partial W}{\partial v} = 0 \quad \text{a} \quad \frac{\partial W}{\partial P} = 0$$

rovnice (27). Po vyřešení parciálních derivací a úpravě obdržíme:

$$P = \frac{51,6 v}{\kappa 2,71^{0,816}} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{0,926}{\kappa P} v^2 - 1,7 v + 3,34 \left(\frac{\kappa P}{51,6} \right)^{1,225} \cdot v^{-0,225} - 18,35 \left(\frac{\kappa P}{51,6} \right)^{1,225} \cdot v^{-1,225} + \\ + 124 \left(\frac{\kappa P}{51,6} \right)^{1,225} v^{-2,225} - \frac{90,91}{\kappa P} + 6,9 = 0 \end{aligned} \quad (32)$$

Desazením vzorce (31) do (32) obdržíme kvadratickou rovnici, která má jeden použitelný kořen

$$v = 9,9 \text{ km h}^{-1}$$

Z lineární rovnice (31) vyplývá hodnota výkonu motoru, odpovídající maximální výkonnosti agregátu:

$$P = 265 \text{ k}$$

Hodnota výkonnosti stanovená ze vzorce (27b) je

$$W = 1,025 \text{ ha h}^{-1}$$

Průběh maximální výkonnosti v závislosti na výkonu motoru je zajímavý (obr. 9). Výkonnost agregátu (odvozená z obr. 8, v němž je vynesena průběh výkonnosti a záběru pluhu pro různé hodnoty jmenovitého výkonu motoru v závislosti na pracovní rychlosti agregátu) stoupá progresivně až do výkonu motoru 160 k. Tomuto bodu křivky odpovídá i maximální pracovní záběr pluhu (120 cm) a pracovní rychlost $7,7 \text{ km h}^{-1}$. Maximální výkonnosti se dosáhne při výkonu motoru 265 k a pracovní rychlosti $9,9 \text{ km h}^{-1}$. Při dalším zvyšování výkonu motoru výkonnost klesá vlivem nadměrně rostoucího odporu pluhu, a tím nutně menšího záběru.

2.32 Řešení agregace z hlediska provozních nákladů

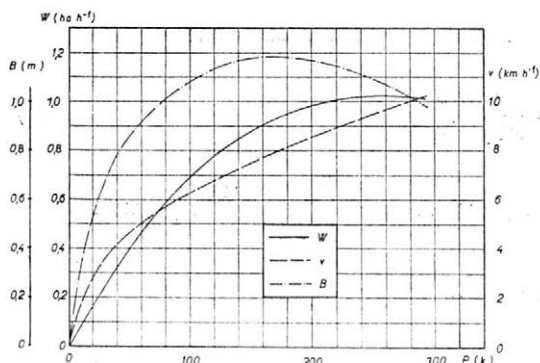
Posuzujeme-li orebný agregát kolového traktoru udaných váhových parametrů pouze z hlediska výkonnosti, měl by být traktor vybaven motorem o jmenovitém výkonu 265 k. Je zřejmé, že tento závěr je nereálný, neboť od výkonu motoru zhruba 130 k není přírůstek výkonnosti úměrný potřebě výkonu, což je způsobeno nepříznivým průběhem měrného odporu pluhu v oblasti vyšších pracovních rychlostí. Proto jediným určujícím činitelem pro stanovení výkonu motoru je hledisko ekonomické.

Minimální náklady při orbě v závislosti na výkonu motoru byly vypočteny podle rovnic (30a–h). Ke stanovení průběhu nákladů se vždy použilo výkonnosti, odpovídající minimálním provozním nákladům při určitém výkonu motoru.

Při konkrétním výpočtu bylo použito hodnot z tabulky I s tím, že fyzická upotřebitelnost traktoru v litrech paliva byla stanovena

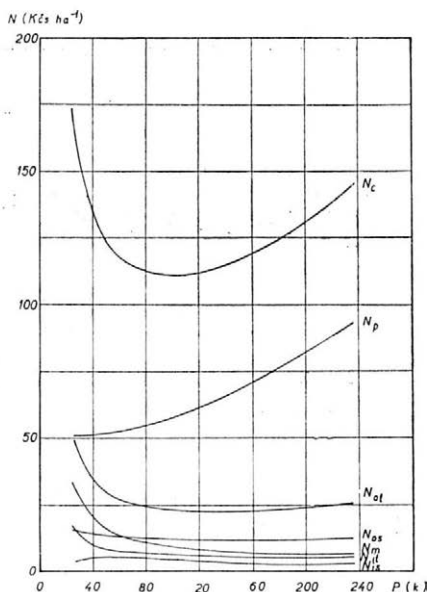
$$Q_t = 80\,000 \frac{P}{51,6}$$

a je tedy úměrná zvýšení výkonu motoru proti traktoru Zetor 50 Super.



9. Průběh výkonnosti $W = f(P)$, pracovní rychlosti $v = f(P)$ a záběru pluhu $B = f(P)$ traktoru celkové hmotnosti 3915 kg

10. Závislost minimálních celkových a dílčích nákladů při orbě na jmenovitém výkonu motoru (traktor hmotnosti 3915 kg)



Při stanovení ceny traktoru se vycházelo z pořizovací ceny traktoru Zetor 50 Super, která je zhruba 35 000 Kčs. Poněvadž v rozboru se předpokládá, že váhové parametry traktoru se nebudou při zvyšování výkonu jeho motoru prakticky měnit, bude případné zvýšení ceny ovlivněno, převážně zvýšenou cenou motoru. Podle současných relací v cenách motorů unifikované řady a na základě některých zahraničních podkladů lze předpokládat, že zvýšením výkonu motoru dosavadního traktoru o 10 k se zvýší jeho cena asi o 700 Kčs.

Průběh nákladů (celkových i dílčích) v závislosti na instalovaném výkonu motoru je znázorněn v diagramu na obrázku 10, z něhož je patrné, že největší položku v celkových nákladech tvoří náklady na palivo, zvláště v oblasti vyšších výkonů.

S rostoucím výkonem motoru roste progresivně spotřeba paliva, zatímco ostatní náklady klesají. V oblasti malých výkonů je průběh celkových nákladů ovlivňován kromě mezd hodnotou nákladů na TÚ a opravy a odpisy traktorů. Minimum křivky celkových nákladů je při výkonu 100 k. V oblasti minima je však charakteristika nákladů poměrně plochá, takže za vhodný výkonový rozsah je možno považovat 80–140 k. Další hodnoty, charakterizující agregaci a výkonnost pro zvolený typ traktoru, lze zjistit z obrázku 9.

Za uvedených podmínek by se měl teoreticky pracovní záběr pluhu pohybovat v rozmezí 105–120 cm, přičemž pracovní rychlost agregátu by byla v rozmezí 5,7–7,5 km h⁻¹.

V předcházející stati byla zjištěna hodnota optimálního výkonu motoru, odpovídající maximální výkonnosti traktorového agregátu. Pro tento případ byl stanoven výkon motoru 265 k. Z ekonomického rozboru vyplývá, že pro zjišťovaný případ (traktor o hmotnosti 3915 kg, orba přívěsným pluhem při maximálním půdním odporu 0,72 kp cm⁻²) by měl být výkon motoru 80–140 k. Vzhledem k nedostatku kvalifikovaných pracovníků by se měl výkon pro orbu stanovit jeho vyšší hranicí (120–140 k). K podobnému hledisku povede i lepší honorování pracovních sil v zemědělství, k němuž bude muset v budoucnu dojít. (Nízká hodnota mezd posunuje minimum celkových nákladů do oblasti nižších výkonů motoru.) Použití vyšších výkonů v uvedeném rozmezí vyplývá i z toho, že v budoucnu musí být vývojové práce v oboru zemědělských strojů a nářadí zaměřeny na snižování odporů strojů při vyšších pracovních rychlostech. Tím se výkonnosti agregátů dále zvýší a náklady na jednotku vykonávané práce klesnou.

Je nutno zdůraznit, že tento závěr platí pro uvedenou agregaci a udané pracovní podmínky. Konkrétní návrh traktoru určitého výkonu musí pak vyhovovat nejen pro orbu, ale zejména pro agregaci při těch technologických operacích včetně dopravy, v nichž je traktor během roku převážně nasazován.

2.4 STANOVENÍ PARAMETRŮ TRAKTORU A AGREGOVANÉHO PLUHU

Probrané případy uvažovaly především daný typ traktoru, popř. traktor daných váhových parametrů s proměnlivým výkonem motoru. Obecné určení parametrů traktoru a tím i agregovaného pluhu závisí opět na průběhu měrného odporu pluhu v závislosti na rychlosti.

Řešení vhodné k použití při návrhu nového typu traktoru vychází z obecného vztahu pro orbu (27). Použitý postup nalezení extrému funkce

$$W = f(P, G, v)$$

II. Cena traktoru v závislosti na jeho hmotnosti a výkonu motoru (Kčs)

Výkon motoru k	Hmotnost traktoru — kg		
	3 915	5 000	6 000
23,5	33 180	42 400	50 900
51,6	35 000	44 700	53 700
60	35 700	45 550	54 700
117,5	39 760	50 700	61 000
176,5	47 320	60 500	72 500
235	54 950	70 100	84 200
294	62 580	80 000	96 000

nebyl zjišťován pomocí parciálních derivací, nýbrž graficko-početní metodou při uvažování tří hodnot hmotnosti traktoru, a to 3915, 5000 a 6000 kg.

Kromě hodnot použitých již dříve k ekonomickému hodnocení bylo nutno odhadnout cenu traktoru nejen v závislosti na výkonu motoru, ale i na jeho hmotnosti. Stanovení cenových relací vycházelo z předpokladu, že při stejné technologické úrovni výroby stojí 1 kg traktoru asi 9 Kčs (traktor Zetor 50 Super) a že cena traktoru je dále ovlivňována při zvýšení výkonu motoru. Navržený průběh cen v závislosti na hmotnosti traktoru a výkonu motoru nemusí plně vyhovovat pro traktory vysokých výkonů, neovlivní však v podstatě polohu minima celkových nákladů při ekonomickém rozboru. Ceny traktoru, použité při dalším řešení (při změně hmotnosti a různém výkonu motoru), jsou uvedeny v tabulce II.

2.41 Technické řešení agregace

Postup výpočtu při technickém řešení zůstává shodný jako v předešlém případě. Do rozšířené rovnice (27c) byly však dosazovány tři váhové ukazatele traktoru:

$$W = \frac{0,23 \kappa P \left[1 - 1,216 \left(\frac{\kappa P}{51,6 \kappa v} \right)^{1,225} \right] - 0,25 \kappa v}{0,219 (v - 4)^2 + 18} \quad (27c)$$

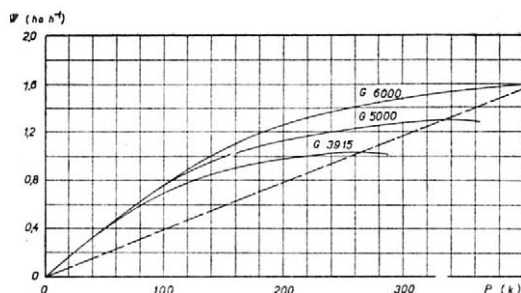
Průběh maximální výkonnosti v závislosti na výkonu motoru pro uvedené hmotnosti traktoru je patrný z obrázku 11. Z diagramu je vidět, že maxima výkonnosti pro různou hmotnost traktoru leží na přímce

$$W = 4,72 \cdot 10^{-3} P$$

Z toho lze usoudit, že funkce (27c) nemá extrém, a že tedy průběh maximální výkonnosti v závislosti na hmotnosti traktoru je možno vyjádřit graficky (obr. 13) nebo počtetně z rovnice (27c), a to

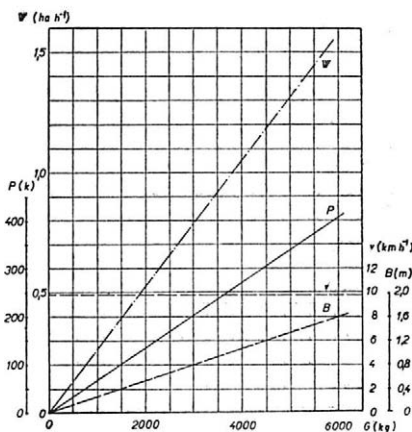
$$\frac{\partial W}{\partial v} = 0 \quad \text{a} \quad \frac{\partial W}{\partial P} = 0$$

a jejich řešením.



11. Výkonost agregátu v orbě $W = f(P)$ pro hmotnost traktoru $G = 3915, 5000$ a 6000 kg

12. Maximální výkonost při orbě W , potřebný výkon motoru P , záběr pluhu B a pracovní rychlost agregátu v v závislosti na hmotnosti traktoru G



Výpočtem $\frac{\partial W}{\partial v} = 0$ získáme po úpravě:

$$0,926 \frac{k}{\kappa P} v^2 - 1,7 + 3,34 \left(\frac{\kappa P}{51,6 k} \right)^{1,225} v^{-0,225} - 18,35 \left(\frac{\kappa P}{51,6 k} \right)^{1,225} v^{-1,225} + 124 \left(\frac{\kappa P}{51,6 k} \right)^{1,225} v^{-2,225} - 90,91 \frac{k}{\kappa P} + 6,8 = 0 \quad (32a)$$

Podobným postupem pomocí $\frac{\partial W}{\partial P} = 0$ obdržíme výraz pro výpočet výkonu motoru

$$P = \frac{51,6 k}{\kappa 2,71^{0,816}} v \quad (31a)$$

Řešením rovnic (32a) a (31a) dospějeme k výsledku, že optimální rychlost z hlediska maximální výkonosti traktoru v orbě nezávisí na hmotnosti traktoru. Pro daný průběh odporu pluhu a pro uvažované pracovní podmínky traktoru je konkrétní hodnota této rychlosti

$$v = 9,9 \text{ km h}^{-1}$$

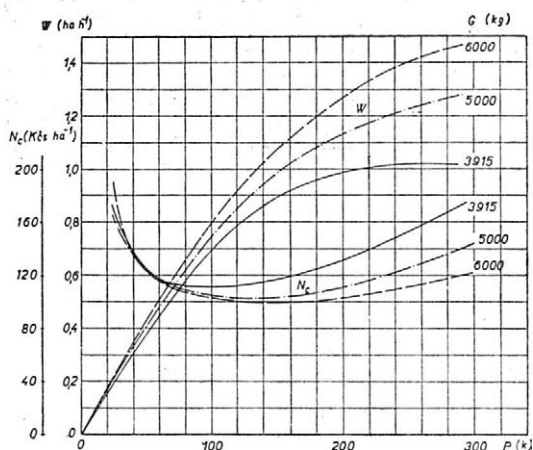
Potřeba výkonu motoru a příslušné váhové parametry traktoru se zjistí použitím rovnice (31a) nebo (33). Maximální výkonosti v orbě může být dosaženo v případě, kdy pojezdová rychlost traktoru je $9,9 \text{ km h}^{-1}$ (za daných půdních podmínek a při použití tělesa pluhu PU 35) a hmotnost traktoru, výkon motoru a pracovní záběr pluhu mají hodnotu ∞ .

K určení technických parametrů traktoru a agregovaného pluhu za daných podmínek řešení slouží výsledný graf na obrázku 12. Přitom se předpokládá, že traktory různé hmotnosti mají shodný průběh součinitele adheze, shodné procentuální rozložení váhy mezi přední a zadní nápravou a výkonovou hmotnost 15 kg k^{-1} , která byla stanovena z hlediska dosažení maximální výkonosti. Tato hodnota je pro traktory menší hmotnosti příliš nízká, neboť přírůstek výkonosti agregátu v orbě není úměrný potřebě výkonu motoru (např. obr. 11).

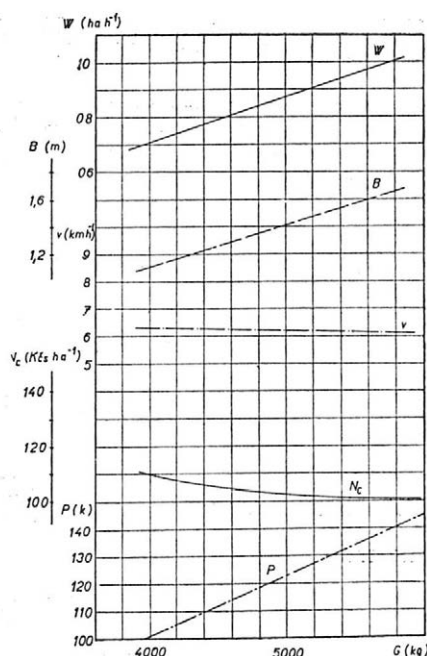
Je tedy opět nutná redukce výsledků technického řešení ekonomickým zhodnocením.

2.42 Řešení agregace z hlediska provozních nákladů

Postup ekonomického řešení byl shodný s předcházejícím případem. Výsledné křivky minimálních nákladů v závislosti na výkonu motoru pro tři hodnoty hmotnosti traktoru (3915, 5000 a 6000 kg) jsou vyneseny v diagramu na obrázku 13. Pro přehlednost jsou v témž diagramu vyneseny i křivky maximální výkonosti.



13. Závislost minimálních nákladů a odpovídající výkonosti agregátu při orbě na výkonu motoru P pro různou hmotnost traktoru G



14. Výkon motoru, celkové náklady, rychlost agregátu, výkonost agregátu a záběr pluhu v závislosti na hmotnosti traktoru

Výsledky ekonomických rozborů jsou shrnuty v obrázku 14, kde na osu pořadnic je vynášen jmenovitý výkon motoru, celkové náklady na 1 ha orby, jezdivá rychlost agregátu, odpovídající pracovní záběr pluhu a výkonost, na osu souřadnic pak hmotnost traktoru. Z výsledného grafu je patrné, že výkonová hmotnost v rozmezí hmotnosti 4000–6000 kg má být zhruba 40 kg k^{-1} . Pracovní rychlost agregátu v této oblasti je prakticky shodná, a to $6,3\text{--}6,0 \text{ km h}^{-1}$. Z plochého charakteru celkových nákladů je vidět, že uvažovaným poměrům bude nejlépe vyhovovat traktor celkové hmotnosti 5000 kg s výkonem 125 k. Optimální rychlost bude $6,1 \text{ km h}^{-1}$ při záběru 1,4 m. Teoretická plošná výkonost agregátu bude $0,87 \text{ ha h}^{-1}$.

3. ZÁVĚR

1. Teoretickým i praktickým řešením úkolu bylo prokázáno, že otázka zvyšování pracovních rychlostí mobilních agregátů musí být chápána v širším smyslu než dosud, především se zaměřením na zvyšování výkonosti (plošné, objemové nebo hmotnostní.) Ke stanovení optimálních parametrů agregátů, tj. jednotného

celku traktoru a pracovního stroje, byla vypracována exaktní metoda, vycházející z nových poznatků teorie traktorů a zemědělských strojů. Bylo prokázáno, že technické řešení je nutno spojit s řešením ekonomickým, které svými důsledky může být často limitujícím činitelem navrženého způsobu agregace.

2. Navržená metoda umožňuje pro každý typ agregace stanovit
 - k danému typu traktoru optimální parametry pracovního stroje (pracovní rychlost a záběr),
 - k danému typu stroje optimální výkon motoru a pojezdovou rychlost traktoru daných váhových parametrů,
 - optimální parametry traktoru i zemědělského stroje pro danou technologickou operaci (hmotnost traktoru, výkon motoru, pracovní rychlost a záběr stroje).

Přesnost dosažených výsledků závisí na dostupných podkladových materiálech, které je nutno získávat experimentálně. U traktorů jsou to především průběhy potenciálních a prokluzových charakteristik, popř. průběhy součinitele adheze v závislosti na prokluzu pro různé typy traktorů a různé pracovní podmínky; u zemědělských strojů to jsou především průběhy měrných odporů a potřebného příkonu v závislosti na pracovní rychlosti. Pro ekonomické řešení je třeba mít zdůvodněné a ověřené podklady (popř. cenové relace), zvláště o cenách strojů, životnosti a nákladech na opravy.

3. Teoretickým ověřením a praktickým příkladem bylo prokázáno, že pro danou technologickou operaci a určitý typ stroje existuje určitá optimální pracovní rychlost, která v některých případech zůstává neměnná (pokud se nemění koncepce stroje, popř. jeho pracovních orgánů). Hodnota optimální pracovní rychlosti může být rozdílná, je-li posuzována z hlediska výkonnosti nebo z ekonomického hlediska. Změna optimální rychlosti směrem k vyšším rychlostem závisí v převážné míře na zemědělském stroji, popř. na průběhu jeho měrného odporu při vyšších rychlostech.

Bylo prokázáno, že používání traktorů s vyšším výkonem motoru (než jaký odpovídá stanovené agregaci) nezhoršuje podstatně ekonomickou účinnost agregace, zatímco použití výkonu nižšího se projeví ekonomicky velmi nepříznivě.

4. Z prakticky řešených případů vyplývá, že při orbě (dosavadními plužními tělesy) je z kolových traktorů nejvhodnější použití traktoru o celkové hmotnosti 5000 kg s výkonem motoru 120–130 k.

5. Podle teoretického řešení (na základě průběhu měrného odporu v závislosti na rychlosti) byla stanovena optimální pracovní rychlost pro orbu zhruba 6 km h⁻¹. Dosažení vyšší výkonnosti a tím i pracovní rychlosti závisí na vývoji nových typů plužních těles, u nichž by minimum pracovního odporu bylo v oblasti vyšších pracovních rychlostí, přičemž absolutní hodnota odporu musí být nižší nebo rovna dnešním hodnotám.

Použitá označení

a_s	— fyzická upotřebitelnost stroje	(ha)
B	— pracovní záběr stroje	(cm, m)
c	— cena paliva (nafty)	(Kčs l ⁻¹)
c_s	— pořizovací cena stroje	(Kčs)
c_t	— pořizovací cena traktoru	(Kčs)
c_{so}	— cena střední opravy	(Kčs)
c_{go}	— cena generální opravy	(Kčs)

F	— tahová síla (odpor)	(kp)
F'	— tahová síla při změně adhezni váhy traktoru	(kp)
g	— měrná spotřeba paliva	(g k ⁻¹ h ⁻¹)
G	— tíha traktoru	(kp)
G_1	— zatížení přední nápravy traktoru	(kp)
G_2	— zatížení zadní nápravy traktoru	(kp)
h	— hloubka orby	(cm)
k	— součinitel změny hmotnosti traktoru	—
k'	— součinitel změny hmotnosti traktoru při použití dodatečného zatížení v hnacích kolech traktoru	—
m	— hodinová mzda řidiče (obsluhy stroje)	(Kčs h ⁻¹)
n_{go}	— počet generálních oprav za dobu životnosti traktoru	—
N_{bo}	— náklady na běžné opravy a údržbu	(Kčs ha ⁻¹)
N_c	— celkové náklady	(Kčs ha ⁻¹)
N_{is}	— náklady na odpisy stroje	(Kčs ha ⁻¹)
N_{it}	— náklady na odpisy traktoru	(Kčs ha ⁻¹)
N_m	— náklady na mzdy	(Kčs ha ⁻¹)
N_{os}	— náklady na opravy a údržbu stroje	(Kčs ha ⁻¹)
N_{ot}	— náklady na opravy a údržbu traktoru	(Kčs ha ⁻¹)
N_p	— náklady na palivo	(Kčs ha ⁻¹)
N_{us}	— náklady z nároku na úrok stroje	(Kčs ha ⁻¹)
N_{ut}	— náklady z nároku na úrok traktoru	(Kčs ha ⁻¹)
p	— měrný odpor půdy	(kp cm ⁻²)
P	— výkon motoru	(k)
P_h	— tahový výkon traktoru	(k)
P_v	— výkon odebíraný vývodovým hřídelem	(k)
Q	— hodinová spotřeba paliva	(kg h ⁻¹)
Q_t	— spotřeba paliva za dobu životnosti traktoru	(l)
v	— rychlost	(km h ⁻¹)
W	— výkonnost agregátu	(ha h ⁻¹)
z_s	— životnost stroje	(h)
z_t	— životnost traktoru	(h)
γ	— měrná hmotnost	(g cm ⁻³)
δ	— prokluz hnacích kol traktoru	(%)
η	— účinnost traktoru	—
η_m	— mechanická účinnost traktoru	—
η_v	— mechanická účinnost vývodového hřídele	—
η_δ	— prokluzová účinnost	—
η_φ	— valivá účinnost	—
$\varkappa$	— součinitel vytížení motoru	—
μ	— součinitel adheze	—
φ	— součinitel valivého odporu	—
τ	— součinitel využití času	—

Došlo dne 4. 10. 1966

Literatura

1. Grečenko - A.: Kolové a pásové traktory. Praha, SZN, 1963. — 2. Špelina - M.: Metodika ekonomického hodnocení zemědělských mechanizačních prostředků. Úkol A-0-13-20/1 VÚZT Řepy z r. 1965. — 3. Zach - M.: Výzkum technologie zpracování půdy při zvýšených rychlostech. Zpráva VÚZT Řepy Z-497b. — 4. Technická zpráva Závodů Jana Švermy n. p. Brno - Zetor 50 Super z roku 1960. — 5. Materiály z vědecko-metodické porady o problému „Vypracování parametrů agregátů pro práce při zvýšené rychlosti“ konané v Moskvě 1963.

К вопросу определения основных параметров тракторов и сельскохозяйственных машин

В работе дается описание точного инженерного метода, который рассматривает агрегат трактора с присоединенной машиной как одно целое, и дает возможность установить оптимальную производительность передвижных агрегатов с учетом экономических последствий технического решения. Этот метод дает далее возможность установить основные технические

параметры трактора (его массу, мощность двигателя) и агрегатируемой машины (рабочую ширину захвата, пропускную способность и т. д.) и соответствующую рабочую скорость.

Предложенный метод дает возможность для любого вида агрегатирования определить

- для данного типа трактора оптимальные параметры рабочей машины (рабочую скорость и ширину захвата),
- для данного типа машины оптимальную мощность двигателя и скорость движения трактора заданной массы,
- оптимальные параметры трактора и сельскохозяйственной машины для данной технологической операции (массу трактора, мощность двигателя, рабочую скорость и ширину захвата машины).

Теоретический расчет был применен для решения агрегатирования трактора с прицепным плугом. Результаты решения этого практического примера не только подтверждают правильность предлагаемого метода решения, но и определяют также основные параметры колесного трактора, предназначенного для пахоты. Для этой технологической операции колесный трактор должен обладать массой приблизительно 5000 кг при мощности двигателя 120—130 л. с. Путем теоретического решения (с использованием зависимости удельного сопротивления почвы от скорости) была найдена оптимальная рабочая скорость при пахоте приблизительно 6 км/час. Достижение большей производительности, а тем самым и рабочей скорости, зависит от разработки новых типов плужных корпусов, у которых минимум рабочего сопротивления находился бы в области повышенных рабочих скоростей. Далее было показано, что применение трактора с большей мощностью двигателя, чем расчетной, существенно не ухудшает экономическую эффективность агрегата, в то время как применение более низкой мощности весьма неблагоприятно сказывается на экономичности.

Some Remarks to the Determination of the Principal Characteristics of Tractors and Agricultural Machines

An accurate method, described in the paper, considers the tractor and implement attached to be one working unit and makes it possible to determine the optimum efficiency and economy. Furthermore, it is possible to determine the principal technical characteristics of the tractor (weight of the tractor, output of the engine) and of the implement attached (working width, throughput, etc.), with the corresponding working speed.

The method described makes it possible to determine:

- the optimum characteristics of the implement (working speed and working width) for the given type of the tractor;
- the optimum output of the engine and the travel speed of the tractor of certain weight for the given type of the implement;
- the optimum characteristics of the tractor and agricultural implement for the given technological operation (weight of the tractor, output of the engine, working speed and working of the machine).

The theoretical method of the calculation was applied for a tractor with a trailed plough. The results of the practical example confirm the correctness of the method suggested and determine the principal characteristics of a wheel tractor used for ploughing. The tractor to be used for this operation should have the weight of some 5000 kg, with engines of 120—130 h. p. On hand of the theoretical calculation (based on the course of the specific resistance in dependence on the speed) the optimum working speed for ploughing was determined to be approx. 6 km h⁻¹. Higher efficiency and consequently higher working speeds depend upon the development of new types of the plough bodies, with the minimum working resistance in the range of higher working speeds. It was further proved, that a tractor of a higher h. p. than adequate to the implement attached does not fundamentally impair the economy of the working unit, while the use of a tractor with lower h. p. brings considerably adverse effects in economy.

Beitrag zur Bestimmung der Grundparameter der Schlepper und der Landmaschinen

Die vorliegende Arbeit beschreibt eine exakte Methode der Beurteilung eines Schlepperaggregates mit angeschlossener Maschine als ein Ganzes und ermöglicht die Bestimmung der optimalen Leistung mobiler Aggregate, unter Berücksichtigung

der ökonomischen Folgerungen der technischen Lösung. Die Methode ermöglicht ferner die Bestimmung der grundlegenden technischen Parameter des Schleppers (Schlepper­masse, Motorleistung) und der im Aggregat sich befindenden Maschine (Arbeitsbreite, Durchsatz u. ähnl.) sowie die entsprechende Arbeitsgeschwindigkeit.

Die vorgeschlagene Methode ermöglicht

- bei gegebenem Schleppertyp optimale Parameter der Arbeitsmaschine (Arbeitsgeschwindigkeit und Arbeitsbreite),
- zu dem gegebenen Maschinentyp die optimale Motorleistung und Fahrtgeschwindigkeit des Schleppers der gegebenen Gewichtsparameter,
- optimale Parameter des Schleppers und der Landmaschine für die gegebene technologische Operation (Schlepper­masse, Motorleistung, Arbeitsgeschwindigkeit und Arbeitsbreite der Maschine) zu bestimmen.

Der theoretische Berechnungsvorgang wurde bei der Lösung der Aggregation des Schleppers mit einem Anhäng­eflug appliziert. Die Ergebnisse der Lösung dieses praktischen Beis­pieles bestätigen nicht nur die Richtigkeit des vorgeschlagenen Methode, sondern bestimmen auch die Grundparameter des zum Pflügen angewandten Radschleppers. Bei dieser technologischen Operation sollte die Masse des Radschleppers annähernd 5000 kg, bei einer Motorleistung von 120–130 PS betragen. Laut der theoretischen Lösung (auf Grund des Verlaufes des spezifischen Widerstandes in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit) wurde die optimale Arbeitsgeschwindigkeit für das Pflügen mit annähernd 6 km h⁻¹ bestimmt. Das Erreichen einer höheren Leistung und demzufolge einer höheren Arbeitsgeschwindigkeit ist von der Entwicklung neuer Pflugskörpertypen, bei denen das Minimum des Arbeitswiderstandes im Bereich der höheren Arbeitsgeschwindigkeiten liegen würde, abhängig. Ferner wurde nachgewiesen, daß die Anwendung eines Schleppers mit höherer Motorleistung (als der der Aggregation entsprechenden) die ökonomische Wirksamkeit der Aggregation wesentlich nicht verschlechtert, wogegen die Anwendung einer niedrigeren Leistung sich ökonomisch sehr ungünstig äußert.

Adresa autora:

Ing. Oldřich Netík, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Ře­py u Prahy

PRÍSPEVOK K RIEŠENIU SILOVEJ REGULÁCIE HYDRAULICKÝCH ZARIADENÍ TRAKTOROV U VIACRADLIČNÝCH PLUHOV

631.312.4 631.372 — 82

631.372.001.4 531.222

■ Pri hodnotení zloženia traktorového parku v poľnohospodárskych podnikoch podľa jednotlivých výkonových tried môžeme konštatovať, že vývoj sa bude uberať cestou zvyšovania traktorov o vyšších výkonoch, ale aj znižovaním percentuálneho zastúpenia pásových traktorov oproti kolesovým. Keď berieme v úvahu vyššie náklady na opravy u pásových traktorov a pomerne obmedzené využitie počas roka, dochádzame k záveru, že je potrebné konštrukčne vyriešiť kolesové traktory o výkonových triedach 2 a 3 Mp.

Jedným z nedostatkov traktorov unifikovaného radu je, že sťažené podmienky nedovoľujú plne využiť výkon hnacieho agregátu, tj. tiažová sila traktora nezabezpečí vždy vyvedenie takej ťahovej sily, aká by zodpovedala výkonu motora.

Taktiež i stabilita (pozdĺžna) traktorov obmedzuje ich použitie za určitých podmienok. Z uvedeného vyplýva, že ťahová sila, ktorú je schopný traktor vyvodiť, je pri konštantnom výkone motora závislá ešte od zvoleného prevodového stupňa a tiež od jeho tiažovej sily, ktorú treba zabezpečiť u traktorov, a to priamoúmerne s náročnosťou náradia na ťahovú silu.

Preto aj cieľom laboratórno-prevádzkových skúšok bolo zistiť, aké sily vznikajú v ťahoch hydrauliky pri rôznej hmote pluhu a konštantnom odpore [so zameraním na ťažšie pluhy] a na základe toho zhodnotiť silovú reguláciu, ktorá z energetického hľadiska predstihuje všetky doterajšie druhy regulácie.

PREHLAD LITERATÚRY

Pre celkové posúdenie týchto problémov je potrebné-oboznámiť sa s názormi niektorých našich a zahraničných odborníkov na použitie neseného náradia u traktorov s regulačnou hydraulikou pri jednotlivých druhoch poľnohospodárskych prác. Orientácia riešenia dielčích technických otázok autormi je zameraná predovšetkým na:

1. rozbor konštrukcie regulačných systémov u regulačnej hydrauliky a ich použitie v poľnohospodárskej praxi,
2. nesené pluhy z hľadiska konštrukcie a možnosti využitia súčasných pluho- v u nesenej hydrauliky,
3. plnenie agrotechnických požiadaviek jednotlivými regulačnými systémami,
4. ekonomické výsledky dosiahnuté u traktorov s regulačnou hydraulikou v poľnohospodárskej prevádzke.

1. Základom pre skonštruovanie regulačnej hydrauliky sa stalo nadvihovacie zariadenie, ktoré odstránilo nedostatky protisklzového zariadenia, kde jeho po-

užitie bolo časove obmedzené. Americký odborník R i c k e y [8] vo svojej publikácii popisuje jeden z prvých regulačných systémov traktora Ferguson K regulácii pracovnej hĺbky využíva pracovného odporu náradia, čo spôsobuje aj zmenu sily pôsobiacej v treťom bode hydrauliky. Tento impulz je prenášaný cez pružinu na posúvač vnútorného okruhu. Fred. [1] opisuje reguláciu zmeny hĺbky pracovného náradia pomocou polohovej regulácie, ktorá používa k regulovaniu vačky, páky a vonkajší hydraulický valec, aby sa vytvoril správny pomer medzi hĺbkou a silou, ktorá pôsobí v treťom bode hydrauliky.

Na výstave DLG v Kolíne v r. 1960 sa objavila okrem silovej, polohovej regulácie aj zmiešaná regulácia. Seifert [9] doporučuje túto reguláciu pre pôdy so striedavo sa meniacim špecifickým odporom pôdy.

2. Z neseného náradia po stránke odberu výkonu traktora si najväčšiu pozornosť zasluhujú pluh. Pri hodnotení vhodnosti použitia pluhov pre prácu s regulačnou hydraulikou je možno odpovedať kladne len vtedy, keď myslená výsledná priamka pôsobenia odporu pôdy prechádza v takej vzdialenosti pod pripojovacími bodmi spodných tiahel, že vznikne dostatočne dlhé rameno páky k vyvodu sily v treťom bode hydrauliky pre reguláciu. S uvedenou problematikou sa zaoberali T ü l l e [11], H ü n i k e n [4], W e p f e r [12], P i s á r [6], K u c z e w s k i [5] a ďalší, ktorí laboratórno-prevádzkovými skúškami zisťovali najvhodnejší smer priebehu výsledného odporu pôdy a výšky stojánku pluhu. Pri prehodnocovaní vhodnosti našich pluhov pre regulačnú hydrauliku môžeme konštatovať, že konštrukcie dvojradličných pluhov sú vyhovujúce, u viacradličných sú potrebné ešte ďalšie laboratórne a poľné merania.

3. Najväčšie požiadavky, ktoré sú kladené na regulačné systémy hydraulík, je kvalita práce, tj. dodržiavanie pracovnej hĺbky náradia. Pre posúdenie a porovnanie týchto systémov na traktoroch našej a zahraničnej výroby robil Z e z u l a [13] poľné skúšky v orbe, kde ich hodnotil po stránke spotreby paliva, hĺbky a kvality orby. Výsledky regulačnej hydrauliky boli porovnané s klasickou hydraulikou, tj. za použitia náradia s oporným kolieskom. Vo všetkých ukazovateľoch dosiahli traktory s regulačnou hydraulikou lepšie výsledky. P i s á r [7] vo svojom článku uvádza, že najväčšie rozdiely pri skúškach vykazovala plávajúca poloha s oporným kolieskom, potom silová a polohová regulácia.

4: Ekonomické výsledky, ktoré boli dosiahnuté pri skúškach, jednoznačne hovoria v prospech regulačnej hydrauliky, čo potvrdzujú aj závery Z e z u l u [13].

Celkove môžeme konštatovať, že u silovej regulácie značne kolíše hĺbka orby oproti ostatným, z toho dôvodu je treba tejto venovať po stránke konštrukčnej pozornosť, nakoľko svojimi ekonomickými výsledkami prevyšuje ostatné regulácie.

ZVYŠOVANIE TIAŽE TRAKTORA

Vpredu uvedený rozbor nedostatkov traktorov unifikovaného radu nasvedčuje tomu, že sťažené podmienky nedovoľujú plne využiť výkon hnacieho agregátu, nakoľko tiaž pripadajúca na hnaciu nápravu nezabezpečí vždy požadovanú ťahovú silu na háku. Tiažová sila je jedným z dôležitých ukazovateľov, okrem výkonu motora, ktorý charakterizuje daný traktor z hľadiska jeho ťahových vlastností. Ak uvažujeme ťahovú silu traktora ako funkciu tiaže pripadajúcu na hnaciu nápravu, tj. $F_H = f(G_H)$, je možno písať známy vzťah:

$$F_H = \mu G_H \quad (1)$$

kde: G_H = tiaž na hnacej náprave
 μ = súčiniteľ využitia tiaže (0,1–1)

Ak zohľadňujeme tú skutočnosť, že súčiniteľ využitia tiaže sa mení v širokom rozsahu v závislosti od podmienok, v ktorých traktor pracuje, je možno povedať, že ak má traktor vyvinúť ťahovú silu potrebnú na prekonanie pracovného odporu náradia, musíme v plnej miere zohľadňovať dané pracovné podmienky, i keby náročnosť na ťahovú silu bola konštantná. Na tento prípad nemôžeme zovšeobecniť už uvedenú rovnicu, kde sme uvažovali $\mu = \text{konštantné}$. Pre skutočné podmienky môžeme napísať tento vzťah:

$$F_H = f / \mu \quad (2)$$

z čoho vyplýva, že v skutočnosti skoro vždy vystupuje v prevádzke ťažová sila ako veličina konštantná. A skutočne v praxi sa stretávame len v ojedinelých prípadoch s tým, že sa ťažová sila mení počas pracovného nasadenia.

V súčasnej dobe môžeme tiaž zvyšovať tromi spôsobmi:

1. použitím prídavných závaží,
2. plnením pneumatík vodou,
3. využitím hmoty a pracovného odporu náradia.

1. Zvyšovanie tiaže použitím prídavných závaží je najviac rozšírené u našich traktorov. Hmotnosť prídavných závaží činí 20–25 % z celkovej hmoty traktora. Keď posudzujeme tento spôsob zvyšovania tiaže traktora na hnacej náprave, zisťujeme, že pri prácach menej náročných na ťahovú silu predstavuje uvedené závažie zbytočnú hmotu, ktorá odoberá časť výkonu motora na udržanie tejto hmoty v pohybe, i keď niekedy jej zotrvačnosť umožní traktoru ľahšie prekonať nepredvídané stúpnutie pracovného odporu náradia. To znamená, že závažie je účelné používať len vtedy, keď nároky na ťahovú silu sú maximálne. Tento spôsob nenachádza v praxi širšie uplatnenie.

2. Plnením pneumatík vodou dosahujeme zvýšenie tiaže na hnacej náprave traktora cca o 25 % oproti závažiam. Nevýhody sú podobné ako u predchádzajúceho spôsobu.

3. Využitie hmoty a pracovného odporu náradia je jeden z najdokonalejších spôsobov, ktorý môžeme realizovať s výhodou pri práci s neseným alebo poloneseným náradím. Z momentovej výnimky, ktorú môžeme písať pre traktor s neseným náradím, vzhľadom k ose prednej nápravy (neuvažujeme pracovný odpor a hmotu pôdy na pracovných orgánoch náradia) v tomto tvare:

$$G_H \cdot L = G_n / L + l_H \quad (3)$$

kde: G_H = prírastok tiaže na zadnej náprave

L = rozvor kolies traktora

G_n = hmotnosť neseného náradia

l_H = vzdialenosť ťažiska náradia od osi zadných kolies

Pre prírastok tiaže platí:

$$G_H = G_n \frac{L + l_H}{L} \quad (4)$$

Po úprave:

$$G_H = G_n / 1 + \frac{l_H}{L} \quad (5)$$

Zo vzťahu (5) vyplýva, že prírastok tiaže na zadnej náprave traktora závisí od hmoty náradia G_n a od pomeru $\frac{l_H}{L}$; tieto prvky sú záležitosťou konstrukč-

ných parametrov traktora. Taktiež z uvedeného vzťahu vidíme, že súčasne sa odľahčuje predná náprava, nakoľko zvýšenie tiaže na zadnej náprave je vždy väčšie ako hmotu náradia, ak je náradie upevnené pomocou trojbodového závesu. Momentová výnimka vzhľadom k osi otáčania zadných kolies:

$$G_p \cdot L = G_n \cdot l_H \quad (6)$$

kde: G_p = odľahčenie prednej nápravy

Z toho:

$$G_p = G_n \frac{l_H}{L} \quad (7)$$

Ako vyplýva z rovnice (7), je i odľahčenie prednej nápravy priamo úmerné hmotu náradia G_n a závisí tiež na pomere $\frac{l_H}{L}$. Pritom musíme brať v úvahu, že

ťažké nesené náradie by mohlo spôsobiť také odľahčenie prednej nápravy, že by došlo k zhoršeniu, poprípade k strate riaditeľnosti traktora. K zachovaniu dostatočnej riaditeľnosti musí na prednú nápravu pôsobiť 10–15 % celkovej hmoty traktora G . V prípade, že traktor pracuje výlučne s neseným náradím, je potrebné uvažovať i hmotu náradia G_n . Ak hmotu pripadajúcu na prednú nápravu vyjadríme súčiniteľom $k = 0,1–0,15$, môžeme stanoviť medznú hmotu náradia pre daný traktor, pričom vychádzame zo vzťahu (7), kde:

$$|G + G_n| / |1 - k| = G_n \cdot \frac{l_H}{L} \quad (8)$$

Po úprave:

$$\frac{G}{G_n} / |1 - k| + |1 - k| = \frac{l_H}{L} \quad (9)$$

Z uvedeného vzťahu (9) môžeme vyjadriť prípustnú hmotu náradia pri zvolenom k :

$$G_{n \max} = G \frac{|1 - k|}{\frac{l_H}{L} - |1 - k|} \quad (10)$$

Aby sme mohli vzťahu (10) využiť k stanoveniu maximálnej prípustnej hmoty neseného náradia, je potrebné poznať pomer $\frac{l_H}{L}$ a tiež hmotu traktora G .

Súčiniteľ k volíme s ohľadom na svahovitost' terénu a vlhkosť pôdy. V inom prípade za ťažkých podmienok $k = 0,2$. Pri práci s ťažkým náradím je bezpodmienečne potrebné na prednú nápravu pridávať závažia, ktorých hmotu určíme nasledovne:

$$G_{záv.} = |G_n - G_{\max}| \frac{l_H}{L} \quad (11)$$

Uvedený spôsob zvyšovania tiaže traktora má prednosť pred ostatnými spôsobmi, ovšem je náročný na zohľadňovanie hmoty náradia traktora a tiež veličiny l_H a L . Tento spôsob najde široké uplatnenie u traktorov so značným roz-

$$\Sigma F_y = R_x \cdot \operatorname{tg} \alpha + G_n - S - H \cdot \sin \beta - D \cdot \sin \gamma - D_s \cdot \cos \gamma = 0 \quad (13)$$

$$\Sigma M = R_x \cdot d - R_{xt} \cdot \operatorname{tg} \alpha - G_n \cdot g + S \cdot s - H \cdot h \cdot \cos \beta = 0 \quad (14)$$

V uvedenej sústave rovníc sú kladnými veličinami sily, ktoré môžeme využiť na prenášanie impulzov silovej regulácie: sila v hornom tiahle H , sila v spodnom tiahle D a sila vznikajúca pôsobením silovej regulácie D_s , ktorá pôsobí kolmo na smer spodného tiaha. Tieto sily sú v určitej závislosti so silami v spojovacích tiahloch T a tlakom oleja v hydraulickom valci. Po vyriešení sústavy rovníc dostaneme vzorce pre hľadané veličiny. Keď analyzujeme získané vzorce, môžeme zistiť, že všetky tri sily určené týmto spôsobom vykazujú lineárnu variabilitu, vzhľadom na výšku pracovného odporu R_x , čo poukazuje na teoretickú možnosť použitia každej z nich k prenášaní impulzov. Na základe týchto poznatkov a zo skúseností práce s regulačnou hydraulikou sme došli k uzáveru, že najväčšie kolísanie hĺbky orby je, keď skrútenie torznej tyče vykazuje malé hodnoty, čo súvisí s klesaním sily v hornom tiahle, a práve táto skutočnosť u ťažkých pluhov si zasluhuje pozornosť; preto aj metodiku merania sme volili po vyjasnení uvedeného problému.

METODIKA A VLASTNÉ MERANIE

Metodika merania bola volená tak, aby jednotlivé údaje boli namierané pokiaľ možno maximálne presne; z toho hľadiska boli volené i prístroje k vlastnému meraniu. Spôsob bol volený na zisťovanie týchto veličín a závislostí:

1. Stanovenie závislosti medzi nadľahčovacou silou v spojovacích tiahloch trojbodového závesu a reakciou na oporné koliesko poloneseného náradia.
2. Stanovenie závislosti medzi nadľahčovacou silou a tiažou traktora pripadajúcou na hnaciu nápravu.
3. Zmena silových pomerov v ramenách trojbodového závesu pri konštantnom pracovnom odpore náradia v závislosti od hmoty neseného náradia, pri rôznych výškach tretieho bodu trojbodového závesu.

Všetky veličiny silové sme merali tenzometricky, okrem reakcie na oporné koliesko poloneseného náradia. Aby bolo možné merané hodnoty zaznamenať graficky, použili sme oscilografy, spojené na snímač prechodného odporu tenzometrov. Aby bolo možné tiež vizuálne pozorovať priebeh zmeny veľkosti jednotlivých meraných veličín, použili sme i trojsmyčkového oscilografu, nakoľko v poslednom meraní ide o meranie troch veličín súčasne.



Pri laboratórnych meraniach sme použili traktor Zetor 4011 s ponoseným plohom 3PN-30M, ktorý bol zriadený na 20cm hĺbku orby. Náradie sme zaťažovali hydraulickým valcom cez lano. Ako tlakový olej bol použitý vonkajší okruh hydraulického zariadenia traktora. Pre plynulú zmenu zaťaženia, tj. pracovného odporu, sme do vonkajšieho okruhu zaradili dvojcestný ventil s možnosťou zmeny tlaku od 9 do 120 kg/cm^2 (obr. 2).

2. Celkový pohľad na meracie zariadenie

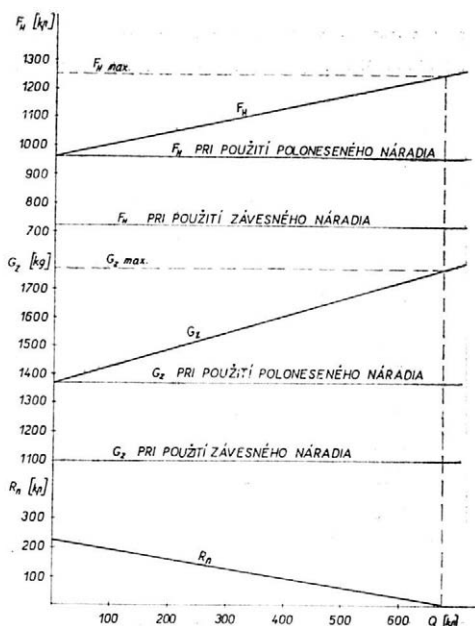
Zisťované závislosti medzi nad-

ťahovacou silou v spojovacích tiahloch trojbodového závesu a tiaže traktora pripadajúcou na hnaciu nápravu sme ako náradie volili pluh z toho dôvodu, že použitím nadľahčovania pri práci s poloneseným náradím o menšej hmoty nenastane podstatné zvýšenie tiaže traktora. Počas merania sme pluh zaťažili silou $R = 1000$ kp, pretože nadľahčovanie plní svoj účel pri práci s náradím, kedy skutočne traktor musí prekonávať pracovný odpor náradia. Vlastné meranie v priebehu zmeny tiaže traktora na hnacej náprave, vplyvom zmeny nadľahčovanej sily, sme konali tenzometricky. Nakoľko vplyvom nadľahčovanej sily sa mení i reakcia na oporné koleso, bolo potrebné zaznamenať i priebeh jej zmeny; k tomu sme použili mechanické váhy podložené pod oporné koleso pluhu.

Na meranie zmeny silových pomerov tiahla trojbodového závesu v závislosti od hmoty náradia sme použili tenzometrické články umiestnené na všetkých troch tiahloch trojbodového závesu. Zatažovalo sa tiež hydraulickým valcom silou $R = 1000$ kp. Merali sme pri výške uchytenia tretieho bodu závesu 650 mm a 400 mm. V priebehu merania sme hmotu zvyšovali postupne po 50 kp až do 562 kp pomocou prídavných závaží umiestnených v ťažisku pluhu. Motor pracoval pri $n = 1500$ ot./min. Výsledky skúšok sú uvedené v tabuľkách I, II, III a v grafe (obr. 3).

VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV MERANIA

Meranie opísané v bode 1 a 2 sme konali pre stanovenie zmeny reakcie na oporné kolesko poloneseného náradia a zmeny tiaže traktora na hnacej náprave v závislosti od nadľahčovacej sily. Z grafu vidíme, že so zvyšovaním nadľahčovacej sily sa znižuje lineárna reakcia na oporné kolesko a priamomerne tak tiež lineárne vzrastá. V grafe je tiež uvedený priebeh zmeny ťahovej sily. Tento priebeh bol získaný výpočtom pomocou veľkosti tiaže a súčiniteľa využitia tiaže $\mu = 0,7$, čo zodpovedá orbe strniska. Ak si bližšie všimneme závislosti na grafe vidíme, že traktor Zetor 4011 bez použitia prídavných závaží má tiaž 1100 kp, pri ktorej ($\mu = 0,7$) je traktor schopný vyvolať ťahovú silu 720 kp. To znamená, že ak by mal traktor pracovať s náradím závesným o odpore 1000 kp, nie je schopný vyvolať potrebnú silu zodpovedajúcu odporu náradia. Ak však použijeme polonesené náradie, v našom prípade polonesený pluh 3PN-30M o hmoty 362 kp, už i bez nadľahčovania dosiahneme zvýšenie tiaže o 280 kp a tým zvýšenie ťahovej sily o 195 kp, čiže celková ťahová sila bude 965 kp. Toto zvýšenie tiaže traktora je ovplyvnené nastavením ramien hydrauliky. Táto veľkosť ťahovej sily ešte nezabezpečí prekonanie odporu náradia. Z toho vyplýva, že je nutné použiť nadľahčovanie. Z grafu vyplýva, že už pri nadľah-



3. Závislosť tiaže G na hnacej náprave a ťahovej sily F od nadľahčovacej sily Q u traktora Zetor 4011 pri s poloneseným pluhom 3-PN-30M

I. Závislosť tiaže a ťahovej sily v závislosti od nadťahčovacej sily pri konštantnom pracovnom odpore $R_n = 1000$ kp; $\mu = 0,7$

Sila nad- ťahčovacia Q kp	Reakcia R_n kp	Prírastok tiaže na hnacej náprave kp	Celková ťaž na hn- acej náprave kp	Prírastok ťahovej sily na háku kp	Celková ťahová sila F_H na háku kp
0	230	280	1380	195	965
100	187	330	1430	230	1000
200	158	387	1487	270	1040
300	125	449	1549	315	1085
400	95	510	1610	350	1120
500	60	670	1670	400	1170
600	30	620	1720	435	1205
670	0	660	1760	470	1240

II. Silové pomery v ťahoch trojbodového závesu traktora Z 4011 ($R = 1000$ kp, výška horného bodu $h = 650$ mm)

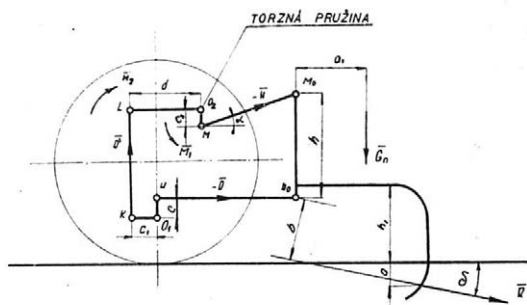
Hmota náradia kp	Reakcia v treťom bode závesu kp	Reakcia v pravom spodnom ťahle závesu kp	Reakcia v ľavom spodnom ťahle závesu kp
362	-153	655	450
362 + 50	- 78	610	400
362 + 100	+ 15	540	360
362 + 150	+ 92	495	315
362 + 200	+180	440	280

III. Silové pomery v ťahoch trojbodového závesu traktora Z 4011 ($R = 1000$ kp, výška horného bodu $h = 400$ mm)

Hmota náradia kp	Reakcia v treťom bode závesu kp	Reakcia v pravom spodnom ťahle závesu kp	Reakcia v ľavom spodnom ťahle závesu kp
362	-245	870	612
362 + 50	-125	805	550
362 + 100	+ 32	723	486
362 + 150	+117	648	433
362 + 200	+243	584	390

čovacej sily $G = 100$ kp bude veľkosť ťažnej sily 1000 kp, to znamená, že nastane rovnováha síl. Ak však sa traktor s náradím má pohybovať, je nutné nadľahčovaciu silu ešte zvýšiť. Z uvedeného rozboru je vidieť, ako je možné týmto spôsobom účelne zvyšovať ťaž traktora i pri práci s poloneseným pluhom.

Meranie opísané v bode 3 sme robili hlavne preto, aby sme mohli stanoviť vhodnosť použitia regulačnej hydrauliky Zetormatic pri práci s náradím o rôznej hmotnosti. Regulačná hydraulika Zetormatic kladie určité požiadavky i na nesené náradie, aby bola zabezpečená spoľahlivá funkcia jej regulačného zariadenia. Z tabuľky III vidieť zmenu silových pomerov trojbodového závesu pri konštantnom odpore náradia $R = 1000$ kp v závislosti od hmoty náradia. Sily so zá-



4. Princíp navrhovanej silovej regulácie

porným zmyslom predstavujú namáhanie tlakom. Z tabuľky je zrejmé, že pri konštantnom pracovnom odpore vplyvom zvyšovania hmoty náradia prechádza postupne tlaková sila v treťom tiahle z tlaku na ťah. Táto skutočnosť sa prejaví hlavne v citlivosti regulačného systému na zmenu pracovného odporu. Tento poznatok možno vzťahovať na výsledky meraní priamo pri orbe, kde sme zistili, že pri menšej pracovnej hĺbke silová regulácia veľmi rýchlo reaguje na zmenu pracovného odporu a nastal prípad, že regulačný systém sa dostal do rozkmitu. Nakoľko charakteristika torznej pružiny je lineárna, je táto skutočnosť ovplyvnená hlavne zmenou kinematických parametrov regulačného zariadenia, a to priamo rozkladom sily pôsobiacej v hornom tiahle. To znamená, že v oblasti menších tlakových a ťahových síl bude regulačné zariadenie pracovať veľmi citlivo, no pri väčších silách jeho citlivosť klesá. Tento nedostatok sa veľmi badateľne prejaví v týchto dvoch prípadoch: Pri práci s náradím o menšej hmotnosti a značnej pracovnej hĺbke, kedy vzniknú veľké tlakové sily, a pri práci s ťažkým náradím a malej pracovnej hĺbke, kedy prevládajú značné ťahové sily. V týchto prípadoch bude citlivosť regulačného mechanizmu nedostatočná. Na odstránenie tohto nedostatku navrhujem upraviť regulačný mechanizmus podľa schémy na obrázku 4. Touto úpravou docielime v spomenutých prípadoch zvýšenú citlivosť, a to tým, že k natočeniu torznej tyče využijeme i sily v pravom spodnom tiahle trojbodového závesu.

NAVHRH SILOVEJ REGULÁCIE PRE ŤAŽKÉ PLUHY

Vychádzajúc z výsledkov prevádzkových a laboratórnych skúšok navrhli sme silovú reguláciu u ťažkých pluhov, nakoľko perspektívne sa uvažuje s použitím kolesových traktorov vyššej výkonovej triedy na orbu s neseným pluhom. Z toho vyplýva, že i hmotnosť nesených pluhov bude postupne stúpať. Na obr. 4 je schéma navrhovanej silovej regulácie, kde pre reguláciu je možné využiť sily vznikajúce v hornom a tiež v pravom spodnom tiahle trojbodového závesu (nakoľko meraniami bolo potvrdené, že táto sila obnáša väčšie hodnoty ako spodné ľavé tiahlo). Účelom tohoto riešenia je, vylúčiť možnosť vzniku striedavo pôsobivej sily na remene torznej pružiny, to znamená, že už pri menšej pracovnej hĺbke vznikne určité prepruženie torznej pružiny v jednom zmysle,

ktoré sa bude v priebehu práce už len zmenšovať alebo zväčšovať v závislosti od zmeny pracovného odporu.

Pri rozbere navrhovanej silovej regulácie zistíme, že v dôsledku značnej hmoty náradia a pri menšej pracovnej hĺbke bude v treťom tiahle trojbodového závesu pôsobiť ťahová sila H ; v pravom spodnom tiahle bude tiež ťahová sila $-D$. Sily H a D sú rušené vnútornými silami. Sila H bude namáhať torznú pružinu momentom M_1

$$M_1 = (-H) \cos \alpha \cdot C_2$$

Veľkosť sily H určíme z podmienky rovnováhy síl k bodu N_0 .

$$G_n \cdot a_1 - R \cdot b - H \cos \alpha \cdot h = 0 \quad (16)$$

Z uvedeného vzťahu stanovíme $\bar{H}$

$$\bar{H} \cos = \frac{\bar{G}_n \cdot a_1 - \bar{R} \cdot b}{h} \quad (17)$$

Pre M_1 platí:

$$\bar{M}_1 = (G_n \cdot a_1 - \bar{R} \cdot b) \frac{C_2}{h} \quad (18)$$

Moment $\bar{M}_2$ zistíme:

$$\bar{M}_2 = \bar{D}' \cdot d \text{ ak } c = c_1, \text{ potom aj } (-\bar{D}) = \bar{D}' \quad (19)$$

$$\bar{M}_2 = (-\bar{D}) \cdot d \quad (20)$$

Silu $\bar{D}$ určíme z podmienky rovnováhy síl k bodom M_0 ; ak neuvažujeme vertikálnu zložku pracovného odporu, môžeme písať:

$$G_n \cdot a_1 - R \cos \delta (a + h_1 + h) = D \cdot h = 0 \quad (21)$$

Ak $a + h_1 + h = H$ potom pre D platí:

$$\bar{D} = \frac{R \cos \delta \cdot H - \bar{G}_n \cdot a_1}{h} \quad (22)$$

Pre M_2 platí:

$$M_2 = (\bar{R} \cos \delta \cdot \bar{H} - \bar{G}_n \cdot a_1) \cdot \frac{d}{n} \quad (23)$$

Výsledný moment, ktorým bude namáhaná torzná pružina, bude:

$$\bar{M} = \bar{M}_2 - \bar{M}_1 \quad (24)$$

Po dosadení za M_1 a M_2 obdržíme:

$$\bar{M} = (\bar{R} \cos \delta \cdot \bar{H} - G_n \cdot a_1) \frac{d}{n} - (G_n \cdot a_1 - \bar{R} \cdot b) \frac{C_2}{h} \quad (24)$$

Po úprave:

$$\bar{M} = \frac{\bar{R} (\cos \delta \cdot \bar{H} d + b \cdot C_2) - \bar{G}_n \cdot a_1 (C_2 - d)}{h} \quad (25)$$

Pracovný odpor môžeme vyjadriť vzťahom:

$$R = ka \cdot b$$

kde: a = pracovná hĺbka náradia

b = šírka záberu

c = merný odpor pôdy kp/cm^2

Ďalej považujeme $b \cdot k = k'$

Pre určité náradie a daný pomer pákových prevodov regulačného mechanizmu môžeme uvažovať nasledujúci vzťah:

$$k'' = \frac{(\cos \delta \bar{H} \cdot d - b \cdot C_2) - G_n \cdot a_1 (C_2 - d)}{h} \quad (26)$$

Vzťah (25) sa zjednoduší na tvar

$$\bar{M} = a \cdot k' \cdot k'' \quad (27)$$

Zo vzťahu (27) vyplýva, že výsledný moment bude funkciou pracovnej hĺbky, ktorá tu vystupuje ako veličina regulovaná a jej zmena spôsobuje zmenu výsledného momentu, spôsobujúceho natočenie torznej tyče a tým uvedenie regulačného mechanizmu do činnosti. Aby bola pri silovej regulácii zabezpečená rovnomernosť hĺbky, tak hodnoty k' a k'' sa nesmú počas pracovného nasadenia meniť.

Citlivosť regulácie docielime zmenou pákových prevodov. Do akej miery táto silová regulácia splní požiadavky kladené na toto zariadenie, bude možné usúdiť až po prevádzkových meraniach za podmienok, pre ktoré je systém navrhovaný.

Došlo dne 16. 6. 1966

Literatúra

1. Fred, R. J.: Farm gas Engines and Tractors. Mc Graw Hill, New York, Toronto, Londýn, 1963. — 2. Grečenko, A.: Kolové a pásové traktory. SZN, Praha, 1963. — 3. Grečenko, A.: Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika, 1961, č. 1. — 4. Hüniken, M.: Das Gerät am Schlepper mit Regelhydraulik. Technik und Landwirtschaft, 1964, 6/7. — 5. Kuczewski, J.: Analiza kinematiki pluga zawieszanego przy silowej regulacji głębokości orki. Maszyny i Ciągniki Rolnicze, 1964, 4. — 6. Pisár, E.: Výsledky skúšok regulačnej hydrauliky Zetormatic na VŠP v Nitre. Mechanizácia poľnohospodárstva, 1965, 10. — 7. Pisár, E.: Regulačné systémy hydraulických zariadení traktorov. Sborník VŠP 1966 (v tlači). — 8. Rickey, C. B.: Agricultural Engineers. Handbook, McGraw Hill, New York, Londýn, 1961. — 9. Seifert, A.: Der neue hydraulische Kraftheber des Fordson-Schleppers und sein Vergleich mit anderen Systemen. Landtechnische Forschung, 1959, 9. — 10. Skalweit, H.: Bestimmung der Kräfte an Schlepper und Pflug bei regelndem Kraftheber. Landtechnische Forschung, 1962, 2. — 11. Tülle, W.: Jaké musí mít vlastnosti pluh určený pro regulační hydrauliku? (překlad). Landtechnik, 1962, 23. — 12. Wepfer, K.: Was bietet uns die Regelhydraulik? Der Traktor und die Landmaschine, 1964, 2. — 13. Zezula, B.: Regulačná hydraulika Zetormatic na traktorech unifikovaného radu. Mechanizácia poľnohospodárstva, 1965, 9, 10, 11.

Анализ силовой регуляции гидравлических систем тракторов и проект новой системы регуляции для тяжелых плугов

В настоящее время самым совершенным способом увеличения сцепного веса трактора является применение навесных орудий на тракторе, оснащенном гидравлической системой с регуляцией.

Результаты лабораторно-производственных испытаний (табл. I, II, III и рис. 3) показывают, что существующая гидравлическая система с регуляцией удовлетворяет лишь для более легких двух- и трехкорпусных плугов. Ее применение для более тяжелых плугов с тремя и более корпусами на тракторах повышенной мощности окажется неудовлетворительным. В результате этого необходимо уделить внимание проектированной системе. Теоретически можно предположить, что при соблюдении условий, вытекающих из вышеизложенного, система регуляции будет действовать надлежащим образом.

Analyses of Power Control with the Hydraulic Systems of Tractors and a Design of a New Control System Applicable for Heavy Ploughs

The best present method of increasing the weight of the tractor is by means of the mounted implements used with tractors, which are equipped with a control hydraulic system.

The results obtained in the laboratory tests (see tables I, II, III and fig. 3) indicate, that the present control hydraulic systems are satisfactory for light two- or three-bottom ploughs only. They are, however, insufficient for heavier three- and multi-bottom ploughs and for big tractors of more h. p. Proper attention should therefore be paid to the newly designed system. It can be assumed, from the theoretical viewpoint, that the control system will prove satisfactory, if the conditions specified in the analyses are fulfilled.

Analyse der Kraftregulierung bei hydraulischen Vorrichtungen der Schlepper und Entwurf eines neuen Regulierungssystems bei schweren Pflügen

Gegenwärtig wird die Anwendung von Anbaugeräten beim Schlepper, der mit einer Regulierungshydraulik ausgestattet ist, für die vollkommenste Art der Erhöhung des Schleppergewichtes gehalten.

Die Ergebnisse der Labor- und Betriebsprüfungen (Tafel I, II, III und Abb. 3) bringen einen Beweis, daß die gegenwärtige Regulierungstechnik nur für leichtere Zwei- und Dreischarpflüge geeignet ist. Die Anwendung dieser Regulierungstechnik bei schwereren Drei- und Mehrscharpflügen und bei Schleppern höherer Leistungskategorien wird nicht entsprechend sein. Infolgedessen ist dem vorgeschlagenen System Aufmerksamkeit zu widmen und man kann voraussetzen, daß bei der Erfüllung der aus der obgenannten Abhandlung sich ergebenden Bedingungen das Regulierungssystem entsprechen wird.

Adresa autora:

Ing. Eduard Pisár, Vysoká škola poľnohospodárska, fakulta mechanizácie, katedra motorov a traktorov, Nitra

621.436 628.5
631.372.004.5/.6

■ Kouření vznětových spalovacích motorů je nepříjemným průvodním jevem při jejich provozu. Příčinou je nedokonalé spalování paliva a do spalovacího prostoru pronikajícího mazacího oleje, k čemuž dochází v různé míře ve všech režimech exploatace spalovacích motorů.

Jednou z hlavních příčin nedokonalého spalování v těchto motorech je způsob tvoření směsi paliva se vzduchem. Vytváření směsi může být nepříznivě ovlivňováno celou řadou jevů, které zhorší okamžité podmínky tak, že průběh tvoření směsi, její kvalita, rozložení apod. nesplňují v plném rozsahu podmínky nutné pro včasné vznícení a dokonalé prohoření náplně spalovacího prostoru. Nespálené zbytky vycházejí pak z motoru výfukem spolu se spalinami, které různě zabarvují. Barva kouře je typická pro převládající příčinu nedokonalého spalování.

Šedý, bílý a namodralý kouř obsahuje převážně částice kapalné, které hlavně pro nedostatečnou teplotu ve spalovacím prostoru se chemicky nerozpadly na nižší, vnícení schopné produkty a neshořely. Protože příčinou vzniku tohoto kouře je nízká teplota ve spalovacím prostoru, nazývá se toto kouření studené. Mimo barvu je pro ně typický i štiplavý zápach.

Nahnědlá až černá barva výfukových plynů je způsobována tuhými a beztvárnými částčkami, které vznikly rozpadem paliva při vyšších teplotách a nedostatečné koncentraci kyslíku. Za těchto podmínek se atomy uhlíku paliva váží jeden na druhý, čímž vznikají shluky poměrně stabilních vazeb, které se okolní teplotou odpaří nebo rozžhaví. Tyto částice potřebují k prohoření větší množství času a kyslíku než je obvykle k dispozici, proto již úplně neprohoří a zkokovatělé či jako saze vycházejí výfukem. Příčinou vzniku těchto pochodů je vysoká teplota ve spalovacím prostoru a tomuto kouření říkáme horké.

Příčiny způsobující oba druhy kouření se v provozu často vyskytují současně, takže se ve výfukových plynech objevují podle okamžitého režimu a teplotního stavu motoru oba druhy kouře společně.

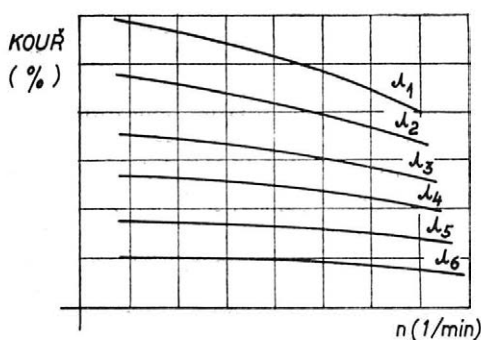
Kouření je závislé na režimu běhu motoru. V nižších zatíženích a otáčkách, hlavně při zhoršeném technickém stavu motoru a jeho nedostatečné teplotě, převládá kouření studené, které se vzrůstajícími otáčkami a zatížením zpravidla klesá. Příčinou je především zlepšení podmínek pro vytváření směsi a zvýšení teploty motoru.

K horkému kouření může dojít tehdy, vytvoří-li se za vysoké teploty obsahu spalovacího prostoru bohatá směs. Dávkování vstřikovacího čerpadla musí být nařízeno tak, aby nemohlo dojít k celkovému přebytku paliva; vlivem nekontrolovatelných podmínek při vstřiku paliva však může dojít a z různých příčin také

dochází k místnímu obohacení směsi, které vede k vytvoření centra horkého kouření. Vlivem kvalitativní regulace se při zvyšování zatížení snižuje celkový přebytek vzduchu, což znamená, že ve větší míře místně dochází k objemově zvětšenému rozsahu obohacení směsi, přičemž se podobná centra vytvářejí i na jiných místech. Je-li celkový přebytek vzduchu dostatečný, prohoří vytvořené shluky z větší části ještě před opuštěním válce, zvláště při vyšších otáčkách. Při zmenšujícím se přebytku vzduchu λ se kouření při zvyšování otáček mění méně. Příklad změny kouření v závislosti na otáčkách motoru je uveden na obrázku 1.

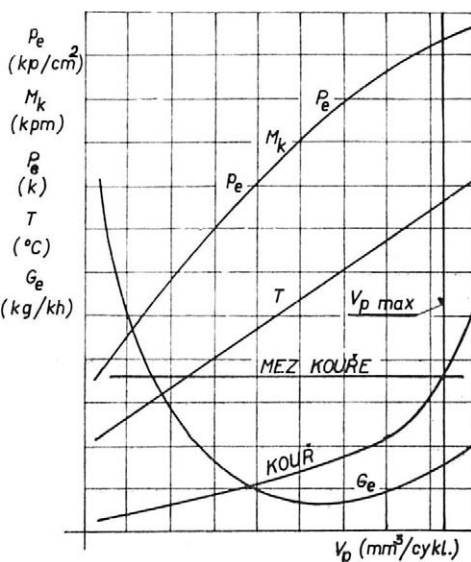
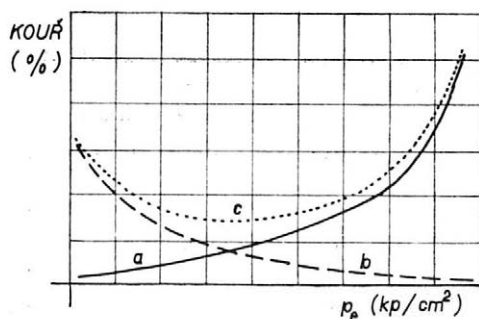
Kouření motoru je dáno součtem kouření horkého a studeného. Vzájemný podíl obou druhů kouře závisí především na zatížení motoru a jeho provozní teplotě. Na obrázku 2 je znázorněn průběh změny horkého (a), studeného (b) a celkového kouření (c) při konstantních otáčkách motoru, na obrázku 3 pak závislost kouření na dávkování paliva.

Oba druhy kouření jsou funkčně závadné nejen tím, že takto odchází nevyužito určité množství energie, ale také proto, že tato ztracená energie v podobě kouře jakéhokoliv druhu obtěžuje okolí v daleko větší míře než čisté spaliny, které jsou bezbarvé a téměř bez zápachu.



1. Závislost kouření (%) na otáčkách motorů

λ_1 až λ_6 — různé konstantní přebytky vzduchu, přičemž $\lambda_1 < \lambda_6$; n — otáčky motoru v 1/min



3. Průběh základních hodnot motoru a průběh kouře v závislosti na dodávce paliva za oběh V_p . Mez kouře vyznačuje maximálně přípustné seřízení dávky paliva na pracovní oběh, tj. i minimálně možný přebytek vzduchu

p_e — střední efektivní tlak na píst v kp/cm^2 , M_k — krouticí moment motoru v kpm , P_e — efektivní výkon motoru v k , t_v — teplota výfukových plynů v $^\circ\text{C}$, g_e — měrná spotřeba paliva v g/khod , V_p — množství paliva vstříkovaného na pracovní oběh v mm^3/cykl .

2. Závislost kouření (%) na zatížení při otáčkách motoru; $n = \text{konst}$.

a — horký kouř, b — studený kouř, c — celková hodnota kouření, p_e — střední efektivní tlak na píst v kp/cm^2

Lze říci, že horký kouř je nepříjemnější z hlediska estetického, studený je však nebezpečnější z biologického hlediska a jeho působení je časově delší.

VLIV VÝFUKOVÝCH PLYNŮ NA ZDRAVÍ

Vlivem procesů probíhajících ve spalovacím prostoru procházejí jednotlivé částice paliva různými stupni fyzikálně chemických změn, jichž se též účastní ostatní přítomné složky, jako např. vzduch, vodní pára, částice prachu atd. Výfukové plyny spalovacích motorů obsahují řadu plynných, kapalných i pevných látek různé chemické stálosti a složení. Tyto produkty mají při daném průběhu spalování různé vlastnosti, které je nutno hodnotit ve vztahu k okolí, na které působí svou přítomností.

Produkty procesu ve spalovacím prostoru motoru, unikající do ovzduší, mají vždy vyšší teplotu než okolní vzduch a z výfuku vycházejí určitou rychlostí. Aby nebylo okolí obtěžováno jejich vyšší koncentrací či jejich prouděním s rozvířeným prachem z vozovky, upravují se u vozidel výfukové roury tak, aby tyto látky odvedly do středu vozovky či nad vozidlo. Vyvedení výfukových plynů je důležité zvláště u traktorů, kde spodní výfuk obtěžuje pracovníky, obsluhující tažené zemědělské stroje a nářadí.

Produkty přímého a úplného spalování jsou až na malé výjimky chemicky jednoduché, nedráždivé a neškodné. Proti tomu se však vlivem podmínek ve spalovacím prostoru motoru vytváří velmi pestrá směs různých látek od kyslíčků uhlíku, vodíku, síry a dusíku přes uhlovodíky různých složení i vazeb, popel atd. Některé z těchto látek mají nepříznivý vliv jak na živé organismy, tak na rostlinstvo, a při větších koncentracích (smog) jsou příčinou jejich zániku.

Na člověka působí tyto produkty především dráždivě a dusivě. Dusivě působí zvláště kyslíčník uhelnatý, kyslíčník uhlčitý, vodní páry a dusík s jeho kyslíčníky, dráždivě kyslíčníky síry a hlavně různé nespálené uhlovodíky, které jsou v hojně míře zastoupeny zvláště ve studeném kouři, dále také beztvaré a pevné látky, objeví-li se ve větším množství. Dráždivé látky působí na různé části těla, především na sliznice a jemné tkáně. Některé z těchto látek jsou tělem přijímány a působí dlouhodobě. Dlouhodobé působení a časté dráždění může být příčinou dočasných i trvalých přecitlivělostí a příčinou zhoršení funkcí či změn především plicních tkání.

K prokázání příčinné souvislosti mezi působením některých podílů výfukových plynů a změnami tkání bylo uskutečněno již mnoho výzkumů; dosud ale nebylo dosaženo uspokojivých výsledků ve stanovení hlavních příčin vzniku a příčin vlivu běhu motoru na koncentraci různých dráždivých podílů ve spalovnách. Dosud byl karcinogenní vliv prokázán u 3,4-benzpyrenu a na příčiny jeho výskytu a indikaci ve výfukových plynech se v současné době především zaměřuje pozornost.

Výzkum vzniku, prokázání a stanovení množství rakovinotvorných uhlovodíků je záležitostí velmi složitou a zdlouhavou. Vyžaduje nákladné vybavení jak k zachycení látek daného typu, tak k jejich vzájemnému oddělení i k stanovení množství.

S ohledem na okolí a z hlediska hospodárnosti není možno připustit provoz takového zařízení, které nesplňuje předepsané podmínky. U vznětových motorů je kouření jednou ze sledovaných hodnot jako průkazný indikátor špatného spalování. Z uvedených již příčin nemůže být společností lhostejný podíl jednotlivých zdrojů na znečišťování a jejich stav, zvláště tehdy, je-li prokázána závislost

na obsluhu. Proto byla zákonem stanovena odpovědnost uživatele za to, že určená hranice kouření nebude v provozu překračována.

Stav vznětových motorů, užívaných v dopravě i v zemědělství, byl v poslední době natolik špatný, že z hlediska dopravní bezpečnosti i pracovní zdravotní stránky bylo již nutno tento případ řešit. Dozorem byli pověřeni pracovníci VB-DI, kteří při technických prohlídkách vozidel a traktorů i při namátkových kontrolách sledují mimo jiné též kouření motorů.

ZÁVISLOST KOUŘENÍ NA PRACOVNÍM REŽIMU SPALOVACÍHO MOTORU

Od vstříknutí prvních částecí paliva do spalovacího prostoru je třeba přivedenou energii uvolnit ve velmi krátkém časovém úseku. Má-li být energie v palivu vhodně využita, musí se v této době vytvořit prohoření schopná směs vzduchu a paliva a musí proběhnout všechny exotermické reakce, které pozvednou tepelnou hladinu náplně natolik, že je schopna vykonat mechanickou práci. Procesy, odehrávající se v této době ve spalovacím prostoru, nejsou však dosud vysvětleny a po stránce posloupnosti dodnes prokázány. Rozvoj, způsob a průběh rozpadu paliva ve spalovacím prostoru jsou závislé na palivu a fyzikálních podmínkách, které časově omezují stálost produktů. Podmínky, za nichž je palivo vstříkováno do spalovacího prostoru, jsou určující pro směr rozpadu paliva; tím i pro další rozvinutí a rychlost průběhu ostatních chemických pochodů, které nakonec hodnotíme z hlediska klidnosti a tvrdosti chodu motoru a z hlediska chemické účinnosti, tj. úplnosti uvolnění tepelné energie.

Studený kouř vzniká tehdy, jestliže u paliva, vstříknutého do spalovacího prostoru, nedojde vlivem nízké teploty k jeho úplnému chemickému rozpadu a okvslčení. Vstříknuté palivo se podle podmínek rozdělí na tři díly, z nichž každý projde různým stupněm proměn. U první části, obvykle velmi jemně rozprášené ve vzduchu po spalovacím prostoru, dojde vlivem fyzikálního působení vzduchu k chemickému rozpadu na takové složky, které se vznítí a úplně prohoří. Zvýšená teplota a tlak způsobí částečný rozpad a prohoření druhé části, a to hruběji atomizovaného vstříknutého paliva. Třetí část paliva, hlavně ta, která se dostala na studený povrch spalovacího prostoru a vlivem podmínek u ní nedošlo k chemickému rozpadu, je po proběhnutém cyklu vířícími produkty vynešena z válce ve formě mlhoviny.

Podmínky vedoucí k vytvoření pouze studeného kouření nastávají prakticky jen při spouštění studeného motoru a při vynechání vznícení. Nejčastější příčinou bývá špatná atomizace paliva vlivem jeho viskozity a nedostatečného víření vzduchu, nástřik stěny spalovacího prostoru a nízký kompresní tlak ve spalovacím prostoru.

Příčinou horkého kouření je zpomalené hoření vytvořené směsi, způsobené předčasným vnicím paliva a vzrůstem teploty náplně spalovacího prostoru.

Palivo nehoří v té podobě, v jaké bylo do spalovacího prostoru dopraveno, ale prochází různými chemickými změnami, které nejsou dosud dostatečně osvětleny. Odpařování paliva i chemická příprava do určitého stupně jsou endotermické. Teprve tehdy, dosáhne-li koncentrace vzniklých zápalných produktů kritické hodnoty, dochází místně ke vznícení a stoupnutí teploty. Zvýšená teplota a sálání tepla ovlivní chemické pochody, zpomalí chemický rozpad a vedou k odpařování a spalování složitějších, na uhlík bohatějších molekul, které hoří pomaleji a k jejichž prohoření není zpravidla během dané doby k dispozici dostatečné množství kyslíku. To vede ke kokovatění větších kapek paliva či při jejich odpa-

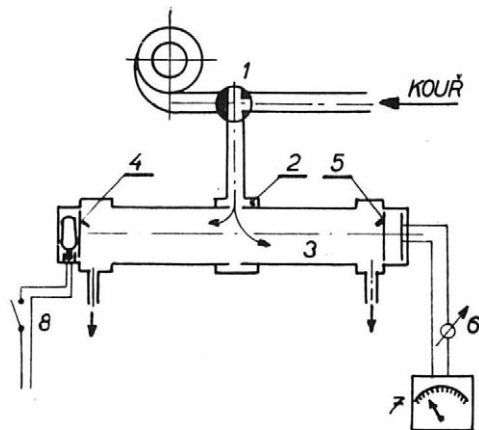
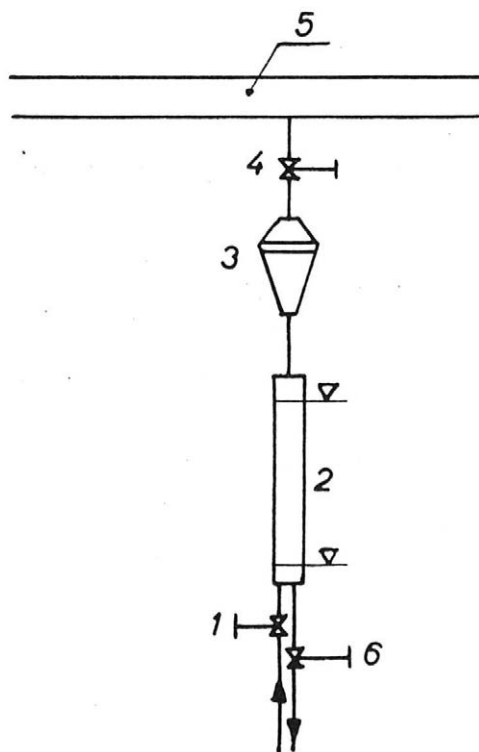
ření k chemickému rozpadu až na volný uhlík a jeho vylučování v amorfnní formě. Produkty tohoto procesu jsou rozměrově velmi malé a vycházejí se spaliny.

K horkému kouření vede přehřátí motoru vyvolané přetížením nebo vysokou kompresní teplotou při zaplnění kompresního prostoru karbonem, dále pak místně vytvořená bohatá směs při špatném rozdělení paliva vlivem závady na trysce a při zhoršené atomizaci, nebo konečně nedostatečné víření náplně.

Za běžného provozu se vyskytují příčiny, které v různé míře společně vedou k oběma typům kouření. Podle stavu a režimu běhu motoru (obr. 2) vyskytují se ve výfukových plynech oba druhy kouře současně. K jejich potlačení je proto důležité udržet za provozu, a to nezávisle na režimu běhu motoru (tj. otáčkách a zatížení), stálost teploty spalovacího prostoru, stejnou velikost kapánek paliva i mohutnost víření. Úměrné přiblížení se těmto požadavkům sníží citlivost motoru na různé změny a vystižení vhodných podmínek umožní zvýšení litrového výkonu i zvětšení rozsahu použitelných otáček.

ZPŮSOBY POSUZOVÁNÍ

Kouření motoru je citlivým a smysly sledovatelným indikátorem dokonalosti spalovacího procesu v motoru. Posouzení smysly sice odborníkovi umožní rychlé stanovení příčiny kouření, ale nemůže být objektivní mírou jeho hodnocení. Jako v jiných případech v měřicí technice se proto kouření zhodnocuje speciálními zařízeními podle ustálených, dnes již ve většině případů normou pře-



5. Schéma optického kouřoměru

1 - trojcestný ventil ovládající vstup spalin nebo výplachovací vzduchu, 2 - vstup do měřicí trubice, 3 - měřicí trubice, 4 - osvětlovací hlava, 5 - vyhodnocovací hlava, 6 - regulační zařízení, 7 - měřicí přístroj, 8 - vypínač

4. Schéma filtračního kouřoměru

1 - plnicí kohout odměrného zařízení, 2 - odměrné zařízení, 3 - odběrná část s filtračním papírem, 4 - uzavírací kohout průtoku plynů, 5 - výfukové potrubí, 6 - vypouštěcí kohout odměrného zařízení



6. Stupnice hodnocení kouře podle zabarvení filtračního papíru

podle množství absorbovaného světla: není-li vzorkem pohlceno žádné světlo, je kouření nulové, nepropustí-li vzorek světlo vůbec, je kouření 100 %. Je však nutno připomenout, že používané kouřoměry hodnotí kouření relativně, nikoliv absolutně.

U filtračních přístrojů se snímek kouře získává prosátím spalín přes speciální filtrační papír. Velikost průtočné plochy je ve stanoveném poměru k odebranému objemu spalín. Filtrační papír zachytí pevné a kapalné částice, což se projeví znečištěním průtočné plochy.

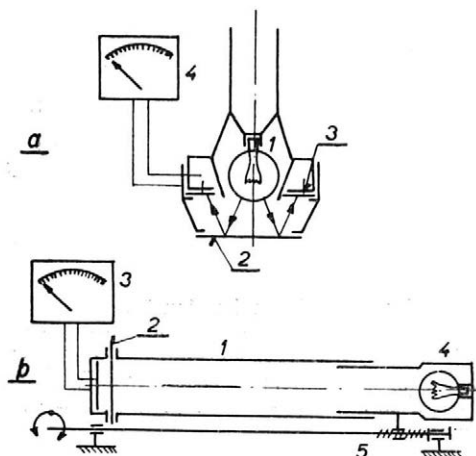
Podle požadované přesnosti se stupeň znečištění získaného snímku zjišťuje:

a) vizuálním porovnáním snímku se stupnicí šedých odstínů (obr. 6), ve které sousední vzorky bývají obvykle uspořádány po 5 % hustoty;

b) fotometricky (obr. 7) rozdílem pohltivosti světla při

1. prosvícení (ÚVMV), 2. odražení světla (Bosch).

Vizuální porovnání snímku se stupnicí je nejjednodušší, ale rozlišovací schopnost je celkem malá. Průměrný pracovník obvykle odhadne změnu větší než 5 %. Ke zvýšení přesnosti odečítání se v blízkosti hraniční hodnoty kouření např. 60 % zavádí vzorky: 50, 57, 60, 63 a 70 %, což zajišťuje přijatelné hodnocení v její blízkosti. I když tento způsob není dostatečně přesný, je celkem hojně používán pro nenáročnost na vybavení a údržbu, pro levnost, přenosnost škály vzorků a pro minimální nároky na kvalifikaci.



7. Způsoby fotometrického hodnocení kouře

a) odrazem: 1 – žárovka, 2 – snímek kouře, 3 – fotočlánek, 4 – ukazovací přístroj
b) prosvícením: 1 – pevná trubice, 2 – snímek kouře, 3 – ukazovací přístroj, 4 – posuvná trubice s osvětlovací žárovkou, 5 – přestavovací zařízení.

depsaných postupů. Přístroje užívané pro hodnocení kouření se nazývají kouřoměry a rozlišují se na filtrační a optické (obr. 4 a 5). Jako měřítka hodnocení kouře se využívá míry pohlcení světla, které kouř odráží nebo jím prochází. Stupeň kouření se posuzuje

Fotoelektrické hodnocení vyžaduje speciální vyhodnocovací zařízení. Skládá se ze zdroje světla a fotočlátku, zapojeného na vhodný ukazovací přístroj, a z regulačního zařízení pro nastavení nulového bodu. Mezi zdroj světla a fotočlánek se vkládá získaný kouřový snímek. Ručička ukazovacího přístroje zaznamená změnu napětí, vyvolanou na fotočlátku rozdílem intenzity osvětlení při vložení čistého papíru a snímku kouře, přímo v procentní hodnotě kouření.

Mezi hodnocením odraženým a procházejícím světlem jsou určité rozdíly. Přesnost zhodnocení je omezena neodstranitelnými odchylkami v optických hodnotách papíru (propustnost světla, schopnost odrazu), které vždy zatěžují měření určitou chybou.

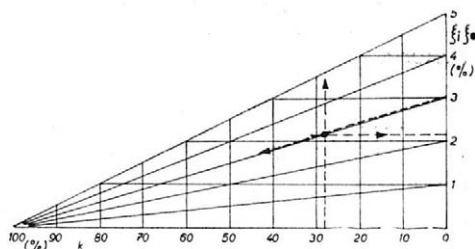
Při hodnocení prosvěcováním

snímků je třeba silnějšího světelného zdroje. Nestejnoměrnost propustnosti světla samotným papírem může dosáhnout tří dílků stupnice, někdy i více. Vliv této chyby se projevuje lineárně a je maximální při nulové hodnotě kouře (plná hodnota), zatímco při 100 % kouře je již chyba nulová. Tuto chybu lze úplně odstranit ocejchováním papíru před použitím a zavedením korekce (obr. 8). Pak je přesnost určené stupně kouření vysoká (0,2 %).

Při hodnocení odraženým světlem nejsou do výsledku zahrnuty ty částice sazí, které pronikly hlouběji do filtračního papíru. Dosahovaná přesnost při posuzování vzorku odraženým světlem je asi 1 %, zatímco u prosvěcování asi 1,5 % stanovené hustoty kouře, což ve většině případů vyhovuje.

Optické kouřoměry jsou založeny na principu přímého prosvětlování sloupce plynů. Spaliny se přivádějí do fotometrické trubice, opatřené na jednom konci žárovkou, na druhém fotočlánkem. Pevné i kapalné částice ve spalínách světlo pohlcují a rozptylují a jsou tak příčinou změny v osvětlení fotočlánku, jehož fotoelektrický proud je opět měřen přístrojem, cejchovaným přímo v procentech kouření. Nulový bod stupnice je regulačním zařízením nastaven, je-li trubice vypláchnuta a naplněna čistým vzduchem, 100 % kouření je dáno vypnutím světelného zdroje (klidová poloha). Tyto přístroje pracují podle konstrukce buď přerušovaně (seřizení, odběr vzorku a vyhodnocení, výplach a seřizení atd.), nebo průběžně. V případě průběžného měření je možno měření přerušit a provést kontrolu s eventuální opravou seřizení nulového bodu. Je to čas od času nutné, protože se vždy znečišťují skla oddělující hlavice od trubice, čímž je údaj kouřoměru zkreslován.

Optické kouřoměry hodnotí součtově oba druhy kouření, zatímco filtrační kouřoměr studený kouř nezaznamená. Mimoto optický kouřoměr umožňuje průběžné měření, tzn. možnost hodnotit kouření jak v ustáleném stavu, tak při změnách režimů motoru. Optický kouřoměr po instalaci prakticky nežadá za provozu přítomnost pracovníka; občasné korekce při znečištění skel jsou prováděny dálkově z místa kontroly motoru. Obsluha kouřoměru se omezí jen na očištění osvětlovací a vyhodnocovací hlavice při znečištění, které již nelze vyrovnat změnou dosažitelnou rozsahem regulačního zařízení. Po instalaci není již provoz kouřoměru náročný na kvalifikaci pracovníka; hodnota kouření je okamžitě známa a v případě potřeby je možno údajů kouřoměru využít k upozornění obsluhy, či jako přímého regulačního impulsu, nebo mohou být údaje kouřoměru společně s jinými hodnotami přímo registrovány apod.



8. Korekce na optickou hustotu filtračního papíru

ZÍSKÁNÍ SNÍMKŮ KOUŘE

Nejhorší spalování v motoru nastává, je-li do spalovacího prostoru dopravováno vstřikovacím čerpadlem nevhodné množství paliva. Tento stav dává nejhorší předpoklady k vytváření rovnoměrné směsi a roste při něm pravděpodobnost vzniku oblastí s místním nedostatkem vzduchu, což prakticky znamená vznik center horkého kouření. Příčiny vedoucí ke kouření nejsou ve všech otáčkách motoru stejné, zvláště při jeho různých teplotních stavech.

Kontrolu zajímá vždy největší hodnota kouření dosahovaná u daného motoru. Proto potřebujeme využít pro odběr snímku té doby, kdy vznikají za provozu motoru pro spalování nejhorší podmínky. Je to v době, ve které motor pracuje s minimálním přebytkem vzduchu, tj. tehdy, kdy je regulace vyřazena a motor dostává maximální množství paliva. Takový stav je možný ve dvou případech:

a) Energie uvolňovaná z paliva je v rovnováze s potřebnou energií na krytí odporu hnaného zařízení a motor pracuje v přetížení. Pak se otáčky v závislosti na čase mění jen málo. V tomto případě je možno měřit kouření velmi přesně, ale k vytvoření uvedených podmínek je zapotřebí zvláštního, poměrně drahého vybavení.

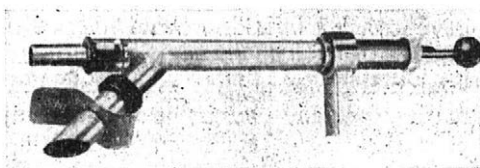
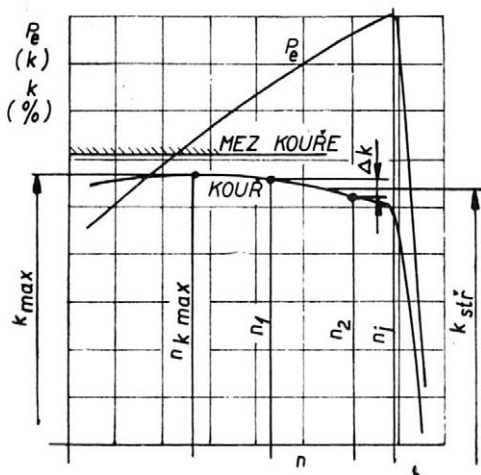
b) Energie uvolňovaná z paliva není v rovnováze s odpory motoru a pak se otáčky motoru mění. Za těchto podmínek je nemožno získat přesný obraz o maximálním kouření motoru, protože doba potřebná k získání snímku kouře je značně dlouhá, takže ve většině případů překrývá značný rozsah otáček motoru.

Prvně uváděný případ je běžný při zkouškách motorů a vozidel na brzdících stavech; dosáhnout ho v běžném provozu je možno jen na krátkou dobu. Zato s druhým případem se v denním životě setkáváme stále. Jsou to ta údobí provozu motorů, kdy se motor rozbíhá či zpomaluje ať již při prudkém přidání plynu, při rozjíždění vozidla, nebo dotahování do kopce. Mimo posledně jmenovaný případ trvá doba přetížení celkem krátce.

K jakémukoliv měření je zapotřebí určitého času, jehož délka je závislá na způsobu a principu měření, rozsahu a složitosti nutných prací, spojených s měřením.

Hodnotí-li se popsaná situace z hlediska odběru kouře, je za těchto okolností obtížné získat přímo pro vyhodnocení vhodný snímek v případě, použije-li se k vyhodnocení metody filtrační či optického přerušovaně pracujícího kouřoměru, ale nečiní to potíží, pracuje-li kouřoměr průběžně.

Je-li akcelerační sešlápnut na „doraz“, dostává motor maximální množství paliva do doby, než regulátor pro překročení seřazených otáček počne dávku omezovat. Lze tedy snímek kouře, získaný za těchto okolností, považovat v ideál-



10. Kouřoměr NC 112

9. Pracovní režim v době odběru vzorku kouře

P_e — efektivní výkon motoru v k,

k — kouření v ‰

n — otáčky motoru v 1/min

ním případě za střední hodnotu kouření v určitém rozsahu otáček $n_1 - n_2$, které však zpravidla nelze u daného vzorku určit. V některých případech, kdy je možno údobí přetížení motoru prodloužit (např. při rozjezdu zabrzděného vozidla apod.), lze stanovit rozsah $n_1 - n_2$ přesněji. Protože navíc není při odběru vzorku kouře možno vyloučit odebrání té části plynů, která pochází z doby, kdy již bylo množství paliva regulátorem omezeno, je ze vzorků získaných při zkoušce nutno považovat za rozhodující ten, který je nejtmavší. Z důvodů patrných z obrázku 9 nesmí tento vzorek překročit povolenou mez kouření.

Kuřoměry NC 112 (obr. 10), Bosch aj., používané dnes ke kontrole, zkracují odběr vzorku na minimální dobu, a tím se podmínky pro získání správné hodnoty kouře zlepšují. Zkušenosti z provozu ukazují, že naše kuřoměry NC 112 jsou v tomto stadiu boje za snížení kouření motorů pro kontrolu naprosto vyhovující. Ukazuje se také, že odběr vzorků přístrojem NC 112 nečiní, až na postavení pracovníka při odběru, zvláštních potíží a použití přístroje není náročné na kvalifikaci pracovníka. Přístroj sám je jednoduchý a pohotový pro použití. Po několikerém odběru vzorků je však nutná demontáž a vyčištění. Zavedené hodnocení kouře porovnáváním se škálou vzorků však bude stačit jen pro nejbližší dobu; v budoucnosti bude nutné přesnější hodnocení snímků.

Ze zdravotního hlediska pracovníka i jeho bezpečnosti je však v mnoha případech použití přístroje nevhodné a za jízdy vozidla vůbec vyloučeno. Nápravu může přinést dálkové ovládání, které však přístroj celkově zkomplikuje a zdraží. Není proto vyloučeno, že bude v budoucnu nahrazen novým, pravděpodobně optickým kuřoměrem, který je pro provoz výhodnější.

ROZBOR PŘÍČIN KOUŘENÍ MOTORU A MOŽNOSTI JEHO OMEZENÍ NA PŘÍPUSTNOU MÍRU

Rozsáhlými zkouškami uskutečněnými v různých institucích je potvrzeno, že kouření u vznětových motorů je ovlivňováno vlastnostmi paliva, konstrukcí motoru i provozními podmínkami, takže za kouření jsou zodpovědní nejen výrobci motorů a paliva, ale i provozovatelé.

Vznětový motor má své klady v provozní ekonomice a spolehlivosti, mezi záporné jevy jeho provozu patří i kouření jako důsledek nedostatků v přípravě směsi a jejího spalování. Podklady pro zabezpečování optimálních podmínek průběhů jednotlivých etap nejsou dosud plně vyjasněny; jednotlivé téze platí pro určitá seskupení a často si navzájem odporují. Je to vlastně důsledkem protikladných vlivů různé závažnosti na složitý proces přípravy směsi, který je klíčovou otázkou k vyřešení problému kouření.

Konstruktor volí nejvhodnější tvar spalovacího prostoru většinou z hlediska požadovaného stupně zatěžování, trvanlivosti, výrobních možností závodu a jiných faktorů. Konečně uspořádání spalovacího a přilehlých prostorů je vlastně až poslední etapou jeho práce, která se prolíná s prací na zkušebně, protože zvládnutí a sladění pracovních pochodů, probíhajících v motoru za provozu, je čistě experimentální záležitostí. Na zkušebně se z možností daných konstrukčním uspořádáním vybírají takové kombinace a seřazení, které dávají cyklu maximální efektivnost. Bude vždy snahou výrobního závodu postavit motor minimálně náročný na výrobu, ale s výkonově ekonomickými parametry po celou dobu provozu co nejlepšími a stálými, nezávislými na provozní době a nenáročnými na obsluhu i údržbu.

Uváděným požadavkům se podle míry výrobní vyspělosti závodů jednotliví

výrobci více či méně přibližují. Snaha po dosažení maximálních litrových výkonů vede často výrobní závody z odbytových důvodů k seřizování motorů až na hranici kouření (obr. 3). Takové motory jsou pak v provozu velmi náročné na údržbu, protože při plném zatížení již menší závada způsobí vzrůst kouření nad přípustnou mez. Z tohoto hlediska je velmi správný návrh novelizace vyhlášky č. 145 ministerstva dopravy, v němž se mimo celkové snížení dosud přípustné hranice kouření také požaduje, aby již při seřizování ve výrobním závodě byla vytvořena určitá bezpečnost proti překračování v provozu přípustného kouření.

Při kontrolách motorů v provozu je zjišťováno, že převážná většina nadměrného kouření je způsobena závadou na vstřikovacím zařízení.

V provozu je třeba sledovat celý vstřikovací systém, který je nejdražším a nejcitlivějším zařízením na motoru. Údržba se prakticky omezuje na kontrolu stavu oleje ve vstřikovacím čerpadle i v regulátoru a na kontrolu těsnosti, popř. odvzdušnění systému, apod. Místa s přístupem k seřizovacím prvkům dávkování a otáček bývají obvykle plombována. Toto opatření má chránit nejdůležitější části před zásahem nepovolané osoby, neboť každá změna v seřízení bez kontroly speciálním vybavením má zpravidla pro motor zlé následky, zvláště v tepelném zatížení, v rovnoměrnosti zatížení valců a především v kouření motoru. Nepříznivým zásahem je celkové přidání na dávce paliva V_p (obr. 3), které sice zvýší výkon, ale pronikavě zhorší kouření, a pro motor, zvláště vzduchem chlazený, může mít katastrofální následky. Mimo některé jednodušší úkony je výhodnější přenechat kontrolu seřízení a všechny opravy, především vstřikovacího čerpadla, odborné, řádně vybavené dílně.

Pracovník obsluhující motorové vozidlo zpravidla sám provádí údržbu podle návodu výrobce a dbá o těsnost instalace. Složitější práce, např. kontrolu a výměnu trysek apod., ponechává odborníkovi-údržbáři, který je zpravidla v každém podniku používajícím většího počtu vozidel.

I odbornému pracovníku je možno organizačně ulehčit práci, např. vylučovat možnost záměny součástí tím, že jsou ponechávány v původních obalech. Je-li v provozu více typů s odlišnými součástkami, je výhodné skladovat je odděleně; náhradní díly vybalovat a odkonzervovat bezprostředně před jejich použitím. Při montáži je nutno dodržet naprostou čistotu a předepsaný postup; pro vlastní práce je třeba použít vhodných pomůcek, po montáži správně seřadit a překontrolovat funkci.

Obsluha vozidla má velký vliv na trvanlivost vstřikovacího zařízení především tím, že dbá o naprostou čistotu zvláště při plnění palivové nádrže a udržuje ve správné funkci palivový čistič. Každá nečistota cirkulující s palivem, kterou čistič nezachytí, způsobí zvýšené opotřebení nebo zadření přesně opracovaných částí, uložených s velmi malými vzájemnými vůlemi. Opotřebování součástí se nerovnoměrně mění vlastnosti vstřikovacího zařízení, což vede k změnám v dodávaném množství paliva jak pro jednotlivé válce, tak i celkově. Změny těchto hodnot mají velký vliv na průběh vstřiku i hoření, které se zhoršuje a efektivnost provozu motoru klesá.

Palivové čističe musí mít dostatečnou průtočnost a přitom mají zachytit co nejmenší nečistoty, které se dostaly do paliva. Zachycováním nečistot se průtočnost čističů postupně snižuje. Ke snížení průtoku dochází poměrně rychle, je-li nádrž soustavně plněna nečistým palivem, používá-li se k nalévání nečistých nádob, nebo pracuje-li vozidlo v prašném prostředí bez zátky u palivové nádrže apod. Nedostatečný průtok paliva čističi snižuje výkon motoru a často svádí řidiče k zásahu do seřízení vstřikovacího čerpadla. Zjistí-li se nedostatečný průtok

palivovým čističem, je třeba vložku čističe vyměnit či regenerovat. Nesprávným zásahem je jak mechanické poškození vložky (probodnutí apod.), tak i její odstranění, neboť oba zásahy způsobí úplné vyřazení filtrace.

Jinou příčinou zhoršeného průběhu pochodu ve spalovacím prostoru je nedostatečná kompresní teplota. Příčinou může být ucpaný čistič vzduchu, netěsnosti ventilů (poškození sedel, vymezení vůlí), nebo opotřebení pístů a vložek válců, či znehybnění pístních kroužků (zapečení, zadření apod.). Uváděné jednotlivé příčiny zkušenější opravář určí a odstraní.

Na správný průběh hoření má vliv i teplotní stav motoru. Aby se udržoval co nejstabilnější, je třeba sledovat za provozu teplotu chladícího prostředí a v případě potřeby korigovat průtočné množství chladícího vzduchu úpravou výšky rolety či nastavením regulačních žaluzií.

Je pochopitelné, že špatný stav vstřikovacího zařízení spolu se zhoršeným stavem motoru se mimo kouření za provozu projeví zvýšenými potížemi při spouštění. Ty jsou zvláště pronikavé za nižších teplot a často nedovolí spuštění motoru instalovaným spouštěcím zařízením.

Na průběh chemické přípravy palivové směsi a na vlastní hoření má značný vliv také samo palivo. Paliva používaná pro spalovací motory jsou směsí uhlovodíků různých původů. Původ má značný vliv především na chemickou stavbu molekul jednotlivých složek paliva. Na stavbě molekul paliva závisí jejich soudržnost i odolnost k rozpadu a v průběhu jeho přípravy schopnost vytvářet takové chemické pochody, které v maximální míře zaručí plynulé a úplné uvolnění v palivu obsažené energie. Průběh vznícení a rychlost prohoření směsi vytvořené z produktů paliva a vzduchu se hodnotí tzv. cetanovým číslem. K dosažení požadované hodnoty cetanového čísla se často mísí produkty přírodní, získané při destilaci ropy, i umělé, vyrobené krakováním z uhlí. Složky takové směsi mají různou časovou stálost, takže se v průběhu skladování může cetanové číslo (aj.) podle okolností měnit.

Paliva o vyšším cetanovém čísle mají krátký průtah vznícení a v provozu sklon k horkému kouření, paliva o nižších cetanových číslech mají sklon k studenému kouření a delší průtah vznícení, což je příčinou tvrdého chodu motorů. Různé motory jsou podle provedení více či méně citlivé na změnu cetanového čísla.

PŘEDPOKLADY SNÍŽENÍ KOUŘENÍ MOTORŮ V PRAXI

Nepříznivé působení zplodin hoření na okolí je rozhodujícím činitelem při uvažování o nutnosti snižovat kouření motorů.

Z obou druhů kouření je zdraví nebezpečnější kouření studené. Zvláště nepříjemná je část paliva, chemicky rozložená na produkty, které se nevznítí, ale jsou dostatečně stálé a přitom spolu s nespáleným palivem vykazují některý z uvedených fyziologických účinků. V režimech, v nichž se studený kouř objevuje, se vždy objevuje zvýšená spotřeba paliva. Je to proto, že pro spalování se využije jen částí paliva.

Příčinou studeného kouření je především špatný mechanický stav motoru, který je tak zároveň příčinou i jeho zhoršených výkonově ekonomických ukazatelů.

Horký kouř bývá způsoben, jak bylo uvedeno, převážně zvýšeným dávkováním paliva nebo špatným stavem vstřikovačů. Již několik promile zvýšeného množství vstřikovaného paliva vytváří v provozu nepřijatelný stupeň kouření. Hodnotíme-li tedy horké kouření z hlediska zvýšení spotřeby paliva, je vidět, že se na zhoršení ekonomiky provozu podílí zcela zanedbatelnou částí. Vyskytne-li

se kouřící vozidlo v dopravě, pak je více nebezpečné z hlediska bezpečnosti provozu než z hlediska zdravotního, neboť člověk i zvíře se z pochopitelných důvodů vyhnou viditelným, sazemí značkováným zplodinám hoření. Vdechování těchto částic je tedy sníženo jejich viditelností a přirozenými zábranami. Ulpí-li tyto částičky na těle, jsou velmi zřetelně patrné a proto i rychle odstraňovány, takže nelze mluvit o možnosti jejich delšího působení.

Jak bylo již dříve uvedeno, na vzniku kouře se hlavně účastní tyto faktory: použité palivo, vstřikovací zařízení a stupeň zvládnutí procesu hoření a stav motoru.

Má-li být v provozu dodržováno přípustné kouření motorů, je třeba komplexně postihnout všechny hlavní příčiny jeho vzniku.

Pro motory je třeba zajistit kvalitní palivo, odpovídající složením požadovanému průběhu chemického rozpadu tak, aby chod motoru byl pružný, bez průvodních známek tvrdosti. Protože palivo musí mít zachováno požadované vlastnosti co nejdelší dobu, je třeba zajišťovat dostatečné množství nejvýhodnější výchozí suroviny.

Spolu s palivem je nutno zajistit i kvalitní motorové oleje. Vzhledem k provozním tlakům vyžadují vznětové motory oleje, odolné proti narušení filmu a stále i za vyšších teplot a tlaků. Na kvalitě oleje jsou též závislé odpory motoru i jeho trvanlivost.

Tepelná energie se ve spalovacích motorech uvolňuje z paliva hořením. Na zvládnutí procesů, probíhajících po vstřiknutí paliva do spalovacího prostoru, má největší vliv konstrukční uspořádání spalovacího a přilehlých prostorů, jejich teploty a vstřikovací zařízení. Dosažitelné hodnoty výkonů jsou závislé na vyřízení a vzájemném sladění možností daných nastavením jednotlivých částí celého systému. Je snaha, aby seřízené optimum bylo co nejméně ovlivňováno opotřebením a jinými provozními vlivy a aby bylo co nejméně náročné na údržbu.

Při seřizování motoru ve výrobním závodě je velmi důležité vytvořit dostatečnou bezpečnost proti přiblížení se přípustné hranici kouření motoru v provozu. Je na to pamatováno v již uvedené připravované novelizaci směrnice, uveřejněné v ÚL, částka 3/61. Vychází-li se zde z hodnoty kouření do 60 % jako maxima přípustného v provozu, je u motorů do 6 měsíců od uvedení do provozu přípustné kouření do 50 %, ale u motorů, které budou zaváděny do výroby, je již přípustná hodnota snížena na 40 %. To je v běžném provozu sériových motorů předpoklad k vytvoření dostatečné rezervy proti dosažení hranice kouření.

Nejčastější příčinou kouření, jak bylo již uvedeno, je špatný stav motoru, zaviněný nedostatečnou či nedbalou údržbou, navazující na nedostatky náhradních dílů či nedostatky v poskytování speciálních služeb.

Závady vzniklé špatnou údržbou jsou při kontrole prokazatelné i po delší době. Není-li zanedbání dlouhodobé, lze nedostatky poměrně rychle odstranit (zanedbání péče o vzduchový čistič a správnost ventilových vůlí), huře se odstraňují závady na vstřikovacím zařízení, způsobené nečistotami v palivu. Hodnotí-li se situace ekonomicky z hlediska možností využití traktoru v době, po kterou by byl v opravě, i z hlediska nákladů vzniklých při nutnosti výměny některých dílů vstřikovacího aj. zařízení, ukazuje se soustavné opomíjení péče o údržbu v jiném světle.

Posuzují-li se uváděné vlivy z hlediska možností rychlého snížení kouření motorů v provozu, je jasné, že nejspolehlivější cestou je důsledné dodržování údržby a zajišťování kvalitních služeb. Další dva jmenované faktory, které se účastní na vzniku kouření, vyžadují dlouhodobý vývoj, přičemž palivo vyžaduje i vhodnou surovinovou základnu.

Přes technickou vyspělost našich řidičů je třeba vidět, že v porovnání s jinými státy kouří u nás vozidla s naftovými motory více. Tento stav nelze vždy zdůvodnit nedostatkem náhradních dílů či nemožností odstavit vozidlo k opravě pro jeho naléhavou potřebu. Jde přitom většinou o využívání současných potíží k zastírání pohodlnosti či nechopnosti; proto je správný postup kontrolních orgánů, vyznačí-li do průkazu vozidla datum kontroly i její výsledek a v případě liknavosti a lhovosti vozidlo odstaví z provozu.

Vybavení odborných dílen potřebným zařízením, dostatečnou zásobou v provozu potřebných náhradních dílů a zajištění kvalifikovaných pracovníků nebylo dosud na výši. V poslední době se situace podstatně zlepšila, ale stále ještě zůstáváme za dobrým průměrem pokud jde o rychlost, pohotovost a často i kvalitu údržbářské práce.

ZÁVĚR

Kouření naftových motorů je a bude průvodním jevem jejich provozu. Vzhledem k jeho závadnosti ze zdravotního hlediska i z hlediska působení značných potíží v organizaci dopravy je nutno toto kouření omezovat.

Kulturní, hospodářská a technická vyspělost společnosti se mimo jiné hodnotí i podle vytváření životních podmínek. Je třeba uvážit, že k zlepšení životních podmínek nepatří jen technické vybavení domácnosti a vlastní vozidlo, ale především stav a prostředí, v němž se člověk denně pohybuje a pracuje. Hygiena prostředí v poslední době silně upadala, často vinou nesprávného mlčení jednotlivců k špatnému stavu odpovědných organizací.

O významu motorových vozidel v dopravě i v zemědělství bylo již hodně diskutováno, zatím ale bohužel málo vykonáno pro zlepšení spojených s tím negativních jevů. Nepříznivá situace a potíže totiž mají stále stejné příčiny: uživatelé trpěné nedostatky v údržbě a na druhé straně nedostatečný počet a sortiment náhradních dílů i opraven schopných v krátkém termínu kvalitně opravit vzniklé poruchy.

Kouření a hluk naftových motorů stále zůstávají závažnými otázkami a hlady obou těchto negativních jevů jsou měřítkem technické vyspělosti a dnes především konkurenční schopnosti výrobních závodů.

Došlo dne 33. 8. 1966

Literatura

1. Bazika, V. - Čech, J. - Houbá, J.: Metoda měření kouře naftových motorů. Strojírenství, 1955, 5, č. 8 : 633. — 2. Košťál, J. - Suk, B.: Pístové spalovací motory. Nakl. ČSAV, Praha 1963. — 3. Kouřoměry pro naftové motory. Zpráva pro 2. zasedání Výzk. společnosti Výzkumné rady NDR — překlad č. 207/010843/. Proj. konstr. vývoj pracoviště silniční a měst. dopravy v Praze. — 4. Schweitzer, P. H.: Must diesel Engines smoke? Diesel Power, 1947, Vol. 25, No 3, 4. — 5. Stol, H.: Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der Rauchmessung bei Dieselmotoren. MTZ, Sep. 1961, str. 359-360.

Дымление двигателей с воспламенением от сжатия на сельскохозяйственных тракторах

При плохом сгорании впрыскиваемого топлива и смазочного масла, проникающего в камеру сгорания двигателей с воспламенением от сжатия, имеет место чрезмерное дымление. Продукты несовершенного сгорания вредны для здоровья и загрязняют окружающую среду.

Склонность к дымлению обусловлена прежде всего конструктивным выполнением камеры сгорания двигателя и постоянной сменой содержания смежных с ней полостей. У данного двигателя причиной плохого сгорания может оказаться некачественная регулировка и состояние двигателя или вид применяемого топлива. Численность двигателей с воспламенением от сжатия погрешовала распространить изучение дымления этих двигателей из лабораторий и испытательных цехов также и на полевые условия. В работе рассматриваются также применяемые способы получения образцов дыма, а при сравнении оценивается также достижимая точность.

Так как двигатели с воспламенением от сжатия в сельском хозяйстве работают преимущественно в запыленной среде, особую важность приобретает забота об очистке прежде всего топлива и воздуха. В большинстве случаев технический уход является решающим фактором, обуславливающим не только появление дымления, но и срок службы двигателя.

Smoke-Exhausts of the Diesel Engines of Agricultural Tractors

If the fuel injected does not burn properly, or if the lubricating oil penetrates into the combustion chamber in Diesel engines, excessive smoke-exhausts tend to occur. Products of the incomplete combustion are harmful to health and injurious for the surrounding atmosphere.

Smoke-exhausts may be influenced by the design of the combustion chamber or by the exchange of the lining in the adjacent parts. Incomplete combustion of the engine may be caused by an improper setting, by the general condition of the engine or by the fuel used. With regard to the problems occurring, it has become necessary to investigate the smoke-exhausts of the Diesel engines not only in laboratories and testing shops, but in the field operations as well. The methods used for the sampling of smoke are being discussed and the accuracy thus obtained is compared.

As the Diesel engines used in agriculture are operated mostly in dusty atmosphere, the filtration of fuel and air has to be considered of prime importance. The maintenance, influencing both the smoke-exhausts and the life of the engines, is a decisive factor in most cases.

Das Rauchen der Selbstzündmotoren der landwirtschaftlichen Schlepper

Bei schlechter Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffes und des Schmieröls, das in den Verbrennungsraum eindringt, tritt bei Naphtamotoren ein übermäßiges Rauchen ein. Die Produkte der unvollständigen Verbrennung sind gesundheitsschädlich und belästigen die Umgebung.

Die Anfälligkeit zum Rauchen wird vor allem durch die Gestaltung des Verbrennungsraumes des Motors und weiters durch den Austausch von angeschlossenen Teilen beeinflusst. Bei dem gegebenen Motor kann die Einstellung und der Stand des Motors oder der angewandte Kraftstoff Ursache einer schlechten Verbrennung sein. Der Stand der Selbstzündmotoren erzwingt eine Verbreitung der Verfolgung der Rauchintensität dieser Motoren aus den Laboratorien und Prüfständen in das Gelände. In der Arbeit behandelt man auch die angewandten Arten der Gewinnung von Rauchproben; bei der Bewertung dieser Proben wird auch die erreichbare Genauigkeit verglichen.

Mit Rücksicht darauf, daß die in der Landwirtschaft angewandten Selbstzündmotoren in der Mehrheit der Fälle im Staubmilieu arbeiten, ist die Sorge für die Filtration, vor allem des Kraftstoffes und der Luft, äußerst wichtig. Die Instandhaltung bildet größtenteils einen entscheidenden Faktor, der nicht nur das Vorkommen des Rauchens, sondern auch die Lebensdauer des Motors beeinflusst.

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Novák, Československo-polské středisko pro výzkum a vývoj traktorů při ZKL, Brno - Líšeň

Z VĚDECKÝCH PRACOVÍŠŤ

HLAVNÍ VYŘEŠENÉ VÝZKUMNÉ ÚKOLY Z OBORU TRAKTORŮ V LETECH 1961–1966

Poř. čís.	Název práce	Pracoviště	Odpovědný pracovník	Ukončeno v roce
1.	Výzkum požadavků na traktory se zvýšenou pracovní rychlostí (dílčí zpráva) (Z 641)	VÚZT Řepy	Ing. Netík, CSc.	1966
2.	Výzkum agrotechnických požadavků na pneumatiky kolových traktorů soustavy (závěrečná zpráva) (Z 628)	VÚZT Řepy	Ing. Andert	1966
3.	Efektivnost některých adaptací hnacího ústrojí traktoru Zetor 3011 (RV 13.09)	VŠZ, fakulta mechanizace, Praha	Doc. Grečenko	1965
4.	Výzkum energetických potřeb velkovýrobních zemědělských závodů (dílčí zpráva) (Z 604)	VÚZT Řepy	Ing. Andert Ing. Macháček	1965
5.	Výzkum metod pro zjištění technického stavu traktoru bez demontáže v zemědělském závodě (Z 570)	VÚZT Řepy	Ing. Pick	1964
6.	Výzkum životnosti traktoru ve vztahu k pracovnímu využití (Z 572)	VÚZT Řepy	Ing. Andert Ing. Křen	1964
7.	Výzkum energetických potřeb zemědělských velkovýrobních závodů – studie o uplatnění samochodných podvozků sklizňových strojů (Z 559)	VÚZT Řepy	Ing. Andert	1964
8.	Výzkum a studium konstrukčních ukazatelů, ovlivňujících pracovní vlastnosti zemědělských traktorů (M 30)	VŠZ, fakulta mechanizace, Praha	Doc. Grečenko	1961
9.	Výzkum silových poměrů spojení traktoru s přívěsem a návěsem (dílčí zpráva) (Z 539)	VÚZT Řepy	Ing. Andert	1961
10.	Traktor Zetor 4011 (DV 029)			
11.	Unifikovaný traktor Zetor 2011 a 2012 (DV 031)			

Poř. čís.	Název práce	Pracoviště	Odpovědný pracovník	Ukončeno v roce
12.	Zkoušení motoru Zetor 3001 ve vyšších polohách (DV 033)			
13.	Vývoj vzduchem chlazených motorů odvozených od unifikované řady Zetor 2002 (DV 046)			
14.	Unifikace řady motorů čtyřdobých vzduchem chlazených Zetor 4002 (DV 047)			
15.	Traktor Zetor 3011 (DV 052)			
16.	Snížení měrné spotřeby paliva u motorů Zetor 2001 a Zetor 3001 (DV 054)			
17.	Výzkum opotřebení a životnosti součástí traktoru Zetor 3011 (DV 059)			
18.	Závěrečná zpráva traktoru Zetor 4031 (odpružená modifikace) (DV 073)			
19.	Dynamometrický vůz (DT 023)			
20.	Zpráva o hluku traktoru Zetor 3011 (DT 026)			
21.	Zkoušky vývodového hřídele traktoru Zetor 3011 (DZ 036)			
22.	Tahové charakteristiky traktoru Zetor 2011 (DZ 040)			
23.	Závěrečná zpráva ze zkoušek traktoru Z 4016 (polopásová adaptace) (DZ 058)			
24.	Unifikovaný traktor Z 3016 (DK 027)			
25.	Traktor Z 2043 — kolové provedení (DK 028)			
25.	Závěrečná zpráva o traktoru Z 2045 (DK 030)			
27.	Zkoušky třibodového závěsu, hydrauliky a stability traktoru (DK 032)			
28.	Úprava motorů unifikované řady pro použití jako hospodářské jednotky (stabilního motoru) (DK 036)			
29.	Použití nových hmot na unifikované řadě traktorů (D Telg. 013)			

Výzkumné zprávy uvedené pod body 10.–29. byly zpracovány v letech 1962–1964 v Čs.-polském středisku pro výzkum a vývoj traktorů v Brně

SEZNAM KANDIDÁTSKÝCH DISERTAČNÍCH PRACÍ Z OBORU TRAKTORŮ

Poř. čís.	Název práce	Autor	Místo obhajoby	Obhájeno v roce
1.	Regulace chlazení vzduchem chlazených motorů	Ing. J. Kameš	ČVUT – strojní fakulta	1966
2.	Výzkum vlivu parametrů vstřikovacích zařízení vznětových motorů na funkci otevření trysky	Ing. K. Miffek	ČVUT – strojní fakulta	1965
3.	Struktura a počty traktorů v komplexně mechanizovaných zemědělských závodech	J. Višínský	VÚZT Řepy	1964
4.	Periodicita technické údržby traktorového motoru	Ing. D. Miotla	VÚZT Řepy	1964
5.	Otázky počtu a rozmístování traktorů na polní práce při použití lineárního programování	Ing. B. Krupička	VÚZT Řepy	1964
6.	Vliv seřízení vstřikovacího zařízení na základní ukazatele spalovacího motoru	Ing. M. Růžička	VŠZ – fakulta mechanizace	1963
7.	Opotřebení a životnost traktorových motorů a převodovek	Ing. E. Pick	VÚZT Řepy	1963
8.	Metody zprůmyslnění oprav motorových vozidel	Ing. J. Sapák	ČVUT – strojní fakulta	1963
9.	Hydrodynamika měniče	A. Hau	ČVUT – strojní fakulta	1963
10.	Velikost pracovního okruhu opraven traktorů a jeho vliv na náklady za opravy	Ing. O. Petr	VŠZ – fakulta mechanizace	1962
11.	Tahová účinnost kolových traktorů na pneumatikách	Ing. A. Kment	VŠZ – fakulta mechanizace	1961
12.	Pohybové ústrojí pásového traktoru, jeho dynamika, namáhání a vztah k půdě	Ing. K. Novák	ČVUT – strojní fakulta	1961
13.	Základní teorie a volba parametrů traktorů se všemi hnacími koly	Ing. J. Kosek	VÚZT Řepy	1959
14.	Stabilita traktorů vzhledem k práci v horských a podhorských oblastech	Ing. O. Netík	VÚZT Řepy	1959
15.	Vývoj nového vstřikovacího systému pro naftové motory	Ing. J. Indra	ČVUT – strojní fakulta	1958
16.	Teorie a návrhy kolových traktorů	Ing. A. Grečenko	ČVUT – strojní fakulta	1958

OBSAH

Suchý V.: Úvod	1
Netík O.: Příspěvek ke stanovení základních parametrů traktorů (agregace kolového traktoru s pluhem)	5
Pisár E.: Príspevok k riešeniu silovej regulácie hydraulických zariadení traktorov u viacradičných pluhov	29
Novák J.: Kouření vznětových motorů zemědělských traktorů	41
Z vědeckých pracovišť	
Hlavní vyřešené výzkumné úkoly z oboru traktorů v letech 1961–1966	55
Seznam kandidátských disertačních prací z oboru traktorů	57

СОДЕРЖАНИЕ

Сухи В.: Введение (1). — Нетик О.: К вопросу определения основных параметров тракторов и сельскохозяйственных машин (26). — Писар Е.: Анализ силовой регуляции гидравлических систем тракторов и проект новой системы регуляции для тяжелых плугов (39). — Новак Я.: Дымление двигателей с воспламенением от сжатия на сельскохозяйственных тракторах (53). — Из мест научной работы (55).

CONTENT

Suchý V.: Introduction (1). — Netík O.: Some Remarks to the Determination of the Principal Characteristics of Tractors and Agricultural Machines (27). — Pisár E.: Analyses of Power with the Hydraulic Systems of Tractors and a Design of a New Control System Applicable for Heavy Ploughs (40). — Novák J.: Smoke-Exhausts of the Diesel Engines of Agricultural Tractors (54). — From the places of scientific work (55).

INHALT

Suchý V.: Einleitung (1). — Netík O.: Beitrag zur Bestimmung der Grundparameter der Schlepper und der Landmaschinen (27). — Pisár E.: Analyse der Kraftregulierung bei hydraulischen Vorrichtungen der Schlepper und Entwurf eines neuen Regulierungssystems bei schweren Pflügen (40). — Novák J.: Das Rauchen der Selbstzündmotoren der landwirtschaftlichen Schlepper (54). — Aus den wissenschaftlichen Arbeitsstätten (55).

TABLE DES MATIÈRES

Suchý V.: Introduction (1). — Netík O.: Contribution à la détermination des paramètres principaux des tracteurs (agrégation du tracteur à roues avec la charrue) (res. An, Al/27). — Pisár E.: Contribution à la solution de la régulation de puissance des dispositifs hydrauliques de tracteurs chez les charrettes à plusieurs socs (res. An, Al/40). — Novák J.: Echappement de fumée des moteurs à combustion Diesel des tracteurs agricoles (res. An, Al/54). — De centres scientifiques (55).

otiskuje tyto práce:

A. Andert: Vliv dezénu na tahové vlastnosti traktorů

Za účelem bližšího objasnění významu dezénu u hnacích traktorových pneumatik byl uskutečněn jednak rozbor jeho různých tvarů, jednak i vztah těchto tvarů na tahové vlastnosti pneumatiky.

Uskutečněné laboratorní zkoušky potvrdily velký vliv tvaru dezénu jak na tahové vlastnosti, tak i na namáhání hřidelů, přes které je předáván krouticí moment potřebný k odvalování zatížené pneumatiky.

Z rozboru tvaru dezénu vyplynuly tyto jeho čtyři hlavní typy:

1. Univerzální pro mechanizaci polních prací a částečnou dopravu po poli a polních cestách.
2. Speciální pro práci v rozbahněných, zejména jílovitých půdách.
3. Speciální pro mechanizaci prací, při nichž se traktor pohybuje po pěstované kultuře.
4. Speciální, určený pro dopravu v terénu a na pevných vozovkách.

J. Lobotka: Koeficienty trenia rezanej hmoty krmovin

Práce poukazuje na vliv parametrů řezaného krmiva a dalších činitelů na průběh funkční závislosti koeficientu tření na uvedených činitelích a uvádí tyto výsledky šetření:

1. S rostoucí vlhkostí krmiva roste i koeficient tření.
2. Koeficient klesá s rostoucí délkou řezanky krmiva.
3. Při vyšším měrném tlaku se dosahuje nižší hodnoty koeficientu tření.
4. Nejnižších hodnot koeficientu tření bylo dosaženo na těchto podložkách: dřevo, PVC, beton; vyšších hodnot na podložkách z hliníkového a ocelového plechu a nejvyšších na gumě.

F. Fortuník: Presný jednozrnkový výsev kukurice

Práce uvádí hlavní výsledky výzkumu různých způsobů setí kukuřice.

Zkoušky přesného jednozrnkového výsevu kukuřice s prototypem secího stroje 6-SPKX vykazaly vcelku lepší parametry kvality výsevu a výrazně lepší technicko-ekonomické ukazatele proti dosavadním běžně používaným způsobům setí kukuřice. Zkoušky dále potvrdily nutnost použití kalibrovaného osiva. Porosty vyseté přesným výsevem nebylo třeba vyjednotit a bylo dosaženo značných úspor osiva kukuřice (10 kg/ha proti tradičnímu způsobu). Efektivní úspora u přesného výsevu činí 156,- Kčs/ha.

J. Knap, J. Hájek, T. Jelínek: Rovnotlaký způsob větrání ve výkrmně prasat

Na základě výzkumu byl pro výkrmnu prasat typu 1200 navržen rovnotlaký způsob větrání s odvodem vzduchu vzduchovodem, zabudovaným v podlaze na rozhraní lože a kalisté, a s přívodem vzduchu vzduchovodem ve výši 2 m nad kalistěm. Zařízení pro přívod vzduchu umožňuje jeho usměrnění v zimním období přímo do kalisté, v letním období nad lože prasat. Nucená výměna umožňuje vyměnit vzduch osmkrát za hodinu kromě přirozeného větrání. Spínání ventilátorů je automatické pomocí kontaktních teploměrů. Vzhledem k velké stáje kubatuře byl pro výkrmnu navržen rekuperační výměník. V přepočtu na tepelný obsah vzduchu bylo při použití výměníku získáno 2,62 kcal. na 1 kg přivedeného vzduchu. Stáje mikroklima bylo i při velké kubatuře příznivé.

K. Fink: Mechanizace amerického zemědělství jako základ ekonomické efektivnosti

Článek otištěný v rubrice Zemědělská technika v zahraničí uvádí názory prof. Stouta z katedry zemědělských strojů university státu Michigan na úlohu mechanizace v současné etapě rozvoje amerického zemědělství.