

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

8

ROČNÍK 18 (XLV)

PRAHA

SRPEN 1972

CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1972

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

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

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

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

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

Poznatkům o energetice agregátů, linek a pracovních orgánů různých strojů a nářadí používaných v zemědělství (Andert 1969a, b) je zatím věnována jak ve výzkumu, tak i ve vývoji a zkoušení zemědělských mechanizačních prostředků neuspokojivá péče. Dosavadní stav v řešení problémů energetiky, zejména u mobilních agregátů, lze shrnout do následujících bodů:

a) Z energetického hlediska není věnována dostatečná pozornost práci celého agregátu. Existují sice různé podrobné charakteristiky energetických a tahových vlastností traktorů, ale energetice komplexu stroje a nářadí při práci v různých podmínkách je věnováno málo výzkumného úsilí. Nejsou dostatečné podklady ke skloubení obou energetických charakteristik (traktoru, zemědělské stroje, popř. připojeného přívěsu). Dostatečná péče není věnována ani souborné energetické charakteristice pohonu celého agregátu (ve vztahu k pracovním podmínkám měnícím se v určitých cyklech na jednom pracovišti).

b) U jednotlivých strojů se dělají různá energetická měření (mnohdy i pohonu jejich jednotlivých částí, popř. vlivu tvaru konstrukce jednotlivých částí na spotřebu energie), hodnocení stroje z energetického hlediska je však jen doplňkové, bez bližšího určení vzájemné vazby jednotlivých částí stroje. Neurčuje se vliv těch pracovních podmínek, které může zemědělský pracovník měnit (hmotnost řádku, velikost přívěsů apod.), na energetiku příslušného pracovního procesu. Proto nebyly (až na některé výjimky) zjišťovány charakteristiky příkonu, popř. měrné spotřeby mechanické práce v závislosti na výkonnosti stroje, a to ani pro pracovní podmínky, které lze v provozu měnit lidským zásahem.

c) Zjištěné charakteristiky příkonu k pohonu agregátu v závislosti na výkonnosti stroje nebo na jeho pracovní rychlosti jsou neúplné především z těchto důvodů:

- Neurčují, kdy se v jednotlivých pracovních podmínkách dosahuje minimální měrné spotřeby energie na jednotku zpracovaného produktu, takže nelze stanovit odpovídající kritické parametry; není zjištěna spodní hranice optimální výkonnosti (nebo rychlosti). Je třeba, aby se v provozu pracovalo při výkonnosti (pracovní rychlosti) vyšší než odpovídá kritickým parametrům, při nichž se dosahuje minimální spotřeby energie. I když zvýšením výkonnosti (pracovní rychlosti) se zvýší měrná spotřeba energie na jednotku zpracovaného produktu, celkové náklady na jednotku vykonané práce klesají; je to ovlivněno vyšší výkonností celého agregátu. Nelze však připustit práci pod určenou optimální hranicí výkonnosti; potom klesá výkonnost a stoupají náklady.
- Pokud nebylo možné z charakteristiky příkonu v závislosti na výkonnosti (pojezdové rychlosti) určit kritické parametry výkonnosti odpovídající minimální měrné spotřebě energie na jednotku zpracovaného materiálu (stroj se ucpával nebo měl jinou závadu,

kteřá nedovolila další zvýšení výkonnosti); nemohly být vyvozeny závěry pro hodnocení nedostatku stroje a jeho částí (popř. částí linky). Z tohoto rozboru mělo vyplynout, která část stroje je nedostatečně dimenzována a která předdimenzována.

d) Laboratorně byl sice zjišťován vliv jednotlivých faktorů na spotřebu energie k pohybu, činnosti stroje nebo k pohonu agregátu (druh, vlhkost a stav půdy nebo druh a kvalita materiálu, popř. svah pozemku aj.), nebylo však zkoumáno ani v jakém poměru se tyto faktory vyskytují na jednom pozemku, ani jejich vliv na příkon k pohonu agregátu. Nebyla proto stanovena variabilita spektra příkonu při pohybu agregátu na jednom pozemku (popř. jednoho agregátu během pracovní sezóny). Tato variabilita je ovlivněna:

- nahodilými změnami pracovních podmínek (změnou valivého odporu, hustotou sbíraného řádku, změnou porostu a jeho fyzikálním stavem apod.),
- pravidelnými cyklickými změnami podmínek (postupným naplňováním vozu, jízdou do svahu a se svahu apod.).

Pokud nejsou charakteristiky příkonu pro pohon agregátu (stroje) v závislosti na výkonnosti (pracovní rychlosti) doplňovány variabilitami spektra změny příkonu, nelze určit parametry vhodného energetického měniče pro pohon stroje (jak z hlediska výkonu motoru, tak i z hlediska jeho dynamických a pojezdových vlastností i dynamiky celého agregátu atd.), aby bylo dosaženo optimální vzájemné vazby.

e) Neuspokojivé je určení matematického vztahu mezi výkonností agregátu pracujícího za různých podmínek a mezi spotřebou příkonu (energie). Tyto vztahy by umožnily stanovit příkonové charakteristiky stroje v různých podmínkách a matematicky určovat optimální podmínky jak pro parametry stroje i celého agregátu, tak pro organizaci celkového pracovního i technologického postupu.

f) Při volbě konstrukční výkonnosti nového typu agregátu nebylo zkoumáno, v jakém vztahu je nová výkonnost k optimální typové výkonnosti, při níž se dosahuje minimální spotřeby energie na jednotku produktu (u principu stroje, který má být rovněž použit při konstrukci nového typu agregátu). Číselná hodnota optimální typové výkonnosti a odpovídající hodnota měrné spotřeby energie je také závislá na úrovni technických znalostí vývojového pracoviště v tomto úseku výroby. Nebyly zkoumány ani nové principy pracovních orgánů agregátu, které by umožnily při větší výkonnosti další snižování měrné spotřeby energie na jednotku produktu nebo meziprojektu, popřípadě snížení měrné spotřeby energie na nový druh meziprojektu, který se pak vhodně použije v celém technologickém procesu.

g) Energetika různých pracovních či technologických postupů pro určitý výrobek se zatím nejčastěji posuzuje jen jako soubor na sebe navazujících jednotlivých operací mechanizovaných současnými mechanizačními prostředky. Je však třeba, aby pracovní či technologické postupy a s nimi spojená otázka energetiky byly zkoumány vždy mezi nejvzdálenějšími výrobními fázemi. Takovýto širší rozsah umožňuje větší možnosti volby nových výrobních cest. S tím souvisejí i nové možnosti intenzivnějšího a hospodárnějšího používání energie v zemědělské výrobě.

Taková situace je velmi často způsobena pracovníky, kteří mnohdy technologii posuzují podle současných mechanizačních prostředků a jejich pracovních orgánů a tím si omezují širší možnost volby nových cest hospodárného používání energie.

h) Ná vaznost strojů v pracovních a technologických linkách není posuzována z energetického hlediska, tj. podle míry vzájemného sladění výkonnosti, za jaké je u všech strojů v lince dosahováno minimální, popř. podle optimální spotřeby energie.

ch) Pro technologické a pracovní linky na stacionárním pracovišti se nesestavují charakteristiky denního nebo ročního odběru energie (k porovnání, popř. k sladění s celkovou odběrovou charakteristikou závodu, zejména s dodavatelsko-odběratelskou dohodou mezi energetickým a zemědělským závodem). Na základě těchto podkladů by mohly být upraveny jednotlivé pracovní linky tak, aby náklady na spotřebu byly optimální.

K objasnění této problematiky přispělo i prozkoumání některých základních energetických otázek, zjištěných u vybraných mobilních agregátů určité konstrukční výkonnosti, které pak pracovaly za různých pracovních podmínek a při různé okamžité výkonnosti. Jsou to především agregáty pro sklizeň píce řezačkovým způsobem (Andert 1969c, 1970) a mobilní agregáty používané pro pěstování a sklizeň cukrovky (Andert 1970).

V další etapě výzkumu energetiky mobilních agregátů je věnována péče bližšímu určení vztahu parametrů agregátu (hlavně jeho výkonnosti) k minimální měrné spotřebě energie na jednotku produktu a stanovení odpovídající typové optimální nebo provozně konstrukční výkonnosti příslušného typu agregátu. Dále je blíže prozkoumána možnost posouzení sladěnosti jednotlivých částí agregátů na základě zjištěných charakteristik o energetické náročnosti agregátu při jeho práci.

METODIKA

Metodický postup jak v teoretické, tak i v praktické části navazuje na způsob řešení energetiky mobilních agregátů při sklizni píce (Andert 1969c, 1970) a při pěstování a sklizni cukrovky (Andert 1970).

Na základě získaných matematických výrazů pro daný typ agregátu o určité konstrukční výkonnosti, kterými se vyjádří vztah mezi výkonností a potřebou příkonu energie, je vyjádřen i matematický vztah pro určení měrné spotřeby energie v závislosti na výkonnosti a z toho pak i optimální výkonnost daného agregátu (spodní kritická hranice optimálního rozsahu pracovního režimu agregátu), při níž se dosahuje minimální spotřeby mechanické práce na jednotku produktu. Tento matematický vztah pak umožní určit parametry agregátu, které mají u daného agregátu největší vliv na výši výkonnosti.

V další etapě je zkoumána typová charakteristika příkonu nebo měrné spotřeby energie v závislosti na optimální nebo na provozně konstrukční výkonnosti agregátů. Je to pro agregáty různých konstrukčních výkonností, ale sestavené a pracující na stejném principu. Z těchto vztahů mezi spotřebou energie a optimální nebo provozně konstrukční výkonností určitého agregátu bude pak určena typová optimální nebo provozně konstrukční výkonnost pro daný typ agregátu, odpovídající stavu úrovně techniky konstrukčního a vývojového závodu. Na základě takto zjištěných vztahů mezi potřebou energie a konstrukční výkonností agregátu je zhodnocen vliv změny otáček poháněného agregátu na celkovou charakteristiku příkonu agregátu se sklizňovou řezačkou.

VÝSLEDKY

CHARAKTERISTIKY MĚRNÉ SPOTŘEBY ENERGIE V ZÁVISLOSTI NA VÝKONNOSTI AGREGÁTU

Na základě výzkumu energetiky různých typů mobilních agregátů pro sklizeň píce a pro pěstování a sklizeň cukrovky byly zjištěny zejména různé charakteristiky příkonu nebo dodávky paliva v závislosti na výkonnosti, popř. na pracovní rychlosti agregátu. Pro tyto charakteristiky dodávky různé formy energie byly pak sestrojeny příslušné charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce nebo měrné spotřeby paliva, a to vždy na jednotku produktu (charakterizovanou buď určitým typem zemědělského produktu nebo plošným rozsahem vykonané práce).

Na základě poznatků o energetice hlavně mobilních agregátů byly pak vypracovány příslušné analytické matematické vztahy mezi výkonností agregátu pracujícího v různých pracovních podmínkách a jeho potřebou příkonu (dodávky mechanické práce za jednotku času) nebo hodinovou dodávkou paliva.

Analytické matematické vztahy mezi měrnou spotřebou energie a okamžitou výkonností agregátu

Určení výkonnosti agregátu (o určité konstrukční výkonnosti), při které se dosahuje minimální měrné spotřeby mechanické práce nebo minimální měrné spotřeby paliva na jednotku produktu, se v první etapě výzkumu řešilo graficky, a to tak, že minimální poměr příkonu k výkonnosti se určoval jako bod dotyku tečny, vycházející z počátku souřadnic a vedené k charakteristice příkonu nebo dodávky paliva v závislosti na střední výkonnosti za jeden pracovní cyklus (dále jen výkonnosti).

Zjištěnému bodu dotyku této tečny s charakteristikou příkonu odpovídá pak optimální výkonnost agregátu, při níž je dosahováno požadované minimální měrné spotřeby mechanické práce nebo minimální měrné spotřeby na jednotku produktu (obr. 1 a 2).

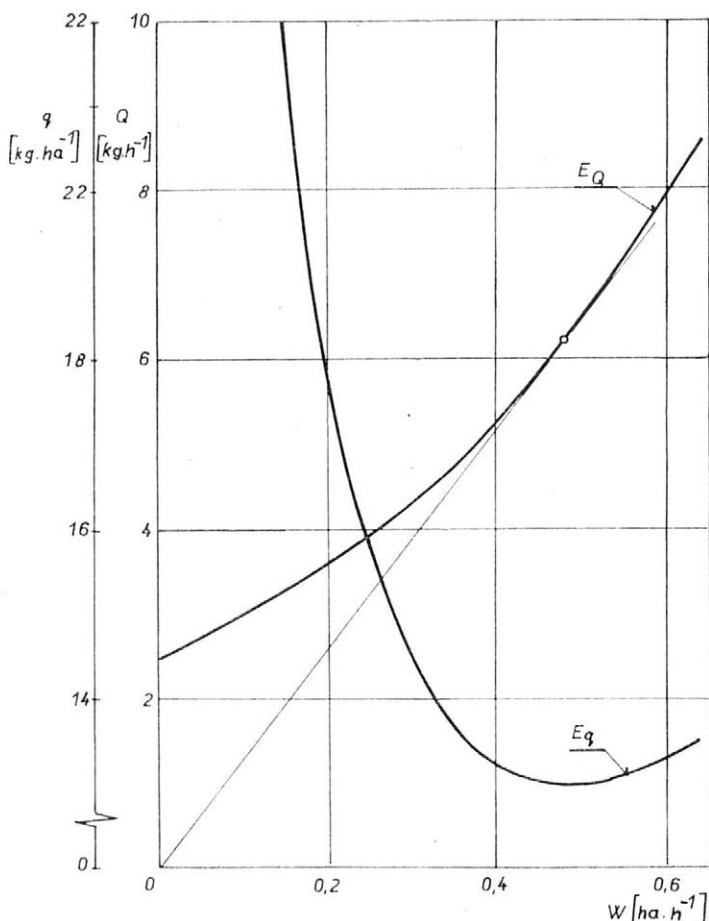
Graficky lze velmi snadno řešit z daných charakteristik dodávky energie v závislosti na výkonnosti minimální měrnou spotřebu mechanické práce i paliva. Nedostatek však je v tom, že nezískáme bližší ukazatele činnosti agregátu, které ovlivňují velikost optimální výkonnosti, a musíme sestavit celou charakteristiku.

Proto je vhodné, pokud známe matematicko-analytický vztah mezi příkonem či dodávkou paliva a výkonností agregátu, určit matematicky výkonnost, při níž se dosahuje minimální spotřeby energie na jednotku produktu.

Měrná spotřeba mechanické práce na jednotku produktu

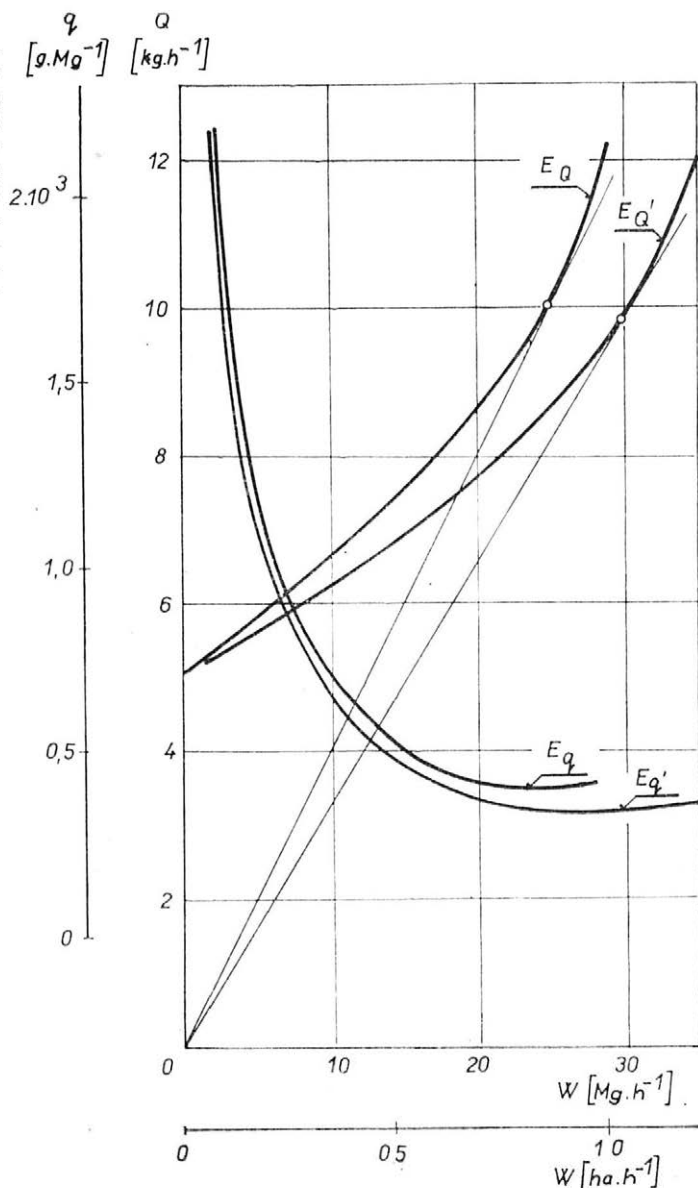
Pro mobilní agregát, kterým se řezačkovým způsobem sklízí pícniny, obiloviny a jiné materiály, byl určen následující analytický vztah mezi příkonem a výkonností (A n d e r t 1969b):

$$P_S = P_o + (k_1 + k_2 + k_3)W + rW + oW^a + p(e^{bW} - 1) \quad (1)$$



1. Teoretická charakteristika hodinové a měrné spotřeby paliva pro agregát Z-4011 + 3-VRN v závislosti na výkonnosti při vyorávání cukrovky (půda: jílovito-hlinitá; vlhkost půdy: 32 %, výnos: 36 Mg ha⁻¹)

2. Charakteristiky hodinové a měrné spotřeby paliva pro agregát Z-50-Super + 3-VCZ (typ Agrostroj) při vyšším (E_Q, E_q) a nižším (E'_Q, E'_q) zahloubení v závislosti na výkonnosti při sklizni cukrovky (půda: jílovitá; vlhkost půdy: 19 %; Ø výnos: 29 Mg ha⁻¹)



Pro běžné pracovní podmínky je považován za dostačující následující zjednodušený vztah:

$$P_s = P_o + W \left(r^* + F_G \frac{f_{vs}(\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10h \cdot 270\eta_m(1 - \delta_{1s})} \right) + o^* W^{a^*} \quad (2)$$

Funkční vztah měrné spotřeby mechanické práce v závislosti na výkonnosti agregátu se určí z funkčního vztahu mezi příkonem a výkonností. Podle zkráceného vztahu pro výkonnost je měrná spotřeba dána vztahem:

$$q_L = \frac{P_s}{W} = \frac{P_o}{W} + r^* + F_G \frac{f_{vs}(\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{10h \cdot 270\eta_m(1 - \delta_{1s})} + o^* W^{a^*-1} \quad (3)$$

Z uvedeného analytického vztahu je patrné, že měrná spotřeba energie na jednotku produktu je závislá na třech složkách: na složce konstantní, neovlivněné výkonností; na složce s průběhem hyperbolickým, která zvyšuje celkovou měrnou spotřebu energie při malé výkonnosti; třetí složka pak má průběh exponenciální, takže její hlavní vliv na zvýšení měrné spotřeby energie je při vysoké výkonnosti agregátu.

Výkonnost, při níž je minimální měrná spotřeba mechanické práce na jednotku produktu, se určí z podmínky

$$\frac{d q_1}{d W} = 0 \quad (4)$$

$$- P_o W^{-2} + (a^* - 1) o^* W^{a^*-2} = 0$$

Z toho optimální výkonost

$$W_L = \sqrt[a^*]{\frac{P_o}{(a^* - 1) o^*}} \quad (5)$$

Z uvedeného vztahu je patrné, že měrná spotřeba mechanické práce na jednotku produktu je závislá na a^* té odmocnině z poměru příkonu pro pohon agregátu naprázdno k součinu exponentu výkonosti zmenšenému o jednotku a součinitele exponenciálního přírůstku příkonu na výkonosti.

Hodinové a měrné spotřeby pohonných hmot v závislosti na výkonosti agregátu

Obdobně, jako charakteristiky příkonu v závislosti na výkonosti, byly pro různé agregáty zjišťovány charakteristiky hodinové spotřeby paliva v závislosti na výkonosti. Průběh těchto charakteristik je závislý jednak na vztahu mezi hodinovou spotřebou paliva a výkonem motoru, jednak na vztahu mezi výkoností agregátu a spotřebou příkonu odebíraného od motoru.

Při určování analytického vztahu mezi dodávkou paliva a výkoností agregátu je třeba vycházet z funkce vyjadřující vztah mezi hodinovou spotřebou paliva a výkonem motoru. V takto získaném analytickém vztahu pak nahradíme ukazatel příkonu vztahem, který je u mobilního agregátu mezi příkonem a výkoností.

Obecně je hodinová spotřeba paliva u spalovacího motoru závislá na odebíraném výkonu

$$Q = f(P_S) \quad (6)$$

Po rozboru charakteristiky dodávky paliva v závislosti na odebíraném výkonu od motoru sledujeme, že tento vztah lze vyjádřit funkcí (obr. 3)

$$Q = Q_o + x P_S + y P_S^z \quad (7)$$

Funkce platí pro $0 < P_S < \text{maximální výkon motoru}$.

Jelikož příkon P_S je pro agregát závislý na výkonosti, lze v této funkci pro hodinovou spotřebu nahradit výkon příkonem potřebným pro pohon agregátu v závislosti na jeho výkonosti podle vztahu

$$Q = Q_o + x \left\{ P_o + W \left(r^* + F_G \frac{f_{rs}(\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 h_{lm}(1 - \delta_{1s})} \right) + o^* W^{a^*} \right\} + \\ + y \left\{ P_o + W \left(r^* + F_G \frac{f_{rs}(\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 h_{lm}(1 - \delta_{1s})} \right) + o^* W^{a^*} \right\}^z \quad (8)$$

V běžných podmínkách práce agregátu je třeba, aby nad hodnotou středního odebíraného výkonu (P_S) byla ještě dostatečná výkonová rezerva. Proto bývá motor traktoru vytěžován největší měrou v té části charakteristiky spotřeby paliva v závislosti na výkonu, která má tvar blížící se lineární závislosti. To pak umožňuje používat následujícího zjednodušeného vztahu mezi hodinovou spotřebou a výkoností agregátu

$$Q = Q_{oP} + x_P W + y_P W^z P^{-1} \quad (8')$$

Ze zjištěného vztahu mezi hodinovou spotřebou paliva a výkoností agregátu lze pak vyjádřit měrnou spotřebu paliva na jednotku produktu

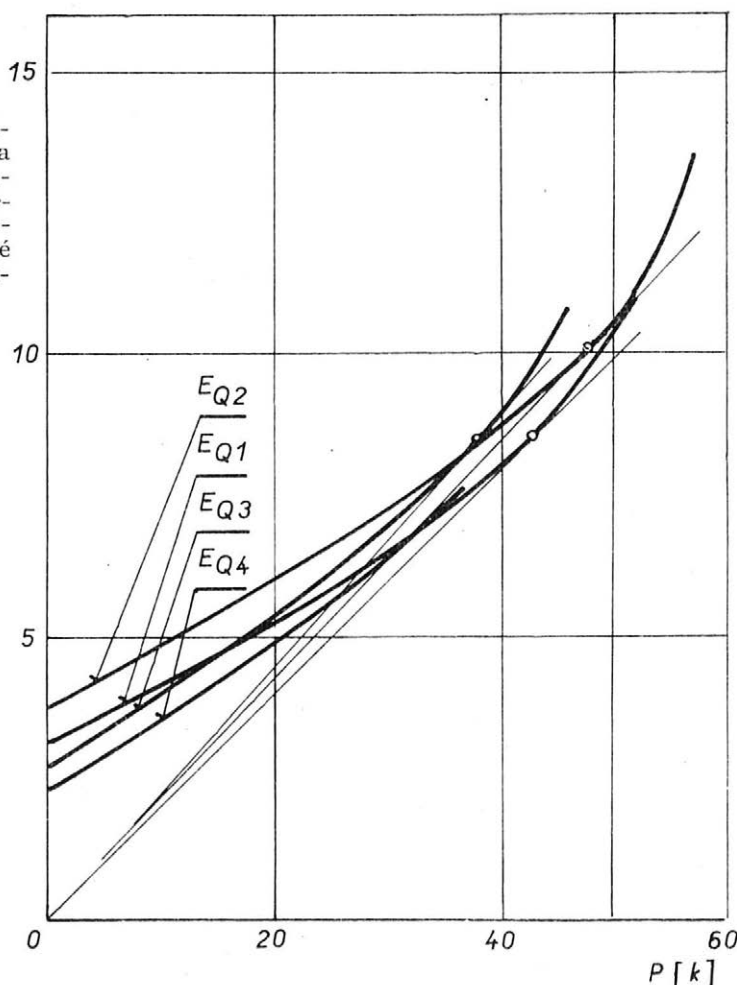
$$q_Q = \frac{Q}{W} = \frac{Q_{oP}}{W} + x_P + y_P W^z P^{-1} \quad (9)$$

Optimální výkonost daného agregátu s minimální měrnou spotřebou paliva lze opět určit dvojím způsobem — graficky nebo matematicky. Graficky se tato výkonost určí pomocí tečny vedené z počátku souřadnic k charakteristice hodinové spotřeby v závislosti na výkonosti agregátu. Bodu dotyku této tečny odpovídá výkonost s minimální měrnou spotřebou paliva.

Matematický způsob pro určení optimální výkonosti ze vztahu mezi hodinovou spotřebou paliva a výkoností agregátu je v podstatě shodný s postupem, podle kterého se určovala optimální

$Q \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$

3. Charakteristiky hodinové spotřeby paliva v závislosti na výkonosti motorů traktorů Zetor-50-Super, (E_{Q1} normální stav; E_{Q2} zvýšené otáčky a dávkování) Zetor-4011 a Zetor-3011



výkonost při minimální měrné spotřebě mechanické práce na jednotku produktu. Při výpočtu se vychází opět z funkčního vztahu pro měrnou spotřebu paliva v závislosti na výkonosti. Optimální výkonosti se dosahuje v podmínkách, kdy

$$\frac{d q_Q}{d W} = 0$$

Pak se optimální výkonost s minimální měrnou spotřebou paliva na jednotku produktu určí ze vztahu

$$W_Q = z_P \sqrt{\frac{Q_{0P}}{(z_P - 1)y_P}} \quad (10)$$

Je třeba mít na zřeteli, že optimální výkonost agregátu, při níž se dosahuje minimální spotřeby mechanické práce na jednotku produktu (W_L), je odlišná od optimální výkonosti agregátu (W_Q), při níž se dosahuje minimální spotřeby paliva na jednotku produktu.

Příkon elektrické energie a její měrná spotřeba v závislosti na výkonosti agregátu

Jako u spalovacích motorů, lze i zde obecně vycházet z toho, že příkon elektrické energie pro pohon elektrického motoru je možné vyjádřit v závislosti na jeho mechanickém výkonu obecnou funkcí $P_e = f(P_S)$, ovšem jednodušší

$$P_e = P_{oe} + m P_S \quad (11)$$

Funkce platí pro $0 < P_S < \text{maximální výkon motoru}$.

Pak lze vyjádřit závislosti potřeby elektrického příkonu na výkonnosti agregátu tím, že v uvedené funkci pro elektrický příkon nahradíme hodnotu mechanického příkonu (P_S) výrazem pro stanovení jeho výše v závislosti na výkonnosti agregátu

$$P_e = P_{oe} + m \left\{ P_o + W \left(r^* + F_G \frac{f_{es} (\cos \alpha \pm \sin \alpha)}{2700 \eta_{lm} (1 - \delta_{ls})} \right) + o^* W^{a^*} \right\} \quad (12)$$

Pro běžné podmínky práce stacionárního agregátu lze používat zjednodušeného vztahu

$$P_e = P_{oe} + m_e W + n_e W^{u_e} \quad (12')$$

Měrnou spotřebu elektrické energie na jednotku produktu lze vyjádřit vztahem

$$q_e = \frac{P_{oe}}{W} + m_e + n_e W^{u_e - 1} \quad (13)$$

Z tohoto vztahu se určí optimální výkonnost stacionárního agregátu s minimální měrnou spotřebou elektrické energie na jednotku produktu pro

$$\frac{q_e}{dW} = 0$$

a odpovídající optimální výkonnost podle vztahu

$$W_e = \frac{u_e}{1} \sqrt{\frac{P_{oe}}{(u_e - 1)n_e}} \quad (14)$$

Měrná spotřeba energie a optimální výkonnost s minimální měrnou spotřebou energie pro agregáty, které potřebují jen tahový výkon

Pro pohyb agregátů používaných při pěstování a sklizni cukrovky, které potřebují ke své pracovní činnosti jen tahový příkon, byl určen vztah mezi příkonem a výkonností u agregátu při vyorávání (Andert 1969). Vycházíme-li z rychlosti pohybu agregátu, je

$$P_S = r_v' v + o_v' v^{a_v'} \quad (15)$$

kde: r_v' ; o_v' ; a_v' — koeficienty pro agregát jen s tahovým příkonem

Vycházíme-li však z výkonnosti agregátu, pak je

$$P_S = r_v W + o_v W^{a_v} \quad (15')$$

Pro agregáty s potřebou jen tahového příkonu se měrná spotřeba mechanické práce určí ze vztahu

$$q_L = \frac{P_S}{W} \quad (16)$$

$$q_L = r_v + o_v W^{a_v - 1}$$

Pro tyto agregáty odpadá určení optimální výkonnosti, při níž je dosahováno minimální hodnoty měrné mechanické práce na jednotku produktu, neboť této hodnoty by se dosáhlo při minimální výkonnosti agregátu.

Při určování analytického vztahu mezi hodinovou spotřebou a výkonností agregátu se bude opět vycházet ze základního vztahu mezi výkonností a hodinovou spotřebou paliva, a to podle rovnice (7).

Nahradíme-li v tomto vztahu pro hodinovou spotřebu paliva proměnnou P_S středním příkonem, kterého je zapotřebí pro pohon agregátu, obdržíme následující vztah mezi hodinovou spotřebou paliva a výkonností agregátu

$$Q = Q_o + x(r_v W + o_v W^{a_v}) + y(r_v W + o_v W^{a_v})^2 \quad (17)$$

Obecně lze však používat následujícího funkčního vztahu

$$Q = Q_0 + x_Q W + y_Q W^{z_Q} \quad (17')$$

Měrnou spotřebu paliva na jednotku produktu (jednotku práce) lze opět určit propočtem ze zjištěné charakteristiky hodinové spotřeby na výkonnosti nebo přímo z matematického vztahu mezi hodinovou spotřebou a výkonností agregátu

$$q_Q = \frac{Q}{W} = \frac{Q_0}{W} + x_Q + y_Q W^{z_Q-1} \quad (18)$$

Optimální výkonnost, při níž je minimální spotřeba paliva na jednotku produkce nebo na jednotku práce, se určí opět graficky jako výkonnost odpovídající bodu dotyku tečny vedené z počátku k charakteristice hodinové spotřeby v závislosti na výkonnosti.

Z matematického vztahu mezi měrnou spotřebou a výkonností agregátu se určí za podmínky

$$\frac{d q_Q}{d W} = 0$$

optimální výkonnost při minimální měrné spotřebě paliva ze vzorce

$$W_Q = \sqrt[z_Q]{\frac{Q_0}{(z_Q - 1)y_Q}} \quad (19)$$

ROZBOR ČINITELŮ MAJÍCÍCH VLIV NA ENERGETIKU AGREGÁTU URČITÉHO TYPU, ALE RŮZNÉ KONSTRUKČNÍ VÝKONNOSTI

Porovnáme-li u agregátů stejného typu, ale různé konstrukční výkonnosti charakteristiky příkonu mechanické práce nebo elektrické energie, popř. hodinové dodávky paliva v závislosti na výkonnosti, jakož i jim odpovídající charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce, elektrické energie nebo paliva, shledáváme, že s rozličnou konstrukční výkonností agregátu dosahujeme i rozličné minimální měrné spotřeby mechanické práce, elektrické energie či paliva na jednotku produktu. Je to způsobeno hlavně tím, že:

- zvýšené konstrukční výkonnosti agregátu neodpovídá přímo úměrně i změna všech částí agregátů, majících vliv na jeho energetiku;
- změna hmotnosti agregátu není úměrná změně výkonnosti; tento stav je často ovlivněn tím, že je použito různých částí vyráběných v odstupňovaných velikostech, takže v agregátu dochází k určitému předimenzování;
- rozměrové změny průchozích cest a pracovních orgánů, ke kterým dochází změnou konstrukční výkonnosti agregátu, nepůsobí vždy na změny příkonu úměrně s výkonností. Tím se vyskytují případy, že průřez cesty, kterou materiál prochází, roste úměrně s výkonností, zatímco její obvod, který ovlivňuje ztráty třením (materiál se tře o stěny), se zvětšuje pomaleji (např. odmocninou výkonnosti). Obdobně je tomu i se změnou pracovních orgánů pro vyšší výkonnost, čímž se mění nejen pracovní podmínky, ale také rozsah různých deformačních a dopravních úkonů s materiálem, což ovlivní i spotřebu energie.

Při bližším rozboru těchto vlivů je třeba předem zhodnotit, o jaký typ agregátu se jedná, hlavně jakého způsobu je u něj použito při zvyšování jeho konstrukční výkonnosti.

Zvyšování konstrukční výkonnosti agregátu může být dosahováno zvětšováním záběru, a to:

- Zvětšením počtu pracovních orgánů (radlic u pluhů, radliček, válců, trhacích sekcí u lnu, secích botek atd.).
- Prodloužením pracovního orgánu (délky žací lišty pro sečení, délky smyků, záběru válců atd.). Takovéto zvyšování konstrukční výkonnosti agregátu vyžaduje traktor výkonnější i hmotnější (pro dosažení potřebné tahové síly).

- Zvětšováním průřezu cesty, kterou je materiál dopravován a při níž je zpracováván; tvar průřezu buď bývá zachován nebo se mění. Uvedený způsob se aplikuje u mobilních i stacionárních agregátů. U mobilních agregátů se vyžaduje hlavně výkonnější motor, neboť tahový příkon se zvyšuje jenom hmotností agregátu a nikoliv zvýšeným pracovním odporem. U stacionárních agregátů se vyžaduje jen zvýšený výkon motoru.
- Zvýšením maximální pracovní rychlosti. Traktory pak musí mít hlavně vyšší výkon motoru, neboť pracovní odpor roste pomaleji než rychlost, a tím i výkonnost. U stacionárních agregátů je opět nutný jen vyšší výkon motoru.

U velké většiny agregátů dochází při zvyšování výkonnosti k určitému směřování vlivu stroje a nářadí i vlivu samotného traktoru.

V praxi se však nejčastěji stává, že nelze konstrukční výkonnost agregátů zvyšovat plynule, ale v určitých skocích. Tato hodnota konstrukční výkonnosti agregátu je ovlivněna jak požadovanou konstrukční výkonností samotného zemědělského stroje, tak i použitou výkonovou řadou traktorů či jiných motorů.

Samotné odstupňování výkonu traktorů, které mohou být prakticky použity pro mobilní agregáty, je ovlivňováno:

- výrobci traktorů, a to s ohledem na unifikaci mezi jednotlivými výkonovými třídami;
- zemědělskou výrobou, kde proměnné výrobní podmínky, různá velikost závodu, odlišné pracovní úkoly a různá technická i ekonomická úroveň jejich zmechanizování (různá výkonnost pracovních a technologických linek i zařízení) vyžadují také různé příkony k pohonu těchto strojů, což pak ovlivňuje vybavení zemědělských závodů traktory s odstupňovanými výkony.

Jestliže analyzujeme u agregátů stejného typu, ale různé konstrukční výkonnosti parametry částí, které mají vliv na energetiku, lze pozorovat, že změna konstrukční výkonnosti ovlivňuje energetiku agregátů hlavně:

- proměnnou měrnou hmotností agregátu,
- proměnným měrným příkonem pro chod naprázdno,
- proměnnými třecími a deformačními ztrátami při průchodu a zpracování materiálu strojem,
- proměnným tvarem pracovních orgánů pro větší výkonnost, a tím i změnami v pohybu a deformacích materiálu (délkou, vibrací atd.).

Proměnná hmotnost agregátu (měrná)

Vyšší měrná hmotnost u agregátu s nižší konstrukční výkonností bývá způsobena:

- předimenzováním konstrukce základních částí traktorů nebo samostatných strojů, a to jak pro umístění řidiče a jeho ochranu, tak i součástí potřebných pro řízení, připojování, event. dálkové ovládání agregátovaných zemědělských strojů či nářadí;
- předimenzováním různých mechanismů a zařízení zemědělského stroje nebo nářadí, popřípadě i dopravních zařízení;
- použitím normalizovaných prvků pro malé agregáty; proto by bylo zapotřebí daleko jemnějšího odstupňování normalizovaných velikostí než pro agregáty vysokých výkonů;
- proto, že se pro agregáty s menší konstrukční výkonností používá unifikovaných částí agregátů o vyšší konstrukční výkonnosti (např. použití víceválcových motorů pro výkonnější agregáty a méněválcových u téhož typu pro méně výkonné agregáty) a dále proto, že se pohyblivé součásti agregátů s menší konstrukční výkonností dělají hmotnější, aby se vyrovnala nerovnoměrnost chodu.

Vyšší měrná hmotnost u agregátů s vysokou konstrukční výkonností bývá způsobena hlavně:

- vyšší hmotností pro připojení velkého počtu stejných pracovních jednotek;
- tím, že pracovní i jiné části agregátů jsou předimenzovány více, než u agregátů s nízkou konstrukční výkonností, aby se zabránilo jejich deformacím a vibracím;
- technicky nezvládnutou úpravou a tvary některých pracovních orgánů pro agregáty vyšších výkonností;
- proto, že daný typ agregátu činí potíže při konstrukci agregátu o větší výkonnosti.

Proměnný měrný příkon dodávky energie pro pohon agregátu naprázdno

Proměnnost měrného příkonu pro chod naprázdno, připadající na jednotku konstrukční výkonnosti agregátu (jak mobilního, u něhož je poháněn připojený stroj, tak i stacionárního), bývá důsledkem proměnnosti potřeby dodávky jednak mechanické práce, jednak energie pro chod agregátu nebo jen motoru naprázdno.

U agregátů menších konstrukčních výkonností je měrná dodávka energie pro chod agregátu naprázdno způsobena hlavně:

- větší měrnou spotřebou energie u malých motorů spalovacích, elektrických, a to jak pro chod naprázdno, tak i při pracovní činnosti pro pohon připojeného stroje naprázdno;
- hrubším odstupňováním výkonů menších motorů, a tím použitím výkonnějšího motoru s větší dodávkou energie pro chod naprázdno;
- větším předimenzováním pohybujících se součástí, a tím i větší potřebou energie pro zajištění jejich pohybu (viz proměnná hmotnost agregátu).

U agregátů s vysokou konstrukční výkonností je měrná dodávka energie pro chod agregátu naprázdno vyšší zejména

- předimenzováním jednotlivých částí agregátu (viz vyšší hmotnost agregátu vyšší výkonností);
- relativně většími dopravními cestami než u agregátů se střední výkonností.

Proměnná měrná spotřeba energie potřebná k pracovní činnosti agregátu

Měrná spotřeba energie na pracovní činnost bývá větší u agregátů o malé výkonnosti hlavně z následujících příčin:

- vyšší měrnou spotřebou energie (paliva, elektrické energie) u motorů malých výkonů na jednotku výkonu mechanické práce;
- vyšší mechanickou účinností u mechanismů použitých pro agregáty s větší konstrukční výkonností ve srovnání s těmi, které jsou určeny pro nižší výkonnost;
- větší potřebou energie pro pohyb hmotnějších součástí (viz větší hmotnost agregátu);
- nedokonalé zvládnutím pracovním procesem příslušného typu agregátu, jestliže pracuje na malém prostoru (odpovídajícímu agregátům malé konstrukční výkonnosti) nebo jestliže pracuje s jednoduššími pracovními a dopravními orgány, než jakých se pak používá u stejného typu agregátu s vyšší konstrukční výkonností;
- většími ztrátami tření materiálu o stěny průchozích cest, ovlivněnými relativně méně příznivým poměrem plochy průřezu k obvodu průřezu; tento ukazatel je velmi proměnný a závisí jak na různém typu strojů, tak na změně jejich parametrů při zvyšování výkonnosti agregátu. U některého typu se zvyšuje výkonnost zvětšením průřezu průchozích cest tak, aby tvar průřezu zůstal zachován, u jiných typů se sice mění velikost průřezu v poměru k výkonnosti agregátu, avšak současně se mění tvar, čímž se zvětšuje obvod průchozích cest. Například zvětšením průřezu v poměru změny výkonnosti agregátu a při zachování stejného tvaru a délky dopravních cest působí toto uspořádání velmi příznivě na zmenšení ztrát třením materiálu o stěny průchozích cest. V tomto případě je vztah mezi obvody a výkonnostmi následující:

$$\frac{O_1}{O_2} = \sqrt{\frac{W_1}{W_2}}$$

Při zvyšování výkonnosti takového typu agregátu zvyšují se ztráty třením o stěny průchozích cest jen v poměru odmocnin zvýšení jejich výkonnosti.

Tento ukazatel při stavbě agregátu stejného typu, ale jiné výkonnosti má velký vliv na snižování měrné mechanické práce na jednotku produktu při zvyšování výkonnosti agregátu. Měrnou spotřebu energie lze snižovat jen do té konstrukční výkonnosti agregátu, než začnou působit další vlivy, související se stavbou agregátu o velké konstrukční výkonnosti, které způsobují opět vzrůst měrné spotřeby mechanické práce na jednotku produktu.

Vyšší měrná spotřeba elektrické energie u agregátů nejvyšší konstrukční výkonnosti je způsobována:

- větší měrnou spotřebou energie při pohybu hmotnějších součástí;
- větší měrnou spotřebou energie pro pohon různých servozařízení, používaných jen pro agregáty nejvyšší konstrukční výkonnosti;
- větší deformací velkých pracovních orgánů, což způsobí zhoršení pracovních činností;
- nedostatečným objasněním pracovních procesů daného agregátu, jestliže se v těchto procesech zpracovává velké množství materiálu;

— delšími pracovními a dopravními cestami, které u daného typu agregátu umožňují zpracovat velké množství materiálu a dosáhnout také nejvyšší výkonnosti.

Všechny tyto vlivy se pak v určitém poměru odrážejí v charakteristikách dodávky energie v závislosti na výkonnosti, které byly sestaveny pro agregáty stejného typu, ale různých konstrukčních výkonností.

OBECE NĚ CHARAKTERISTIKY DODÁVKY ENERGIE PRO AGREGÁT URČITÉHO TYPU

Na základě rozboru činitelů, které mají vliv na energetiku agregátů stejného typu, ale různé konstrukční výkonnosti, shledáváme, že dodávky energie pro pohon určitého typu agregátu (mobilního i stacionárního) jsou závislé jak na okamžité výkonnosti agregátů (W), tak i na konstrukční výkonnosti (W_K), a tím i na výkonnosti provozně konstrukční (W_K), pro kterou byl agregát vyroben, a to podle vztahů:

$$P = f(W; W_K)$$

$$Q = f'(W; W_K)$$

$$P_e = f''(W; W_K)$$

Předpokládáme, že agregáty s různou konstrukční výkonností (pro orbu atd.) by měly stejnou minimální měrnou spotřebu energie (mechanické práce nebo paliva či elektrické energie). Pro takový případ by zvýšení konstrukční výkonnosti bylo uskutečněno zvýšením počtu stejných pracovních sekcí (radlic apod.). Vyšší měrná hmotnost výkonnějších agregátů, a tím i spotřeba energie byla pak vyrovnávána vyšší účinností v mechanismech nebo v přeměně paliva či elektrické energie na mechanickou práci.

Charakteristiky dodávky energie (mechanické práce, paliva nebo elektrické energie), sestavené v závislosti na výkonnosti pro agregáty s různou provozně konstrukční výkonností, by měly pro stejný druh energie společnou tečnu. Její body dotyku s příslušnou charakteristikou dodávky energie v závislosti na výkonnosti agregátu by pak odpovídaly příslušné optimální výkonnosti, při níž je minimální měrná spotřeba příslušné formy energie na jednotku produktu.

Z rozboru činitelů však vyplývá, že se v praxi takového vyrovnání nedosahuje.

Obecný průběh charakteristiky dodávky příkonu energie pro pohon agregátů určitého typu, ale různé konstrukční výkonnosti v závislosti na optimální nebo provozně konstrukční výkonnosti agregátu je patrný z obr. 4. Těmto charakteristikám dodávky energie odpovídají i charakteristiky měrných spotřeb příslušné formy energie, opět v závislosti na optimální nebo provozně konstrukční výkonnosti.

Typové charakteristiky energetických ukazatelů pro agregáty určitého typu v závislosti na jejich optimální nebo provozně konstrukční výkonnosti

Propojením těch příkonů energie, které odpovídají určitým pracovním režimům (optimální nebo maximální výkonnosti) agregátů různých konstrukčních výkonností, obdržíme typovou charakteristiku — např. příkonu nebo příslušné formy energie — v závislosti na optimálních nebo maximálních provozních výkonnostech určitého typu agregátu (obr. 4 a 5).

Typová charakteristika příkonu při optimální výkonnosti agregátů spojuje různé hodnoty příkonu, při kterých se dosahuje u agregátů stejného typu, ale různé konstrukční výkonnosti, minimální měrné spotřeby energie na jednotku produktu v závislosti na optimální výkonnosti daného typu agregátu.

Tento vztah mezi příkonem a optimální výkonností určitého typu agregátu lze vyjádřit funkcí:

— pro mechanickou práci:

$$P_{ST} = P_{oT} + R_T W_L + O_T W_L^{AT}$$

— pro dodávku paliva:

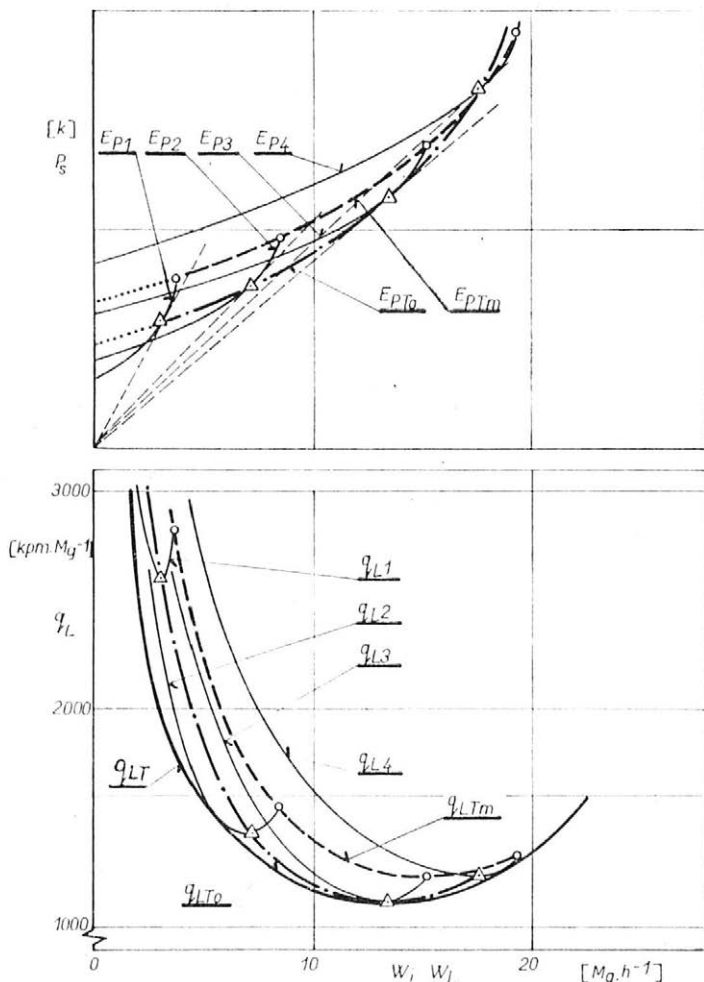
$$Q_{ST} = Q_{oT} + R_{TQ} W_Q + O_{TQ} W_Q^{ATQ}$$

— pro dodávku elektrické energie:

$$P_{SeT} = P_{oTe} + R_{Te} W_e + O_{Te} W_e^{ATe}$$

Tyto vztahy platí jen v rozsahu minimální a maximální provozní hodnoty výkonnosti (W_L ; W_Q ; W_e) agregátu daného stejného typu.

4. Příkladný průběh charakteristik příkonu ($E_{P1} \dots E_{P4}$) a měrné spotřeby mechanické práce ($q_{L1} \dots q_{L4}$) pro agregáty stejného typu, ale různých provozně konstrukčních výkonností (1; 2; 3; 4) v závislosti na výkonnosti (W) a jim odpovídající charakteristiky typového příkonu (E_{PTO} ; E_{PTM}) a typové měrné spotřeby mechanické práce (q_{LTO} ; q_{LTM}) v závislosti na W_L (oba-
lovou křivkou je potenciální typová charakteristika (E_{PT} ; q_{LT}) nebo W_K



Příklad průběhu typové charakteristiky příkonu mechanické práce v závislosti na optimální výkonnosti agregátu určitého typu je uveden na obr. 4.

Na základě vztahů mezi příkonem energie a optimální výkonností lze stanovit i závislosti minimální měrné spotřeby energie na optimální výkonnosti agregátů stejného typu (obr. 5):

— pro mechanickou práci:

$$q_{LTO} = \frac{P_{ST}}{W_L} = \frac{P_{OT}}{W_L} + R_T + O_T W_L^{A_T-1}$$

— pro palivo:

$$q_{QTO} = \frac{Q_{ST}}{W_Q} = \frac{Q_{OT}}{W_Q} + R_{TQ} + O_{TQ} W_Q^{A_{TQ}-1}$$

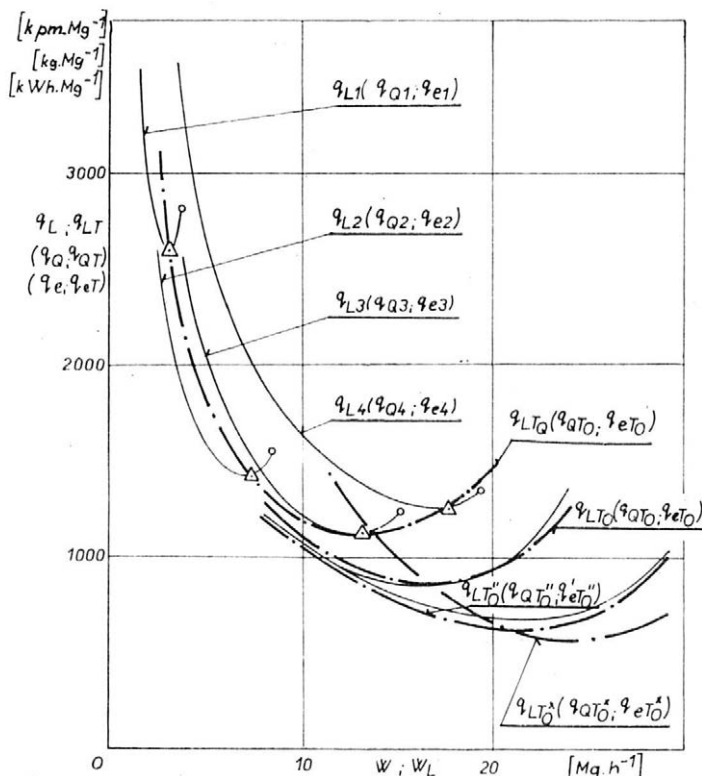
— pro elektrickou energii:

$$q_{rTO} = \frac{P_{Se}}{W_e} = \frac{P_{OTe}}{W_e} + R_{Te} + O_{Te} W_e^{A_{Te}-1}$$

Příklad průběhů typové charakteristiky měrné dodávky mechanické práce v závislosti na optimální výkonnosti je patrný z obr. 5.

Pro agregát daného typu, kterému odpovídá proměnný průběh minimální měrné spotřeby energie na jednotku výkonnosti (podle technické úrovně jeho výrobního závodu) v závislosti na jeho optimální výkonnosti, určíme optimální typovou výkonnost, při níž se dosahuje minimální měrné spotřeby energie na jednotku produktu z podmínek:

$$\frac{d q_{TL}}{d W_L} = 0 ; \quad \frac{d q_{TQ}}{d W_Q} = 0 ; \quad \frac{d q_{Te}}{d W_e} = 0$$



5. Charakteristiky měrné spotřeby energie (mechanické práce q_L ; paliva q_Q ; elektrické energie q_e) pro agregáty stejného typu, ale různé provozně konstrukční výkonnosti (1; 2; 3; 4) v závislosti na výkonosti (W) a jim odpovídající charakteristiky typových měrných spotřeb energie (q_{LTQ}) současné úrovně vývoje nebo zdokonalené (q_{LTQ}' ; q_{LTQ}'') či nového typu (q_{LTQ}^*) v závislosti na W_L .

Optimální typová výkonnost

— pro minimální spotřebu mechanické práce na jednotku produktu:

$$W_{TL} = A_T \sqrt{\frac{P_{oT}}{(A_T - 1)O_T}}$$

— pro minimální měrnou spotřebu paliva na jednotku produktu:

$$W_{TQ} = A_{TQ} \sqrt{\frac{Q_{oT}}{(A_{TQ} - 1)O_{TQ}}}$$

— pro minimální měrnou spotřebu elektrické energie:

$$W_{Te} = A_{Te} \sqrt{\frac{Q_{Te}}{(A_{Te} - 1)O_{Te}}}$$

Na základě takto stanovených vztahů je možné vždy pro určité období určit optimální typovou výkonnost (určitého typu agregátu), při níž lze u něho dosáhnout minimální měrné spotřeby určitého druhu energie.

Průběh typové charakteristiky měrné spotřeby energie pro určitý typ agregátu se však v delším časovém údobí postupně mění. Tato změna bývá dvojího druhu. Jednak se snižuje průběh této charakteristiky, tj. klesá měrná spotřeba energie, jednak se projevuje snaha konstruktérů, aby se snižovala měrná spotřeba energie při vyšších konstrukčních výkonnostech a hlavně, aby se zvyšovala maximální konstrukční výkonnost (obr. 5).

V některých případech je snaha zvýšit provozně konstrukční výkonnost i tím, že se provedou konstrukční úpravy agregátu, jimiž se — proti dřívějšímu provedení — sice dosáhne vyšší provozně konstrukční výkonnosti, ale nižší měrné spotřeby energie jen při nejvyšších hodnotách konstrukční výkonnosti. Při nižších konstrukčních výkonnostech se však tato úprava projeví energeticky nevhodně — měrná spotřeba energie na jednotku produktu se zvýší. Proto se tohoto způsobu používá jen u agregátů s nejvyšší konstrukční výkonností.

Typové charakteristiky energetiky agregátů pro provozně konstrukční výkonnost

Obdobné vztahy, jaké byly zjištěny mezi příkonem nebo měrnou spotřebou energie a optimální výkonností agregátů o různé konstrukční výkonnosti, ale stejného typu, platí i mezi příkonem nebo měrnou spotřebou energie a různou provozně konstrukční výkonností agregátů stejného typu.

Obdobně jako u optimální typové výkonnosti, lze i v tomto případě vyjádřit vztahy mezi příkonem energie (při maximální výkonnosti agregátu) a jeho provozně konstrukční výkonností (obr. 4)

— pro dodávku mechanické práce:

$$P_{STM} = P_{oTM} + R_{TM} W_K + O_{TM} W_K^{A_{TM}}$$

— pro dodávku paliva:

$$Q_{TM} = Q_{oTM} + R_{TQM} W_K + O_{TQM} W_K^{A_{TQM}}$$

— pro dodávku elektrické energie:

$$P_{SeM} = P_{oTeM} + R_{TeM} W_K + O_{TeM} W_K^{A_{TeM}}$$

Průběhy typové charakteristiky měrné spotřeby energie (mechanické práce, paliva, elektrické energie), odpovídající provozně konstrukčním (maximálním) výkonnostem agregátů různé konstrukční výkonnosti, se sestavují — v závislosti na provozně konstrukční výkonnosti určitého typu agregátu — obdobně, jako typové charakteristiky měrné spotřeby energie, odpovídající optimální výkonnosti agregátů v závislosti na různé optimální výkonnosti daného typu agregátu.

Stejně pak zjistíme i typovou provozně konstrukční výkonnost, pro kterou vyrobený agregát určitého typu dosahuje při (maximální) provozně konstrukční výkonnosti minimální měrné spotřeby energie.

CHARAKTERISTIKY PŘÍKONU PRO AGREGÁT, U KTERÉHO BYLA ZVÝŠENA VÝKONNOST VYŠŠÍMI OTÁČKAMI

Zvýšením otáček pohonné jednotky získá agregát vyšší konstrukční výkonnost.

Pokud je v agregátu použit traktor, u jehož motoru lze zvýšit otáčky v tom poměru, v jakém se zvýší i otáčky pro pohon zemědělského stroje, získáme tím vyšší výkon motoru, a to téměř v tom poměru, v jakém byly zvýšeny otáčky. Takovou úpravu otáček lze téměř vždy dělat u traktorových naftových motorů (ovšem pokud tomuto zvýšení nebrání vznikající změny dynamických jevů). Je-li traktor součástí agregátu pro řezačkovou sklizeň různých zemědělských plodin, je zvýšení otáček motoru umožněno. Je to proto, že při pohonu tohoto agregátu je třeba zajistit vysokou rezervu výkonu, což se pak projevuje nízkým středním využitím maximálního výkonu motoru.

Traktorové motory bývají konstruovány na vysoké využití jejich maximálního výkonu a pro tento účel mají značně zredukovaný maximální výkon (kterého lze u daného motoru dosáhnout), a to na podstatně nižší hodnotu, která je pak dosažitelná jen při práci traktoru.

U traktoru, který je součástí agregátu pro řezačkovou sklizeň, lze tuto redukci výkonu motoru snížit, neboť vysokou nerovnoměrností jeho zatížení se stále ještě dosahuje jen středního vytižení výkonu motoru, které je pro něj přípustné, aniž by ohrozilo jeho životnost.

Agregát s takto zvýšenými otáčkami má vzhledem k dřívějšímu agregátu vyšší výkonnost, ale stejnou hmotnost.

Příkon pro chod agregátu naprázdno

Příkon pro chod agregátu naprázdno (P_{ox}) vzroste vzhledem k původní hodnotě příkonu (P_o) ve větším poměru než stoupnou otáčky pro pohon

$$\frac{P_{ox}}{P_o} > \frac{n_x}{n}$$

Vzrůst příkonu pro pohon naprázdno je strmější než vzrůst otáček. Je to ovlivněno dvěma hlavními složkami — jednou, která stoupá přímo úměrně se stoupajícími otáčkami a druhou, která stoupá rychleji než otáčky.

Přímo úměrné stoupání příkonu s otáčkami je způsobeno příkonem, který překonává tření pohybujících se součástí; velikost třecích sil zůstává stejná, zvyšuje se jen rychlost v poměru zvýšení otáček, a tím i potřebný příkon.

Exponenciální stoupání příkonu ve vztahu ke stoupání otáček je způsobeno udělením vyšší rychlosti vzduchu v dopravních cestách zpracovávaného materiálu.

U agregátu s vyššími poháněcími otáčkami, u kterého bylo dosaženo vyšší konstrukční výkonnosti, mění se i výše optimální výkonnosti, při níž je minimální měrná spotřeba energie na jednotku produktu.

$$\frac{W_{xL}}{W_L} \leq \frac{n_x}{n} ; \quad \frac{W_{xQ}}{W_Q} \leq \frac{n_x}{n} ; \quad \frac{W_{xe}}{W_e} \leq \frac{n_x}{n}$$

Změna měrné spotřeby energie při pracovní činnosti

Hranice optimální výkonnosti u agregátu s vyššími otáčkami stoupá hlavně tím, že v důsledku vyšší podávací rychlosti u zpracovávaného materiálu je při stejné okamžité výkonnosti agregátu nižší vrstva materiálu v různých místech průchozích cest stroje. Tím je relativně nižší tlak na stěny průchozích cest (nižší váhové zatížení na jednotku délky dopravních cest, nižší příkon pro překonávání cpaní materiálu průchozími cestami a menší možnost ucpávání).

Mimo takto vzniklé snížení měrné spotřeby energie na jednotku produktu v důsledku snížení ztrát při dopravě materiálu průchozími cestami (snížením tření i rozsahu deformační práce u zpracovávaného materiálu) snižuje se často i měrná spotřeba energie na samotnou pracovní činnost. Při řezání je to usnadněno tím, že materiál tak nedeformuje a snadněji se odděluje při vyšší rychlosti nožů. Změna měrné spotřeby energie při vyšších otáčkách je však závislá v určité míře na druhu řezaného materiálu a na jeho vlhkosti.

Zvýšení otáček při pracovní činnosti se však na snížení měrné spotřeby energie neprojevuje vždy jen kladně. Při průchodu materiálu strojem s vyššími otáčkami je materiálu udělována vyšší pohybová rychlost (např. u řezačky jak při samotném řezu, tak i při metání v dopravním úseku mezi ostřím řezačky a výstupem řezačky). S její mocninou rostou ztráty, přičemž v metacím kole vznikají vyšší ztráty třením v důsledku vyšší odstředivé síly. Tyto energeticky negativní jevy jsou však vesměs převáženy příznivými důsledky vyšších otáček.

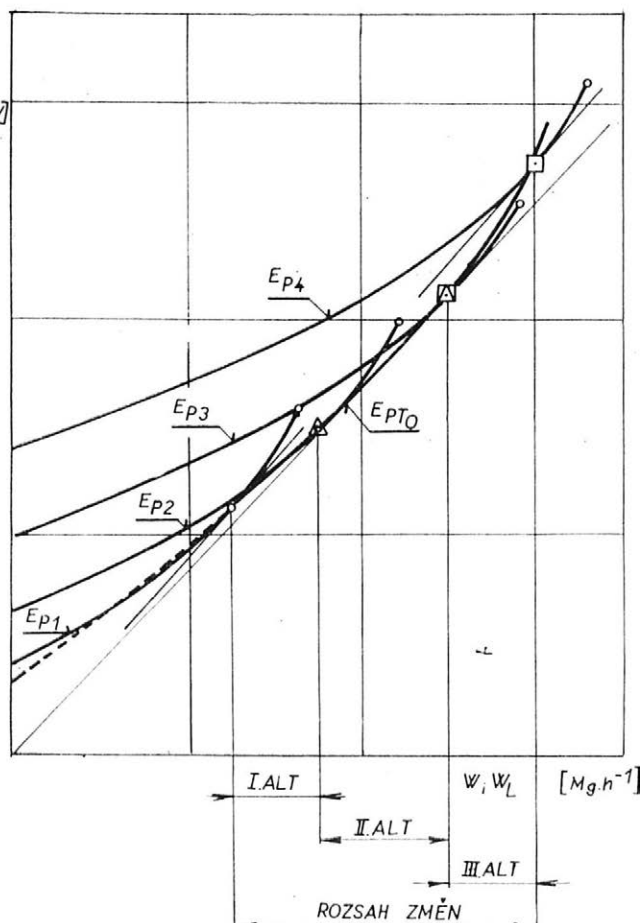
V důsledku této celkově příznivé bilance se snižuje měrná spotřeba energie na zvýšenou pracovní činnost stroje v okamžiku, kdy je do něho vkládán materiál. S rostoucí výkonností se postupně vyrovnává i nepříznivý vliv, který má na celkový příkon podstatně vyšší příkon pro zajištění chodu naprázdno při zvýšených otáčkách (obr. 6).

Proto se často stává, že z hlediska dodávky energie pro pohon celého agregátu je minimální měrná spotřeba energie na jednotku produktu u agregátu s normálními otáčkami stejná, jako u agregátu s otáčkami vyššími, a tím i s vyšší maximální výkonností. Minimální měrné spotřeby energie se ovšem dosahuje u agregátu s vyššími otáčkami při vyšší výkonnosti (W_{Lx} ; W_{Qx} ; W_{ex}), než jaká byla při normálních otáčkách (W_L ; W_Q ; W_e).

Praktické poznatky z laboratorně provozních pokusů s dvěma typy agregátů

V rámci pokusů ke zjištění energetiky agregátů používaných ke sklizni píce byly i takové pokusy, při kterých byl zjišťován vliv změny otáček motoru, a tím i pohonu celého agregátu na změnu charakteristiky příkonu v závislosti na pojezdové rychlosti agregátu nebo pracovní výkonnosti.

6. Různé možnosti vlivu zvýšení otáček pohybu agregátu na změnu provozně konstrukční a odpovídající optimální výkonnosti určitého typu agregátu, a tím i na změnu charakteristik příkonu v závislosti na výkonnosti (E_{P1} na E_{P2} , A_{P2} na E_{P3} , E_{P3} na E_{P4} , E_{P1} na E_{P4})



Pokusy byly založeny se dvěma typy agregátů, při nichž byl kolový traktor agregován s kolovou nebo bubnovou řezačkou a velkoobjemovým vozem. První agregát byl sestaven z následujících částí: Zetor-50-Super + KS-69 + Pz 0-35, druhý pak z těchto částí: Zetor-50-Super + KB-Star + Pz 0-3 (Andert 1970).

Na základě dosažených výsledků byly vypracovány pro oba typy agregátů příslušné výkonové charakteristiky v závislosti na pojezdové rychlosti, ze kterých je patrné, jaká změna nastává mezi příkonovou charakteristikou pro normalizované otáčky a příkonovou charakteristikou pro normální otáčky.

Dřívější poznatky (Andert 1970) je třeba doplnit o nové závěry:

- Uvedené teoretické rozbory vlivu změn (ke kterým dochází při zvýšených otáčkách) na energetiku agregátu umožnily vysvětlit poznatky, které byly zjištěny v laboratorně provozních pokusech s těmito agregáty.
- Lze předpokládat, že obdobné poznatky, jaké byly získány u agregátu se sklizňovou řezačkou, budou zjištěny i u ostatních agregátů, u nichž je příkon pro pohon stroje dodáván vývodovým hřídelem traktoru. Tyto poznatky ukazují, že používání jednoho druhu normalizovaných otáček vývodového hřídele traktoru pro pohon zemědělských strojů není vždy nejvýhodnější. Je možné již nyní doporučit, aby pro agregáty se sklizňovou řezačkou bylo zavedeno používání určitého rozsahu pracovních otáček, a to podle pracovních podmínek. S ohledem na proměnnou potřebu příkonu pro

pohon tohoto agregátu se doporučuje, aby spodní hranici rozsahu otáček tvořily otáčky normalizované a vyšší otáčky odpovídaly asi 110–115 % otáček normalizovaných.

- Pro širší uplatnění tohoto návrhu je třeba podrobit dalšímu výzkumu otázku jednotných normalizovaných otáček vývodového hřídele a doporučit určitý pracovní rozsah otáček. Umožnilo by to lépe a hospodárněji využívat energie k pohonu agregátů a vhodněji využívat pracovní možnosti motoru při mechanizaci prací v rozličných pracovních podmínkách.

Z Á V Ě R

Zjištění analytických vztahů mezi potřebou dodávky energie a výkonností agregátu (u agregátů s různou konstrukční výkonností nebo při různé okamžité výkonnosti daného agregátu) nám umožňuje:

- snadněji určit kritickou spodní hranici rozmezí optimální výkonnosti daného agregátu, při níž je minimální měrná spotřeba mechanické práce na jednotku produktu a optimální výkonnost při minimální měrné spotřebě paliva nebo elektrické energie na jednotku produktu;
- určit tu konstrukční výkonnost agregátu, při níž se u něho dosahuje nejnižší hodnoty minimální měrné spotřeby mechanické práce, paliva či elektrické energie na jednotku produktu a minimální hodnoty měrné spotřeby energie při maximální výkonnosti agregátu,
- objasnit ty parametry činnosti agregátu, které mají vliv na hodnotu optimální výkonnosti, při níž je minimální měrná spotřeba energie.

Doporučuje se zavést pro pohon sklizňových řezaček proměnný počet otáček vývodového hřídele, a to od normalizovaných až po zvýšené cca o 10 až 15 % nad dosavadní normalizovaný počet otáček. Jejich použití by se v praxi řídilo bližšími směrnici v tom smyslu, že vyšších otáček je vhodné používat jen pro nejvyšší výkonnosti.

Ukazuje se nutnost podrobit revizi dosavadní názor na jednotný počet otáček vývodového hřídele traktoru a uvažovat o zavedení určitého rozsahu otáček vývodového hřídele podle potřeby jednotlivých mechanizačních prostředků.

L i t e r a t u r a

- ANDERT A., 1969a, Energetika agregátu z kolového traktoru, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu. Zem. technika 5 : 241-261.
- ANDERT A., 1969b, Energetika hlavních agregátů k mechanizaci polních pracovních postupů při pěstování a sklizni cukrovky. Zem. technika 9 : 499-521.
- ANDERT A., 1969c, Vliv vlhkosti a hmotnosti řádku na energetiku a maximální výkonnost agregátů pro sklizeň řezané píce. Zem. technika 10-11 : 543-556.
- ANDERT A., 1970, Vliv vyšších otáček a otupeň ostří na energetiku agregátu pro sklizeň řezané píce. Zem. technika 9 : 511-523.

Došlo dne 8. 10. 1971

Оптимальная конструкционная производительность мобильных и стационарных агрегатов для минимальной удельной затраты энергии

В связи с изучаемыми раньше и публикуемыми данными об энергетике мобильных агрегатов (Андерт 1969, 1970а, б) был еще глубже изучен вопрос типовых характеристик потребляемой мощности и удельной затраты энергии в зависимости от оптимальной или эксплуатационно-конструкционной производительности агрегатов определенного типа.

Из полученных аналитических отношений между потреблением энергии и оптимальной или эксплуатационно-конструкционной производительностью определенного агрегата для

разных типов агрегатов можно определить такую оптимальную производительность, при которой достигается минимальная удельная затрата энергии на единицу продукта при применении избранного типа агрегата.

Одновременно теоретически и экспериментально изучалось влияние повышения оборотов для привода косилки-измельчителя, примененное во время уборки и измельчения подвяленных зеленых кормов, на производительность этой косилки.

Полученные данные свидетельствуют о необходимости пересмотра существующей точки зрения об одинаковом количестве оборотов вала отбора мощности трактора и подумать о внедрении их определенного диапазона, который бы позволил выбрать самое пригодное количество оборотов для вала отбора мощности в зависимости от примененного средства механизации или от рабочих условий, в которых агрегат работает.

The Optimum Constructional Performance of Mobile and Stationary Aggregates for a Minimum Specific Power Consumption

In continuation of earlier investigated and published findings regarding the energetics of mobile aggregates (Andert 1969, 1970 a, b) a further investigation was carried out of the type characteristics of the power input and of the specific power consumption in dependence on the optimum or on the operationally constructional output of aggregates of a certain type.

On the basis of the analytical relations between the power consumption and the optimum or operationally constructional output of a certain aggregates it is then possible to determine, for different types of aggregates, such an optimum output with which a minimum specific power consumption per product unit is obtained, provided that we use the selected type of aggregate.

Simultaneously the influence of an increase of revolutions for the propelling of harvester-cutters used for the harvesting and cutting of withered fodder on the performance of this cutter was investigated theoretically and experimentally.

The facts learned indicate the need for a revision of the present view regarding a uniform number of revolutions of the power take-off shaft of the tractor and for a considering of the introduction of a certain range of these revolutions, which would make it possible to choose the most suitable number of revolutions of the P.T.O. shaft according to the used means of mechanization or according to the working conditions in which the aggregate works.

Optimale konstruktionsmäßige Leistung von ortsbeweglichen und ortsfesten Aggregaten für den minimalen spezifischen Energieverbrauch

In Angliederung an die früher untersuchten und veröffentlichten Erkenntnisse über die Energieverhältnisse von ortsbeweglichen Aggregaten (Andert 1967 und 1970 a, 1970 b) wurde ferner die Frage der Typencharakteristiken des Leistungsbedarfes und des spezifischen Energieverbrauches in Abhängigkeit von der optimalen oder betriebs-konstruktionsmäßigen Leistung der Aggregate bestimmten Types erforscht.

Aus den gewonnenen analytischen Beziehungen zwischen dem Energieverbrauch und der optimalen oder betriebs-konstruktionsmäßigen Leistung eines bestimmten Aggregates kann man für verschiedene Aggregattypen eine solche optimale Leistung bestimmen, bei der ein minimaler spezifischer Energieverbrauch je Produkt-einheit erzielt, sofern man den gewählten Aggregattyp einsetzt.

Gleichzeitig wurde der Einfluß der Drehzahlsteigerung für den Antrieb des bei dem Aufsammlen- und Häckseln des Anwelkgutes eingesetzten Feldhäckslers auf dessen Leistung untersucht.

Die gewonnenen Erkenntnisse zeigen die Notwendigkeit, die bisherige Meinung über die einheitliche Zapfwelldrehzahl zu überprüfen und die Wahl der zweckmäßigsten Zapfwelldrehzahl je nach dem verwendeten Mechanisierungsmittel oder nach den Arbeitsbedingungen des im Einsatz befindlichen Aggregates gestatten würde.

Puissance optima de construction des groupes de machines mobiles et stationnaires en vue de la consommation minima de l'énergie spécifique

C'est en liaison avec les acquisitions, auparavant examinées et publiées sur l'énergetique des groupes mobiles (Andert 1969, 1970a et 1970b) que l'on continuait à examiner la question des caractéristiques typiques de la puissance et de la con-

sommatation spécifique de l'énergie en fonction de la puissance optima ou de la puissance de construction pendant le service des groupes de type déterminé.

Sur les rapports analytiques obtenus entre la consommation l'énergie et la puissance optima ou la puissance de construction pratique d'un groupe déterminé, on peut alors déterminer pour les différents types de groupes une telle puissance optima qui permette d'atteindre la consommation spécifique minima d'énergie par unité de produit, tant que nous utilisons le type choisi de groupes.

Simultanément, on a examiné théoriquement et expérimentalement l'influence de l'augmentation du nombre de tours pour l'actionnement de la ramasseuse-hacheuse, utilisée au ramassage et au hachage des fourrages préfanés, sur la capacité de cette dernière.

Les résultats obtenus montrent qu'il est nécessaire de soumettre à la révision l'opinion soutenue jusqu'à présent, à savoir que le nombre de tours de l'arbre de sortie du tracteur doit rester uniforme, et d'envisager une certaine possibilité d'envergure quant au nombre de tours qui puisse permettre le choix du nombre le plus convenable de tours de l'arbre de sortie selon le moyen de mécanisation utilisé ou selon les conditions de travail dans lesquelles le groupe travaille.

Adresa autora:

Ing. Antonín A n d e r t, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy

631.3.012.3 631.3.012.55 531.44/45

VYMEZENÍ PROBLÉMU

Kola stroje přenášejí na podložku velmi často nejenom síly ve své rovině (hnací síla, odpor valení), nýbrž i síly boční. Kombinací těchto účinků může být výrazně ovlivněno chování stroje. U zemědělských traktorů nebo samohodných strojů lze specifikovat několik typických případů s jejich důsledky. Je-li táhnoucí traktor naveden do zatáčení, vznikají dodatečné boční síly na všech kolech. Tyto síly mění trajektorii pohybu traktoru. Traktor s vyoseným nářadím nebo stroj s nesouměrně umístěným pracovním orgánem mohou mít v důsledku bočních sil tendenci uchylovat se ze směru a být obtížně říditelné. Při práci na svahu způsobují boční účinky v kombinaci s ostatními silami nežádoucí sjíždění mechanizačního prostředku. Někdy bývá naopak kolo úmyslně natočeno vzhledem ke směru jízdy, aby vzniklá boční síla stroj stabilizovala.

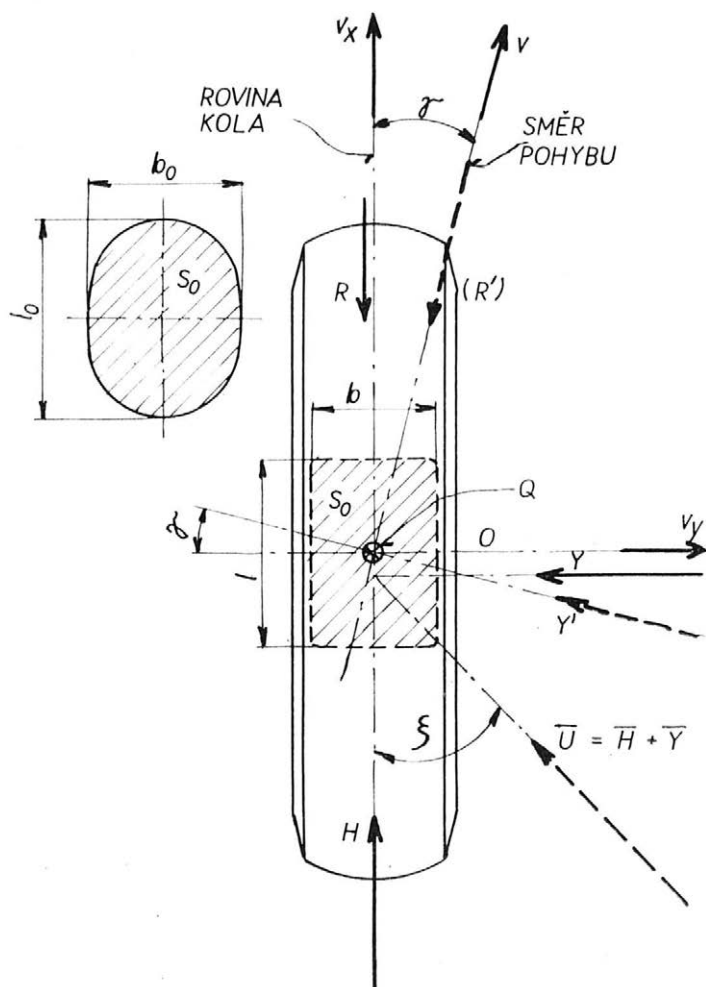
K objasnění zákonitosti mezi silovými účinky a způsobem pohybu stroje je třeba zmíněné případy redukovat na elementární problém. Tím je pohyb samotného kola na měkké půdě při účinku obecné síly působící na kolo v rovině podložky. Podaří-li se tento problém účelně vyřešit, bude možné přesněji než dosud vyšetřovat pohyb strojů nebo tyto stroje konstrukčně utvářet na základě žádaných pohybových vlastností.

Na obr. 1 je v nadhledu znázorněno kolo s pneumatikou. Jeho dosedací plocha S_0 má ve skutečnosti oválný tvar. Ovál může být nahrazen obdélníkem o určité délce l a šířce b s tím, aby součin $l \cdot b$ byl roven S_0 (Grečenko 1967, 1970).

Kolo (resp. dosedací plocha) nese zatížení Q , takže střední kontaktní tlak q_s je roven poměru Q/S_0 . V rovině podložky působí na kolo hnací síla H (rovná poměru hnacího momentu k účinnému poloměru kola), boční síla Y a síla odporu valení R . Hnací a boční síly jsou vyvolány především odporem půdy, jež je usmykávána v dosedací ploše. Mohou být společně vyjádřeny výslednicí U . Místo hnací síly může alternativně působit brzdící síla. Odpor valení naproti tomu vzniká při stlačování a hrnutí půdy kolem.

Předpokládaný pohyb kola lze rozložit na unášivý, určený posuvem těžiště, a na druhotný, určený otáčením kolem osy rotace kola o . Při pohybu je osa kola o orientována stále stejným směrem. Bez působení boční síly se unášivý pohyb děje ve směru roviny kola. Účinkem boční síly se mění směr unášivého (posuvného) pohybu. Tento nový směr je uchýlen od roviny kola o úhel směrové úchylny γ . (Na rozdíl od uchylování označuje termín vybočení kola s pneumatikou půdorysný průmět vzdálenosti mezi středem stopy a středem kola, je-li kolo vystaveno účinku boční síly.)

Úhel ζ , který svírá silová výslednice U s rovinou kola, je obecně odlišný od úhlu směrové úchylny γ . Úhel ζ může nabývat hodnot od 0 do 360° . Rozmezí hodnot $\zeta = 270^\circ - 0^\circ - 90^\circ$ nastává u hnací síly, hodnoty $\zeta = 90^\circ - 270^\circ$ u brzdící síly. Při



1. Kolo s pneumatikou při pohledu shora: schéma působících sil a způsob pohybu

úhlu $\zeta = 0^\circ$ jde o hnací kolo bez boční síly, úhel $\zeta = 90^\circ$ přísluší vlečenému kolu s boční silou.

Hnací kolo vždy prokluzuje (resp. brzdící kolo se vždy smýká), ať boční síla existuje či nikoliv. Výslednou rychlost v (obr. 1) je možné rozložit do složky v_x ve směru roviny kola a složky v_y ve směru osy kola. Bez přenosu hnací síly by se kolo pohybovalo vpřed (ve směru své roviny) rychlostí v_{tx} . Prokluzem δ se zde rozumí např. poměrná ztráta rychlosti ve směru roviny kola, definovaná takto:

$$\delta = \frac{v_{tx} - v_x}{v_{tx}} = 1 - \frac{v_x}{v_{tx}}$$

Síla odporu valení R způsob pohybu kola přímo neovlivňuje. Je zřejmé, že kombinace hnací a boční síly na kolo je provázána určitou kombinací prokluzu a úhlu směrové úchytky. Účelem této práce je vyjasnit spojitost mezi uvedenými veličinami.

ÚVAHY O NĚKTERÝCH UVEŘEJNĚNÝCH PRACÍCH

Na téma „silové účinky u šikmo se pohybujícího kola na měkké půdě“ bylo v uplynulých patnácti letech uveřejněno několik původních prací. Jejich účelem bylo poskytnout zejména směrodatné experimentální údaje o chování vlečeného a nověji také hna-

cího kola. Práce lze obecně rozdělit do dvou typů podle toho, jaké se předpokládaly směry dílčích sil na kolo (obr. 1). V pracích prvního typu, týkajících se výlučně vlečeného kola, vystupuje síla R' jakožto odpor ve směru pohybu a síla Y' jakožto boční účinek, kolmý na směr pohybu. V pracích druhého typu jsou síly v rovině kola (odpor R , popřípadě hnací síla H nebo suvná síla T) a kolmo na tuto rovinu (boční síla Y) bez ohledu na směr uchylování kola. Pokud jde pouze o vlečené kolo, lze údaje v pracích obou typů vzájemně přepočítat podle vzorců:

$$R = R' \cdot \cos \gamma - Y' \cdot \sin \gamma$$

$$Y = R' \cdot \sin \gamma + Y' \cdot \cos \gamma$$

K prvnímu typu přísluší např. práce Kremera a Söhneho (1957) a Taylora a Birtwistlea (1963, 1967).

Experimentální práce Kremera a Söhneho se týká kol s tuhým obvodem. Měřicí zařízení do terénu používá dvou souměrně nastavených měřených kol. Výsledky práce mají být aplikovány hlavně na jízdu po vrstevnici svahu.

Experimentální práce Taylora a Birtwistlea vznikly z potřeby vyjasnit a zlepšit funkci zadního opěrného kola návěsných talířových pluhů. Jde o kolo s pneumatikou střední velikosti s vodícím dezénem, které může při vhodném natočení vzhledem ke směru pohybu pluhu převzít zvýšený díl bočních sil od plužních těles. Měření v terénu byla uskutečněna na zvláštním zařízení pro jediné kolo s pneumatikou.

Přechodem od prvního ke druhému typu je práce Schwangharta (1967), který jednak měřil v půdním kanále síly na vlečené kolo s pneumatikou střední velikosti, jednak se jako první pokusil o teoretické řešení pohybu vlečeného kola. Měřicí zařízení pro jediné kolo bylo koncipováno k měření sil R' a Y' . V teoretické části autor vychází z principů teramechaniky a počítá průběh boční síly Y , kolmé na rovinu kola. Síla Y je ovlivněna jednak deformací pneumatiky a podložky (síla Y_1), jednak pasivním tlakem zeminy na bok kola (síla Y_2). Výpočet síly Y_1 je založen na správné úvaze, že příčná deformace j souvisí se vzdáleností x od náběžné hrany dosedací plochy a s úhlem γ takto:

$$j = x \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

Výpočet síly Y_2 je dosti složitý a pokládám ho za nejistý.

Ke druhému typu přísluší např. práce Grečenka (1961) a některé práce novější, např. Anderta (1967), Grečenka (1969) a Kricka (1971).

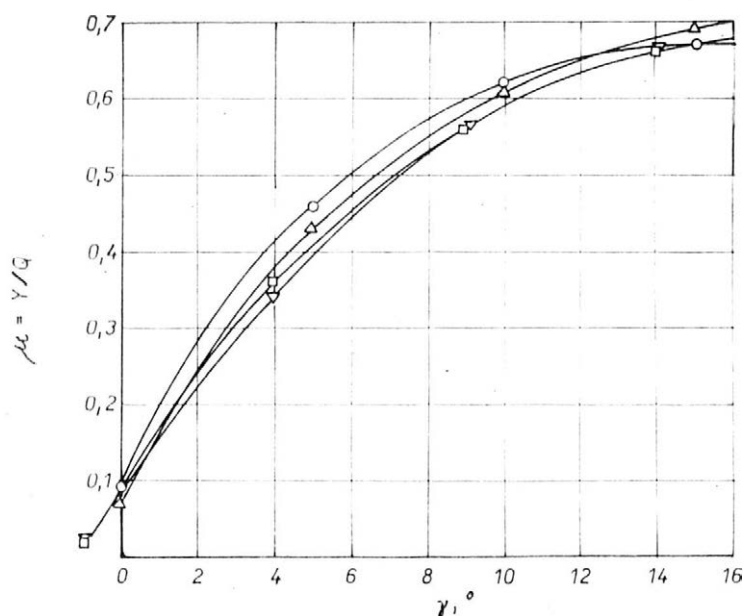
Grečenko (1961) naznačil, že uchylování nepoháněných řídicích kol traktoru od žádaného směru souvisí s poměrem boční síly Y ku zátěži Q . Odpor valení R v rovině kola toto uchylování neovlivňuje a zůstává stejně velký.

Úvahy Anderta jsou založeny na představě, že dráhu, kterou vykoná směrově se uchylující kolo, je možné znázornit vektorovou superpozicí dvou konečných vzdáleností s_1 a s_2 , navzájem kolmých. Vzdálenost s_1 (ve směru roviny kola) je ovlivněna prokluzem δ_1 . Vzdálenost s_2 (ve směru osy kola) je ovlivněna tzv. „změnou směru vykonané dráhy“, označenou δ_2 . Z geometrie drah je vyvozen kinematický vztah pro úhel směrové úchylny β (tj. γ):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta_2}{1 - \delta_1}$$

Autor si je vědom souvislosti mezi silami F_1 , F_2 a odpovídajícími kinematickými veličinami δ_1 , δ_2 . Doporučuje příslušné vazby určovat experimentálně.

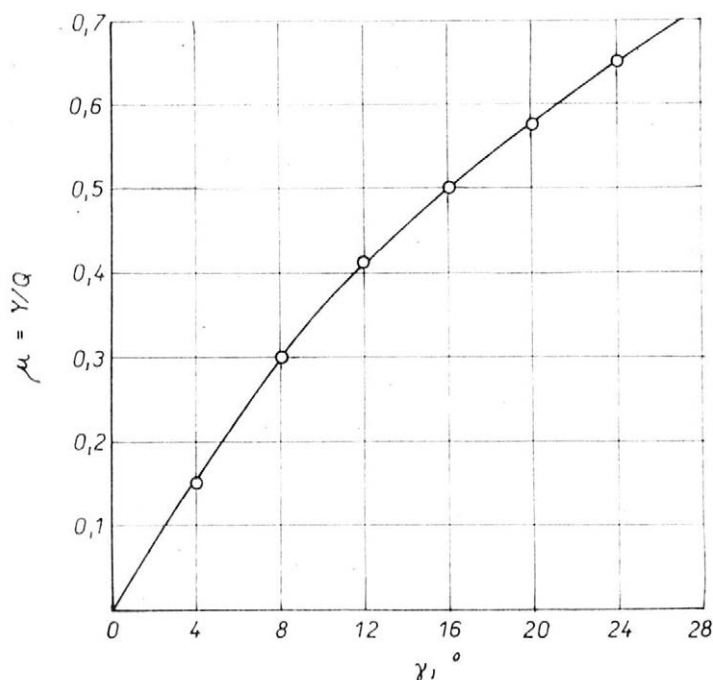
Grečenko (1969) referoval na 3. mezinárodní konferenci ISTVS (International Society for Terrain-Vehicle Systems) o základech teorie, která v hlavních rysech objasňuje souvislost mezi veličinami $H - Y - \delta - \gamma$, velikostí pneumatiky, druhem a stavem půdy. Teorie je založena na principech teramechaniky. Jedním ze závěrů teorie je ana-



2. Zobecněná závislost $\mu = Y/Q = f(\gamma)$, přepočteno z Taylor-Birtwistle (1963); přírodní půda — písčité jíl;
 ○ pneu 7,50–18, $Q = 510$ daN, strniště
 △ pneu 7,50–18, $Q = 730$ daN, strniště
 ▽ pneu 7,50–16, $Q = 486$ daN, neoraná půda
 □ pneu 7,50–16, $Q = 696$ daN, neoraná půda

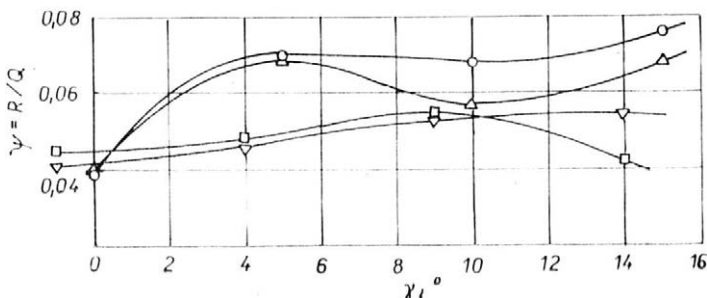
logie mezi prokluzem při $Y = 0$ a tangentou úhlu směrové úchytky při $H = 0$. Tento závěr byl v letech 1969–1971 experimentálně ověřován v terénu na měřicím zařízení pro jediné kolo (Matějka, Grečenko 1972). Současnému stavu zmíněné teorie jsou věnovány další části této práce.

Krick (1971) uskutečnil v půdním kanálu Ústavu zemědělských strojů mnichovské techniky první měření silových a kinematických poměrů u hnacího kola s pneumatikou. Jeho měření např. ukazují, že při neměnné svislé síle se prokluz zvětšuje, roste-li boční síla, nebo že při stálé boční síle je úhel směrové úchytky γ ovlivňován prokluzem. Všechna tato měření souhlasí se závěry Grečenkovy teorie.



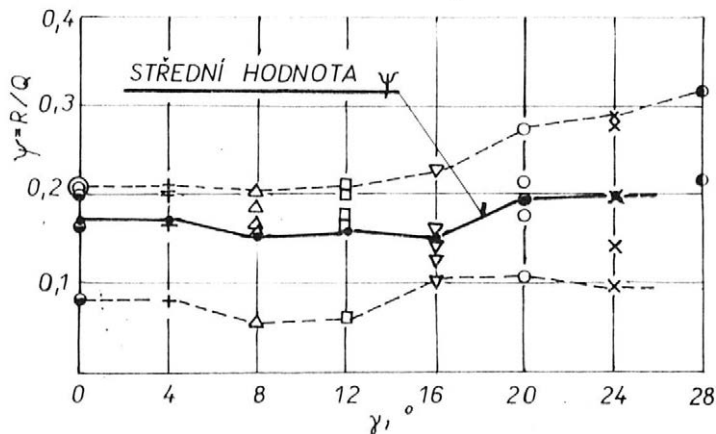
3. Zobecněná závislost $\mu = Y/Q = f(\gamma)$, přepočteno ze Schwangharta (1967); půdní kanál s písčitou hlínou, vlhkost 14,5 %; pneu 5,50–16, huštění 1,0 b, zatížení 98–393 daN (tj. 100–400 kp)

4. Zobecněná závislost $\psi = R/Q = f(\gamma)$, přepočteno z Taylor-Birtwistlea (1963): podmínky jako pro obr. 2



Zavedení sil H , Y , R je třeba pokládat za jediný vhodný způsob, protože vystihuje fyzikální podstatu problému a umožňuje tak najít obecné závislosti mezi jeho dynamickou a kinematickou stránkou. Problém lze ještě více zobecnit a zjednodušit zavedením poměrů H/Q , Y/Q , resp. $\bar{H} + \bar{Y}/G = \bar{U}/Q$ a R/Q . Zjednodušení, jehož se dosáhne např. u vlečeného kola, prokázal Grečenko (1969) tím, že přepočtl některé výsledky měření Taylora a Birtwistlea (1963), jakož i Schwangharta (1967) na zobecněné veličiny. Přepočtené diagramy jsou znázorněny na obr. 2 až 5. Z původních soustav křivek $Y' = f(\gamma, Q)$ vznikly velmi blízké křivky $\mu = Y/Q = f(\gamma)$ — obr. 2, 3. Z původních soustav křivek $R' = f(\gamma, Q)$ vznikly křivky $\psi = R/Q = f(\gamma)$, u nichž součinitel valení ψ není příliš závislý na úhlu γ — obr. 4, 5.

Poměrnou stálost součinitele valení ψ při změnách úhlu směrové úchylny γ lze zdůvodnit tím, že kolo i při bočním uchylování deformuje půdu ve své rovině dosti podobně, jako při pohybu bez uchylování. Stálost odporu valení R problém velmi zjednodušuje.



5. Zobecněná závislost $\psi = R/Q = f(\gamma)$, přepočteno ze Schwangharta (1967): podmínky jako pro obr. 3

GRADIENT DEFORMACE PŮDY A PNEUMATIKY V DOSEDACÍ PLOŠE

Jevy ve stykové ploše pneumatiky s půdou budou sledovány podle zásad teramechaniky v Bekkerově podání (viz např. Grečenko 1970). Teramechanika se zabývá studiem interakce mezi půdou a mechanickým tělesem, které se vzhledem k ní pohybuje. Skutečné děje v soustavě těleso — půda jsou nepostižitelně složité. Teramechanika vědomě poskytuje jen dost zjednodušený obraz skutečnosti, avšak tím, že si všímá podstatných znaků a pomíjí méně důležité věci, je tento obraz zejména kvalitativně v dobré shodě se zkušeností a umožňuje dedukovat správné nové závěry.

V dosedací (stykové) ploše pneumatiky s půdou dochází mimo jiné ke smykovému namáhání půdy i pneumatiky. Podle teramechaniky je základní postup řešení tento:

Při řešení problému se předpokládá, že na měkké půdě zachovává dosedací plocha pneumatiky při šikmém pohybu svůj původní tvar a polohu vzhledem k rovině kola. Kromě toho se uvažuje, že uchylující se kolo vytváří poměrně mělkou stopu a že hřeben po straně kola, který vzniká nahrnováním půdy, je podstatně kypřejší než půda, po níž se kolo pohybuje. Tím lze alespoň do jistých úhlů směrové úchyly zanedbat silový účinek tohoto hřebene. Konečně se pro jednoduchost předpokládá, že v celé dosedací ploše působí stejný střední kontaktní tlak q_s .

Na obr. 7 je znázorněna dosedací plocha pneumatiky (viz také obr. 1), v jejíž náběžné hraně leží bod 1 a v úběžné hraně bod 2. Oběma body prochází podélná osa souměrnosti plochy. Velikost plochy je $S_o = b \cdot l$. Plocha je tvořena střídajícím se povrchem pláště pneumatiky. Posouvá se společně s kolem ve směru, určeném rychlostí v . Složka této rychlosti ve směru roviny kola, označená v_x , se při prokluzování kola odlišuje od bezprokluzové (resp. obvodové či teoretické) rychlosti v_{tx} v těže rovině (obr. 8). Rozdíl $v_{tx} - v_x$ definuje rychlost deformace v_d půdy a pneumatiky podél dosedací plochy. Další složkou je boční rychlost v_y , kolmá na rovinu kola (obr. 7), která současně představuje i rychlost deformování napříč dosedací plochy. v_d a v_y určuje výslednou rychlost deformace v_j .

Je patrné, že existuje podstatný rozdíl mezi směrem rychlosti pohybu v (úhel směrové úchylnky γ) a mezi směrem rychlosti deformace v dosedací ploše v_j (úhel ζ). Protože rychlost v_j je společná, platí vztah:

$$\frac{v}{v_i} = \frac{\sin \zeta}{\sin \gamma}$$

Rychlost deformace v_j souvisí s velikostmi deformace j takto:

$$v_j = \bar{v}_\delta + \bar{v}_y = \frac{d\bar{j}}{dt} = \text{konst}$$

Protože rychlost v_j má stejný směr v celé dosedací ploše, musí mít stejný směr i deformace j . Přitom i přírůstek deformace j v určitém čase t je pro celou plochu stejný.

Je ovšem nutné zjistit, jak souvisí absolutní velikost deformace s polohou místa v dosedací ploše. Poloha bude označena vzdáleností x od náběžné hrany této plochy. Vzhledem k tomu, že rychlost $v_x = dx/dt$ je neměnná, vyjádří se poměr dj/dx takto:

$$\frac{dj}{dx} = \frac{dj}{dt} \cdot \frac{dt}{dx} = \frac{v_j}{v_x} = \text{konst}$$

neboli

$$\frac{dj}{dx} = u \quad (1)$$

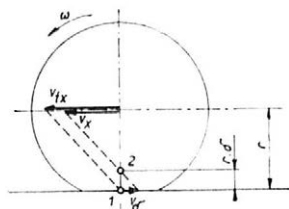
kde: u — stálá míra narůstání deformace, tj. gradient deformace podél dosedací plochy

Řešením se obdrží

$$\dot{j} = \dot{j}_0 + u \cdot x \quad (2)$$

Při obvyklých počátečních podmínkách $x = 0 \dots j = 0$ je $j_0 = 0$, a proto:

$$\dot{j} = u \cdot x \quad (2a)$$



8. Schéma rychlosti u kola, jež se pohybuje bez prokluzu (pól pohybu v bodě 1) a s prokluzem δ (pól pohybu v bodě 2)

Deformace v dosedací ploše je úměrná vzdálenosti x od místa, ve kterém pneumatika přichází do styku s půdou. Parametrem úměrnosti je gradient deformace u . Na úběžné hraně dosedací plochy, tj. při $x = l$, dochází k největší deformaci $j = j_m$.

Pole deformací je vyvoláno silovým účinkem U (viz obr. 1), který vyvolá pod dosedací plochou $S_o = b \cdot l$ rovněž pole smykových napětí. Jde obecně o analogii s jednoosou napjatostí, při níž hlavní deformace má stejný směr jako vnější síla (hlavní napětí). Proto obecně platí, že síla U svírá s podélnou osou dosedací plochy stejný úhel ζ , jaký s touto osou svírá vektor deformace j nebo vektor rychlosti deformace v_j .

Uspořádání dezénu pláště může způsobit odchylky od obecného pravidla. Při směrech síly U , jež leží vně třecího úhlu pro některé výstupky dezénu, nemusí dojít k unášení půdy těmito výstupky, nýbrž ke smýkání půdy po výstupcích. Proto se nemusí vytvořit úplná smyková plocha. Tyto anomálie zatím nejsou dostatečně prošetřeny.

S použitím obr. 7 je možné dokázat, že gradient deformace u je závislý na výsledné síle U . Určitá elementární ploška $b \cdot dx$ přenáší elementární sílu dU o velikosti

$$dU = \tau \cdot b \cdot dx$$

Plošce přísluší deformace j . Smykové napětí τ je s ohledem na obr. 6 rovno

$$\tau = \tau_m \cdot f(j) = \tau_m \cdot f(u \cdot x)$$

Smyková pevnost τ_m má podle Coulombovy rovnice (viz např. Grečenko 1970) velikost

$$\tau_m = c + q_s \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Celková síla U je součtem elementárních sil dU :

$$U = \int_0^l dU = \tau_m \cdot b \int_0^l f(u \cdot x) dx$$

Řešení integrálu závisí na tvaru integrované funkce, tj. na způsobu aproximace závislosti $\tau/\tau_m = f(j)$ pro kyprou půdu (obr. 6). Jsou známé tři jednoduché způsoby aproximace: exponenciální funkcí (Janosi, Hanamoto), bilineární funkcí (Grečenko — obr. 6) a hyperbolickou funkcí (Kacigin, Guskov).

Použití exponenciální funkce $\tau/\tau_m = f(j) = 1 - \exp(-j/K)$ vede k řešení:

$$U = U_m \left[1 - \frac{K}{u \cdot l} + \frac{K}{u \cdot l} \cdot \exp\left(-\frac{u \cdot l}{K}\right) \right] \quad (3)$$

kde

$$U_m = S_o \cdot \tau_m = S_o \cdot c + Q \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Zavedením $\alpha_u = U/U_m$ a $f_K = \frac{u \cdot l}{K}$ se vzorec (3) zobecní na tvar:

$$\alpha_u = 1 - \frac{1 - \exp(-f_K)}{f_K} \quad (3a)$$

Použití bilineární funkce

$$\left\{ \begin{array}{ll} \tau/\tau_m = f(j) = j/j_k & (\text{pro } j_m \leq j_k) \\ \tau/\tau_m = j^0 = 1 & (\text{pro } j_m \geq j_k) \end{array} \right\}$$

vede k tzv. binomické rovnici (jde o racionální lomenou funkci):

$$u = \frac{1}{2} \frac{j_k}{l} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u} \quad (4)$$

jejíž inverzní tvar je:

$$U = \frac{U_m}{4} \left(2 \frac{u \cdot l}{j_k} + 3 - \sqrt{\left(2 \frac{u \cdot l}{j_k} - 1 \right)^2 + 8} \right) \quad (5)$$

Zavedením $\mathcal{J} = \frac{u \cdot l}{j_k}$ a a_u , jako dříve, se obdrží zobecněné vzorce:

$$2\mathcal{J} = \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u} \quad (4a)$$

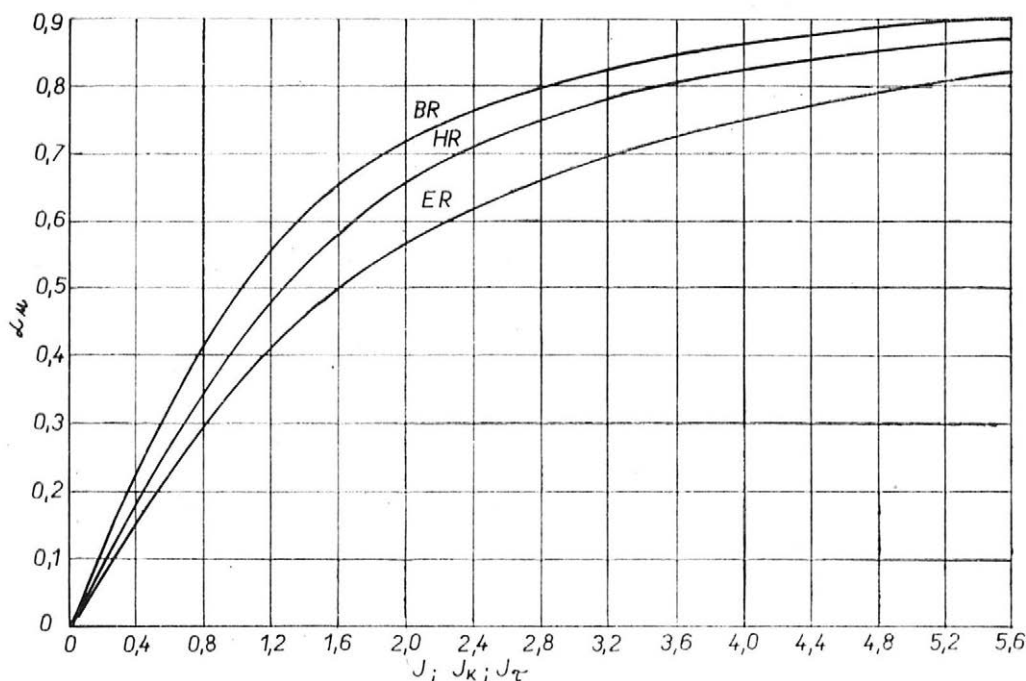
resp.

$$4a_u = 2\mathcal{J} + 3 - \sqrt{(2\mathcal{J} - 1)^2 + 8} \quad (5a)$$

Použití hyperbolické funkce $\tau/\tau_m = f(j) = \operatorname{tg} h(j/K_\tau)$ vede ke zobecněné rovnici:

$$a_u = \frac{\ln \cos h \mathcal{J}_\tau}{\mathcal{J}_\tau} \quad (6)$$

kde $\mathcal{J}_\tau = \frac{u \cdot l}{K_\tau}$



9. Závislosti mezi zobecněným gradientem deformace $\mathcal{J}$ a zobecněnou výslednou silou a_u pro tyto rovnice:

ER exponenciální rovnice ... $\mathcal{J}_K = u \cdot l/K$
 HR hyperbolická rovnice ... $\mathcal{J}_\tau = u \cdot l/K_\tau$
 BR binomická rovnice ... $\mathcal{J} = u \cdot l/j_k$

Průběhy výsledných tří závislostí $U = f(u)$ ve zobecněném tvaru $a_u = f(j)$ jsou znázorněny na obr. 9. Umožňují rychlý odhad gradientu u , je-li známa síla U , a opačně. Pro binomickou rovnici např. platí: $u = j_k \cdot j/l$; $U = U_m \cdot a_u$.

Podle absolutních hodnot jsou tři znázorněné závislosti odlišné. To však nebrání značné podobnosti konečných výsledků. Pro stejnou půdu, tj. pro určitý průběh $\tau/\tau_m = f(j)$ — obr. 6 — jsou totiž charakteristické deformace (K, K_r, j_k) zmíněných aproximujících funkcí v přibližném poměru (Grečenko 1967, 1970):

$$K : K_r : j_k \doteq \frac{1}{2} : \frac{2}{3} : 1$$

SOUVISLOST GRADIENTU DEFORMACE S ÚHLEM SMĚROVÉ ÚCHYLKY A PROKLUZEM KOLA

Bylo ukázáno, že gradient deformace u souvisí se silovým účinkem U . Z dalšího bude patrné, že tento gradient souvisí také s pohybovými veličinami kola, tj. s prokluzem δ a úhlem směrové úchylny γ . Gradient deformace tak vytváří roli prostředníka mezi silovými a pohybovými činiteli.

Odvození dalších vztahů je usnadněno představou, že deformace j (obr. 7) se formálně skládá ze složek j_x a j_y . Z teramechaniky je známo, že podélná deformace (půdy a pneumatiky) j_x je rovna součinu prokluzu δ a vzdálenosti x příslušného místa od náběžné hrany dosedací plochy (viz např. Grečenko 1970). S pomocí obrázku 7 (např. pro bod 3) plyne:

$$\delta = \frac{j_x}{x} = \frac{j \cdot \cos \zeta}{x}$$

takže dosazením ze vztahu (2a) se obdrží

$$\delta = u \cdot \cos \zeta \quad (7)$$

Tangenta úhlu γ je zřejmě rovna

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{j_y}{x - j_x} = \frac{j \cdot \sin \zeta}{x - j \cdot \cos \zeta} ;$$

dělením zlomku rozměrem x a dosazením ze vztahu (2a) se obdrží:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - u \cdot \cos \zeta} = \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - \delta} \quad (8)$$

Rozborem vzorců (7) a (8) se získají za předpokladu, že gradient u není roven nule, tyto závěry:

a) podmínka: $\delta = 0$, tj. $H = 0$

důsledek: (7) ... $\cos \zeta = 0$; $\zeta = 90^\circ$

(8) ... $\operatorname{tg} \gamma = u$

b) podmínka: $\operatorname{tg} \gamma = 0$, tj. $\gamma = 0$; $Y = 0$

důsledek: (8) ... $\sin \zeta = 0$; $\zeta = 0^\circ$

(7) ... $\delta = u$

c) podmínka: $\delta = 1$

důsledek: (7) $\dots u \cdot \cos \zeta = 1$

(8) $\dots \operatorname{tg} \gamma = \infty; \gamma = 90^\circ$

Z podmínek a) a b) plyne, že funkce $(a_u)_{\delta=0} = f_1(\operatorname{tg} \gamma)$ (tj. působí-li pouze boční síla Y) je ekvivalentní funkci $(a_u)_{\gamma=0} = f_2(\delta)$ (tj. působí-li pouze hnací síla H). Toto je princip ekvivalence směrové úchyly a prokluzu ve dvou důležitých zvláštních případech. Princip se vyjádří takto:

$$f_1(\operatorname{tg} \gamma) = f_2(\delta)$$

Prakticky to např. znamená, že při pohybu bez boční síly Y se kolo pohybuje s prokluzem $\delta = u$, např. podle vzorce (4):

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{j_k}{l} \cdot \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u}$$

což je tzv. binomická rovnice prokluzu; dosazením

$$j_k = \frac{k \cdot l}{2} \cdot \mu_m; \quad a_u = \frac{\mu}{\mu_m}$$

se získá vztah

$$\delta = \frac{k}{4} \cdot \frac{3\mu\mu_m - 2\mu^2}{\mu_m - \mu}$$

který je identický se zobecněnou rovnicí prokluzu, jež je u nás známá od r. 1958 a je používána jakožto standardní prokluz při výpočtu vlastností traktorů a terénních vozidel.

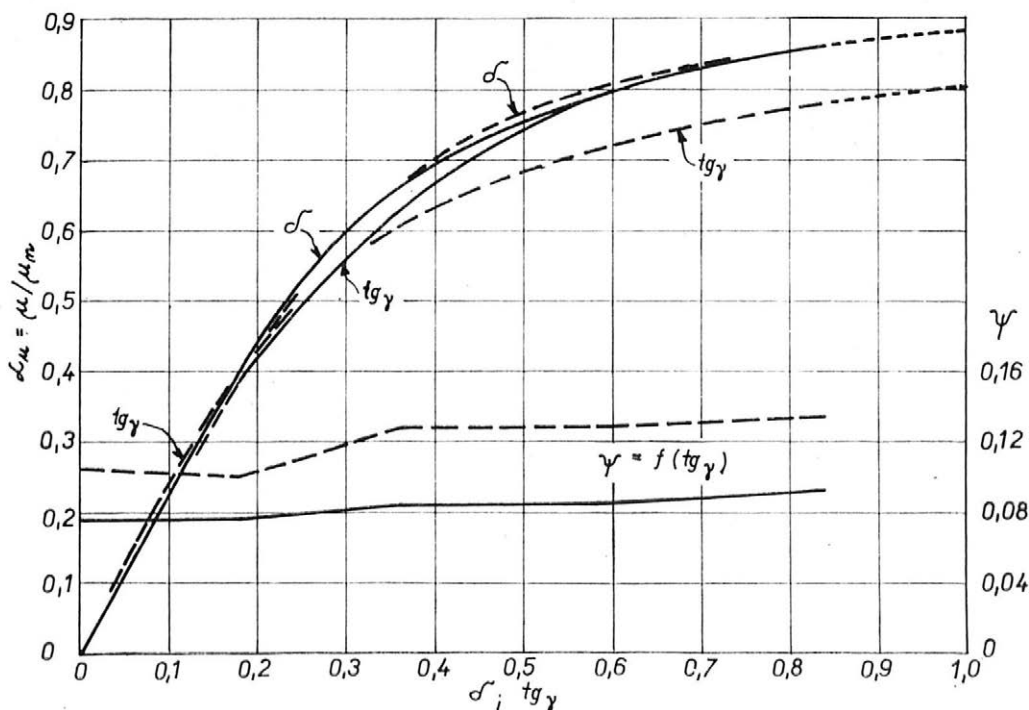
Je zřejmé, že vztahy typu $u = f(U)$, resp. $f = f(a_u)$ či $a_u = f(f)$, jsou zcela obecným vyjádřením závislosti mezi polem deformací v dosedací ploše a vnější silou, která namáhá dosedací plochu smykem. Z těchto obecných vztahů lze dedukovat jiné speciálnější vztahy, mezi jiným i zobecněné vzorce pro prokluz.

Podmínka c) naznačuje, že při stoprocentním prokluzu ($H = H_\delta$) stačí na kolo působit i velmi malou boční silou Y , aby kolo začalo klouzat do boku, tj. kolmo na svou rovinu.

Ekvivalence tangenty směrové úchyly a prokluzu při zvláštních případech a) a b) byla experimentálně ověřována v terénu v letech 1969–1971 Matějkou a Grečenkem (1972). Některé z výsledků jsou znázorněny na obr. 10. Jde o křivky prokluzu a tangenty směrové úchyly u pneumatiky Barum 6,00–16 (6 PR) s dezénem TZ 4 na dvou podložkách: na volné uvalcované půdě a na strništi po pšenici. Zem je v obou případech hlinitá. Na obrázku jsou kromě toho vyneseny naměřené hodnoty součinitele valení ψ . Výsledky naznačují, že průběhy a_u v závislosti na příslušných veličinách δ a $\operatorname{tg} \gamma$ si jsou velmi podobné. Dále bylo měření opět potvrzeno, že součinitel valení ψ (resp. odpor valení R) v rovině kola není významně závislý na úhlu směrové úchyly γ . Všechny výsledky měření v příslušném zpracování podporují uváděnou teorii.

Teorie obecně konstatuje, že při stálé hnací síle H se má zvětšit prokluz kola, počne-li působit také boční síla Y . Kolo se pak navíc ještě směrově uchyluje. Podobně při určité boční síle Y se směrové uchylování kola zvětší, začne-li kolo více prokluzovat. Nebyla by tedy správná představa, že prokluz kola závisí pouze na hnací síle a směrové uchylování kola jen na boční síle.

Pro tento obecný případ je teorie potvrzována zatím jediným systematickým měřením, které provedl Krick (1971) s pneumatikami 7,50-18 AS a 12,5-20 EM v půdním kanále, naplněném píscitou hlínou o vlhkosti 14 % nebo 22 %.



10. Výsledky měření silových účinků (α_n ; ψ), které přísluší různým hodnotám prokluzu δ a tangentě úhlu směrové úchylny $\text{tg } \gamma$, zpracované k ověření principu ekvivalence podle Matějky-Grečenka (1972): kolo s pneumatikou Barum 6,00–16 (6 PR), dezén TZ 4; půda hlinitá; stav půdy: povrch

	plná čára volná uvalcovaná půda	čárkovaně strniště po pšenici
měrná hmotnost suché půdy, g/cm ³	1,20	1,52
vlhkost, %	7,5	16,0
pórovitost, %	54	51
soudržnost, daN/cm ²	0,14	0,14–0,20

Pohyb kola je vhodné podle potřeby definovat rychlostmi, a to skutečnou rychlostí v_x ve směru roviny kola a boční rychlostí v_y . Je-li v_{tx} bezprokluzová rychlost ve směru roviny kola, pak s ohledem na obr. 7 platí:

$$v_x = v_{tx} \cdot (1 - \delta)$$

$$v_y = v_x \cdot \text{tg } \gamma = v_{tx} \cdot (1 - \delta) \cdot \text{tg } \gamma$$

$$v = \frac{v_x}{\cos \gamma} = \frac{v_{tx}}{\cos \gamma} \cdot (1 - \delta) = v_t \cdot (1 - \delta)$$

Je patrné, že poměrné snížení rychlosti vlivem prokluzu je stejné jak ve směru roviny kola, tak i ve směru výsledného pohybu kola:

$$\frac{v_t}{v_{tx}} = \frac{v}{v_x} = 1 - \delta$$

Tento závěr má mimo jiné význam při měření prokluzu uchylujícího se kola. Prokluz lze změřit např. v rovině kola a pak beze změny aplikovat i na výsledný pohyb.

APLIKACE TEORIE

Teorii lze zásadně použít k výpočtu dvou silových a dvou pohybových veličin pro kolo s pneumatikou. Tyto veličiny jsou:

$$H - Y - \delta - \gamma$$

Základním pravidlem je, že libovolné dvě veličiny ze čtyř musí být známé, aby bylo možné zbylé dvě vypočítat. Obtížnost výpočtu se postupně zvětšuje s těmito kombinacemi:

dáno (najít): $H - Y$	najít (dáno): $\delta - \gamma$
$H - \delta$	$Y - \gamma$
$H - \gamma$	$Y - \delta$

Obecné řešení základního případu je toto:

dáno:	síly	H, Y
	hodnoty půdy	c, φ, j_k (resp. K, K_r)
	kolo s pneumatikou	b, l, Q
najít:	δ, γ	

Postup výpočtu:

$$U = \sqrt{H^2 + Y^2}$$

$$\cos \zeta = H/U; \quad \sin \zeta = Y/U$$

$$S_o = b \cdot l$$

$$U_m = S_o \cdot c + Q \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$\alpha_u = U/U_m$$

$u = f(\alpha_u)$: buď přímý výpočet (např. binomická rovnice)

$$u = \frac{1}{2} \frac{j_k}{l} \frac{3\alpha_u - 2\alpha_u^2}{1 - \alpha_u}$$

nebo pomocí diagramu na obr. 9 ... $u = \frac{j_k}{l} \cdot \mathcal{J}$

$$\delta = u \cdot \cos \zeta$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - \delta}$$

rychlosti pohybu: $v_x = v_{tx} \cdot (1 - \delta)$

$$v_y = v_x \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

Příklad výpočtu

Na kolo s pneumatikou 8,3/8-20 působí za pohybu boční síla $Y = 150$ daN. S použitím binomické rovnice se má určit úhel směrové úchyvky, prokluz a rychlosti pohybu v těchto dvou případech:

a) kolo je vlečeno ... $H = 0$ daN;

b) kolo je hnací $H = 200$ daN.

Dáno:

hodnoty půdy $c = 0,04 \text{ daN/cm}^2$

$\varphi = 35^\circ$

$j_k = 6 \text{ cm}$

zatížení kola s pneumatikou ... $Q = 550 \text{ daN}$

bezprokluzová rychlost $v_{tx} = 2,0 \text{ m/s}$

Vypočtené hodnoty

Případ a

$U = Y = 150 \text{ daN}$

$\cos \zeta = 0; \sin \zeta = 1$

$b \doteq 0,87 \times \text{katalogová šířka pláště} = 18,3 \text{ cm}$

$l \doteq 0,31 \times \text{katalogový průměr pláště} = 27,4 \text{ cm}$

$S_o = b \cdot l = 500 \text{ cm}^2$

$U_m = 405 \text{ daN}$

$a_u = 0,370$

$u = 0,145$

$\delta = 0 \%$

$\gamma = 8^\circ 15'$

$v_x = 2,0 \text{ m/s}$

$v_y = 0,29 \text{ m/s}$

Případ b

$U = 250 \text{ daN}$

$\cos \zeta = 0,80; \sin \zeta = 0,60$

$U_m = 405 \text{ daN}$

$a_u = 0,618$

$u = 0,312$

$\delta = 25 \%$

$\gamma = 14^\circ 00'$

$v_x = 1,5 \text{ m/s}$

$v_y = 0,37 \text{ m/s}$

Z A V Ě R

Uvedená teorie je pokusem o aplikování principů teramechaniky na dvourozměrný pohyb kola s pneumatikou hlavně po měkké půdě. Výsledný pohyb se skládá z pohybu ve směru roviny kola a z pohybu kolmého na tuto rovinu.

Způsob pohybu kola závisí přímo na dvou silových účincích: na hnací síle (tj. na podílu hnacího momentu a účinného poloměru kola) a na boční síle. Pohybové veličiny jsou: rychlosti, prokluz a úhel směrové úchytky. Nebyla zjištěna přímá vazba mezi výsledným pohybem a silou odporu valení ve směru roviny kola. Odpor valení však tento pohyb nepřímo ovlivňuje prostřednictvím změn hnací síly.

Teorie odvozuje vztah mezi vektorovým součtem hnací a boční síly, tzv. výslednou silou, a mezi prokluzem a úhlem směrové úchytky. Výpočet je založen na stanovení deformací půdy a pneumatiky v dosedací ploše, jejichž směr odpovídá směru výsledné síly a velikost souvisí s velikostí této síly. Pole deformací je charakterizováno gradientem deformace podél dosedací plochy, který vystupuje jako parametr. Gradient deformace určuje jak prokluz, tak i úhel směrové úchytky.

Důležitým obecným závěrem teorie je vzájemná souvislost čtyř základních veličin, tj. hnací síly, boční síly, prokluzu a úhlu směrové úchytky. Např. prokluz obecně souvisí jak s hnací silou, tak i se silou boční. Důležitým zvláštním závěrem je princip ekvivalence prokluzu (pohyb bez boční síly) a tangenty úhlu směrové úchytky (pohyb bez hnací síly). Ukazuje se, že vyjádření gradientu deformace jako funkce výsledné síly (či naopak) je vůbec nejobecnějším vztahem, který váže pole deformací v dosedací ploše na vnější silový účinek. Z něho lze dedukovat speciálnější vztahy, např. zobecněné vzorce pro prokluz nebo směrovou úchytku.

Skutečné složité poměry v dosedací ploše pneumatiky teorie zjednodušuje, což je konečně zásadou teramechaniky podle Bekkera. Uvedená teorie např. zatím nepočítá se silovým vlivem stěny hřebene, který vytváří kolo při šikmém pohybu. Přesto odpovídají závěry teorie zkušenosti a byly potvrzeny i experimenty v terénu. Podrobněji bude třeba ověřit vliv dezénu pláště na možné změny velikosti smykové plochy a směrů posuvu půdy při různých směrech působení výsledné síly. Tyto činitele mohou způsobit rozdíly mezi skutečností a teorií.

Díky jednoduchým závěrům je teorie vhodná k praktickému použití. Odvozené vzorce budou patrně využity v dalších aplikacích.

Důležité symboly

b	šířka dosedací plochy, m
c	soudržnost (koheze) půdy, N/m^2
G	tíha, N
H	hnací síla (poměr hnacího momentu k účinnému poloměru kola), N
j	posuv půdy, m
j_k	charakteristický posuv půdy, m
j_m	největší posuv půdy pod dosedací plochou, m
f	poměr $u \cdot l / j_k = j_m / j_k$, —
K	modul deformace, m
l	délka dosedací (styčné) plochy, m
q_s	střední kontaktní tlak v dosedací ploše, N/m^2
Q	zatížení kola, N
R	odpor valení, N
S_0	velikost dosedací plochy, m^2
u	gradient deformace v dosedací ploše dj/dx , —
U	výsledná síla v dosedací ploše, způsobující namáhání smykem, N
U_m	největší možná velikost síly U , N
v	rychlost, m/s
x	vzdálenost bodu od náběžné hrany dosedací plochy pneumatiky, m
Y	boční síla na kolo, N
Z	normálová reakce, N
α_u	poměr U/U_m , resp. μ/μ_m , —
γ	úhel směrové úchylky kola, °
δ	prokluz, —
ζ	úhel působení síly U a současně směr posuvu půdy, °
μ	součinitel záběru U/Q , —
μ_m	největší možná velikost součinitele μ , —
τ	smykové napětí v půdě, N/m^2
τ_m	smyková pevnost půdy, N/m^2
φ	úhel vnitřního tření v půdě, °
ψ	součinitel valivého odporu (valení), —

Ve výpočtech a grafech mají některé veličiny alternativní rozměry, číselně vhodnější:

síly	— daN
délky	— cm
plochy	— cm^2
napětí a tlaky	— b
soudržnost	— daN/cm^2 (tj. stejný rozměr jako bar)
prokluz	— %

Poznámka: symbol $\exp x$ značí e^x , kde e je základ přirozených logaritmů

Literatura

- ANDERT A., 1967, Vhodnost souměrného a nesouměrného desénu pro pneumatiky k traktorům a zemědělským strojům. Zem. technika 13, 7 : 379-397.
 GREČENKO A., 1961, Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Zem. technika 7, 6 : 415-434.

- GREČENKO A.: 1967, Binomic slip — thrust equation for tractors on predominantly frictional soils. *Journal of Terramechanics* 4, 4 : 37-54.
- GREČENKO A., 1969, Slip and drift of the wheel with tyre on soft ground. *Proceedings of the 3rd International Conference ISTVS. Essen, Vol. II* : 76-95.
- GREČENKO A., 1970, Funkční vlastnosti traktorů. SPN, Praha : 202 s.
- KREMER H., SÖHNE W., 1957, Die Seitenführungskräfte starrer, nicht angetriebener Räder. *Grundlagen der Landtechnik* 9 : 101-108.
- KRICK G., 1971, Schräglauferverhalten angetriebener Reifen im nachgiebigen Boden. *ATZ, Teil 1* : 73, 7 : 243-246, *Teil 2* : 73, 8 : 301-306.
- MATĚJKA J., GREČENKO A., 1972, Měření směrové úchytky a prokluzu kola na kultivované půdě. *Zem. technika*, 18, 9.
- SCHWANGHART H., 1967, Seitenkräfte an gelenkten Luftreifen in lockerem Boden. *Grundlagen der Landtechnik* 17, 3 : 105-114.
- TAYLOR P. A., BIRTWISTLE R., 1963, Wheatland disc plough investigations. Part I: Forces generated by towed wheels. *Journal of Agricultural Engineering Research* 8, 2 : 162-172.
- TAYLOR P. A., BIRTWISTLE R., 1967, Experimental studies of force systems on steered agricultural tyres. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1966-67, Automobile Division, Part 2a*, 181, 4 : 133-146.

Došlo dne 12. 1. 1972

Теория движения колеса с шиной по мягкому грунту под воздействием движущей и боковой сил

Указанная теория предусматривает применение принципа терамеханики к двумерному движению колеса с шиной, особенно по мягкой почве. Результирующее движение состоит из движения по направлению плоскости колеса и из движения, перпендикулярного к этой плоскости.

Способ движения колеса непосредственно зависит от действия двух сил: от движущей и боковой сил. Движущая сила равняется соотношению движущего момента и эффективного радиуса. Параметрами движения являются: скорости, буксование и угол бокового увода. Было подтверждено предположение, что величина сопротивления качения по направлению плоскости колеса не связана с направлением результирующего движения.

Теория выводит отношение между векторной суммой движущей и боковой сил, т. е. результирующей силой, и между буксованием и углом бокового увода. Вычисление основано на определении деформации почвы и шины в площади контакта, направление которых соответствует направлению результирующей силы, а величина связана с величиной этой силы. Поле деформации характеризуется градиентом деформации вдоль поверхности контакта который выступает как параметр. Градиент деформации определяет как буксование, так и угол бокового увода.

Важным общим заключением теории является взаимосвязь четырех основных величин, т. е. движущей силы, боковой силы, буксования и угла бокового увода. Например, буксование обычно связано как с движущей силой, так и с силой боковой. Особо важным выводом является принцип эквивалентности буксования (движение без боковой силы) и тангенты угла бокового увода (движение без движущей силы). Оказалось, что выражение градиента деформации, как функции результирующей силы (или наоборот), самое общее отношение, которое ставит в зависимость после деформации на поверхности контакта от действия внешней силы. Из него вытекают специальные отношения, например, обобщение формулы для буксования или углобокового увода.

The Theory of Motion of the Wheel with Tyre on Soft Ground under the Effect of the Thrust and Lateral Force

The mentioned theory applies the principles of terramechanics to the two-dimensional motion of a wheel with tyre especially on soft ground. The resulting motion consists of the motion in the direction of the plane of the wheel and of the motion perpendicular to this plane.

The way of motion of the wheel depends directly on two force effects: the thrust force and the lateral force. The thrust force equals the ratio of the driving torque and the effective radius. The motion quantities are: speed, slippage, and the angle of drift. Confirmed was the assumption that the magnitude of the rolling

resistance in the direction of the plane of the wheel is not affected by the direction of the resultant motion.

The theory derives the relation between the vector sum of the thrust and lateral force, i. e. the resultant force, and between slippage and the angle of drift. The calculation is based on a determination of the deformation of the soil and tyre in the contact area. The direction of this deformation corresponds to the direction of the resultant force. The deformation field is characterized by the gradient of deformation along the ground contact area, which is acting as a parameter. The gradient of deformation determines both the slippage and the angle of drift.

An important general conclusion of the theory is the mutual relation of the four basic quantities, i. e. the thrust force, the lateral force, slippage, and the angle of drift. Thus, for example, slippage generally is connected both with the thrust force and with the lateral force. An important and particular conclusion is the principle of the equivalence of slippage (motion without any lateral force) and the tangent of the angle of drift (motion without any thrust force). It appears that expressing the gradient of deformation as the function of the resultant force (or vice versa) is altogether the most general relation binding the field of deformation in the contact area to the external force effect. From this it is possible to deduce more special relations e. g. generalized equations for slippage or directional drifting.

Theorie der Bewegung eines bereiften Rades auf weichem Gelände bei der Einwirkung der Trieb- und Seitenkraft

Die angeführte Theorie wendet die Prinzipien der Terramechanik auf die zweidimensionale Bewegung eines bereiften Rades besonders auf weichem Boden an. Die resultierende Bewegung besteht aus der Bewegung in der Richtung der Radebene und aus der zu dieser Ebene senkrechten Bewegung.

Die Art der Radbewegung hängt unmittelbar von zwei Kräftewirkungen ab: von der Trieb- und Seitenkraft. Die Triebkraft ist dem Verhältnis des Triebmomentes und des wirksamen Halbmessers gleich. Die Bewegungsgrößen sind: Geschwindigkeiten, Radschlupf und Schräglaufwinkel. Es wurde die Annahme bestätigt, daß die Größe des Rollwiderstandes in der Richtung der Radebene mit der Richtung der resultierenden Bewegung nicht zusammenhängt.

Die Theorie leitet die Beziehung zwischen der Vektorsumme der Trieb- und Seitenkraft, der s. g. resultierenden Kraft, und zwischen dem Radschlupf und Schräglaufwinkel ab. Die Berechnung ist auf der Bestimmung der Bodenverformung und Reifenverformung in der Kontaktfläche gegründet, deren Richtung jener der resultierenden Kraft entspricht und die Größe hängt mit der Größe dieser Kraft zusammen. Das Verformungsfeld wird durch den Gradient der Verformung entlang der Kontaktfläche gekennzeichnet, der als ein Parameter hervortritt. Der Verformungsgradient wird sowohl durch den Radschlupf als auch durch den wirksamen Halbmesser bestimmt.

Eine wichtige allgemeingültige Schlußfolgerung der Theorie stellt der gegenseitige Zusammenhang von vier grundlegenden Größen dar, d. h. der Triebkraft, der Seitenkraft, des Radschlupfes und des Schräglaufwinkels. Der Radschlupf hängt beispielweise im allgemeinen sowohl mit der Triebkraft als auch mit der Seitenkraft zusammen. Eine besonders wichtige Folgerung ist das Prinzip der Äquivalenz des Schlupfes (Bewegung ohne Seitenkraft) und der Tangente des Schräglaufwinkels (Bewegung ohne Triebkraft). Es stellt sich heraus, daß die Darstellung des Verformungsgradientenmeingültigste Beziehung ist, die das Verformungsfeld in der Auflagefläche an die äußere Kraftwirkung knüpft. Davon kann man die spezielleren Beziehungen, z. B. verallgemeinerte Formeln für den Radschlupf oder die Richtungsablenkung ableiten.

Théorie du mouvement de la roue, équipée de pneu, sur le terrain mou dans les conditions d'action de la propulsive et latérale

La théorie mentionnée applique les principes de la terra-mécanique au mouvement bidimensionnel de la roue équipée de pneu, notamment sur le sol mou. Le mouvement final se compose du mouvement dans le sens du plan de la roue et du mouvement perpendiculaire à ce plan.

Le mode du mouvement de la roue dépend directement de deux effets de force suivants: de la force propulsive et de la force latérale. La force propulsive est égale au rapport du couple actif et du rayon effectif. Les grandeurs de mouvement sont les suivantes: vitesses, patinage et l'angle de dérive. L'hypothèse que la valeur de la résistance en roulement dans le sens du plan de la roue n'est pas en relation avec le sens du mouvement résultant, a été confirmée.

La théorie déduit le rapport entre la somme vectorielle de la force propulsive et latérale, à savoir la force résultante, et entre le patinage et l'angle de dérive. Le calcul est fondé sur la détermination des déformations du sol et du pneu sur la surface d'assise, dont le sens répond au sens de la force résultante et dont la valeur est en rapport avec la valeur de cette force. Le champ de déformations est caractérisé par le gradient de déformation le long de la surface d'assise, qui se présente comme paramètre. Le gradient de déformation détermine aussi bien le patinage que l'angle de dérive.

La conclusion générale importante de la théorie consiste dans la relation réciproque de quatre grandeurs principales, à savoir de la force propulsive, de la force latérale, du patinage et de l'angle de dérive. Par exemple, le patinage est généralement en rapport aussi bien avec la force propulsive qu'avec la force latérale. Une conclusion importante particulière consiste dans le principe d'équivalence du patinage (mouvement sans force latérale) et de la tangente de l'angle de dérive (mouvement sans force propulsive). Il apparaît que l'expression du gradient de déformation en tant que fonction de la force résultante (ou inversement) est de loin le rapport le plus général qui fait dépendre le champ de déformations sur la surface d'assise de l'effet extérieur de force. C'est de lui que l'on peut déduire les rapports plus spéciaux, par exemple les formules généralisées pour le patinage ou la dérive.

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Praha 4 - Chodov

631.243.24 631.164.23:631.563.5

V současné době vyvstává do popředí otázka perspektivního vývoje mechanizace zemědělství zejména proto, že je nutné očekávat úbytek pracovních sil v tomto důležitém odvětví národního hospodářství. Mělo by být snahou, aby při nahrazování lidské práce prací strojovou bylo dosaženo dobrých ekonomických výsledků. V této práci je věnována pozornost krmným linkám pro skot.

Pracovní postup krmení skotu zahrnuje vyskladňování objemové píce, její transport do stáje, transport a vydávání do žlabů uvnitř stáje, jakož i manipulaci s jadrným krmivem. Celkový ekonomický výsledek je značnou měrou ovlivňován způsobem uskladnění, konzervace a manipulace s objemovou pící. Důležitou součástí krmné dávky pro skot jsou silážovaná nebo senážovaná krmiva, jejichž význam do budoucnosti zřejmě ještě vzroste. A již v tomto ohledu se projevuje často názorová neshoda, totiž zda jsou pro konzervaci píce silážováním výhodnější horizontální (žlabové) nebo vertikální (věžové) skladovací prostory. Pro jeden nebo druhý typ silážních skladovacích prostorů bývají často uváděny různé argumenty pro i proti, zpravidla však hodnocené bez souvislosti s dalšími faktory nezbytnými pro celkové hodnocení.

Tato situace, která se do jisté míry projevuje i v hodnocení různých typů krmných linek, vedla k vypracování této studie, zabývající se v první části typem skladovacích prostorů na objemová krmiva, v druhé části pak vlastními krmnými linkami. Třeba ještě poukázat na to, že hlavním cílem této studie je přispět k vypracování metody technicko-ekonomického hodnocení krmných linek včetně skladovacích prostorů.

ROVNICE PRO VÝPOČET PŘÍMÝCH NÁKLADŮ NA VÝROBU KONZERVOVANÉ OBJEMOVÉ PÍCE

Cílem této práce je stanovit přímé náklady, které musí být vynaloženy na výrobu, uskladnění a konzervaci píce až do okamžiku, kdy má být píce ze skladu odebrána ke zkrmení. I když přímé náklady na vyskladnění píce rovněž závisí na typu skladovacího prostoru, nebudou zatím v této části práce zahrnovány. Z technologického hlediska je totiž vyskladňování objemové píce součástí vlastního pracovního postupu krmení skotu a jeho způsob může ovlivnit sestavu mechanismů krmné linky i jejich konstrukci.

Rovnice pro výpočet přímých nákladů na výrobu konzervované objemové píce má následující tvar:

$$N = \left[N_{vs} + N_{pz} + \frac{N_{il}}{\gamma \cdot k} \left(\frac{1}{z} + i \right) \right] \cdot k_z \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (1)$$

kde: N_{vs} — souhrn nákladů na vypěstování, sklizeň a dopravu píce ke skladovacímu prostoru (Kčs q^{-1})

- N_{pz} — souhrn nákladů na plnění a zakrývání píce, uložené do skladovacího prostoru (Kčs q^{-1})
 N_{i1} — investiční náklady na skladovací prostor, vztažené na 1 m^3 obestavěného prostoru (Kčs m^{-3})
 γ — objemová hmotnost materiálu ve skladovacím prostoru ($q\ m^{-3}$)
 k — součinitel využití skladovacího prostoru
 z — životnost skladovacího prostoru (let)
 i — sazba oprav skladovacího prostoru
 k_z — konzervační ztráty, vyjádřené koeficientem

NÁKLADY NA VYPĚSTOVÁNÍ, SKLIZEŇ A DOPRAVU PÍCE KE SKLADOVACÍMU PROSTORU

Náklady na vypěstování, sklizeň a dopravu píce ke skladovacímu prostoru (N_{vs}) je nutné vždy pro každý případ určit samostatně.

Za současných podmínek lze do počtu zavádět tyto přibližné hodnoty:

materiál	N_{vs} (Kčs q^{-1})
silážní kukuřice	10,—
silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny	15,—
senáž	22,—

Tyto náklady jsou stanoveny pro píci, která je při sklizni krátce rozřezána.

NÁKLADY NA PLNĚNÍ A ZAKRÝVÁNÍ PÍCE VE SKLADOVACÍM PROSTORU

Náklady na plnění a zakrývání píce ve skladovacím prostoru (N_{pz}) zahrnují transport materiálu do skladovacího prostoru, rozrovnávání píce, podle potřeby také její upěchování a zakrytí. Obecně je lze vyjádřit takto:

$$N_{pz} = N_p + N_z \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (2)$$

kde: N_p — náklady na plnění skladovacího prostoru (Kčs q^{-1})

N_z — náklady na zakrývání píce ve skladovacím prostoru (Kčs q^{-1})

Náklady na plnění skladovacího prostoru závisí zejména na stroji, který je k plnění skladů určen, jeho provozních vlastnostech a dále na tom, zda je nutné píci pěchovat či nikoliv. Za současných podmínek lze tyto náklady stanovit podle tab. I.

I. Náklady na plnění skladovacího prostoru (N_p)

Materiál	Výkon při plnění ($q\ h^{-1}$)	Typ skladovacího prostoru	N_p (Kčs q^{-1})
Silážní kukuřice	300	věž	0,17
Silážní kukuřice	500	žlab	0,16
Silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny	300	věž	0,17
Silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny	500	žlab	0,16
Senáž	100	věž	0,52
Senáž	200	žlab	0,93

K údajům v tab. I je nutné vysvětlit, že pro plnění věže je počítáno s metačem, materiál ve věžích se nepřechuje. V silážních žlabech se materiál rozrovnává buldozerem na pásovém traktoru, který současně siláž přechuje. Senáž je ještě navíc přechována fekální autocisternou V3S.

Náklady na zakrývání píce ve skladovacím prostoru jsou různé podle typu skladovacího prostoru a zakrývacího materiálu. Tyto náklady odpadají u hermeticky uzavřených silážních věží, ve kterých se uskladněná píce nerozrovnává ani nezakrývá. V ostatních silážních věžích se zakrývá povrch materiálu slámou, fólií PVC nebo obojím, přičemž postup výpočtu nákladů na zakrývání je následující:

Náklady na zakrývání píce slámou ve věžích (N_{zs})

$$N_{zs} = \frac{N_{zsc}}{F \cdot h \cdot \gamma} = \frac{4 \cdot N_{zsc}}{\pi \cdot D^2 \cdot h \cdot \gamma} \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (3)$$

kde: N_{zsc} — celkové náklady na zakrytí povrchu siláže ve věžích slámou (Kčs)

D — průměr věže (m)

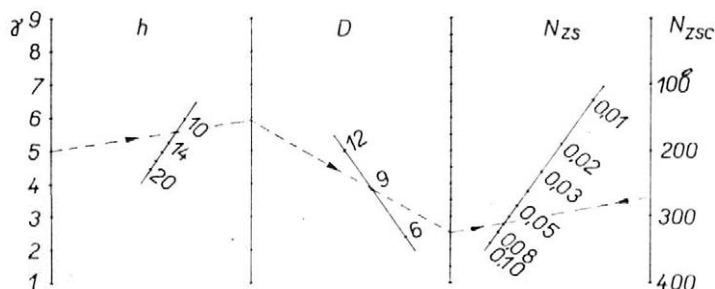
h — výška vrstvy píce ve věži (m)

γ — objemová hmotnost materiálu ve věži ($q \text{ m}^{-3}$)

Celkové náklady na zakrytí povrchu siláže ve věži slámou jsou za současných podmínek

průměr věže (m)	N_{zsc} (Kčs)
6	135,—
9	270,—

Pro další výpočet veličiny N_{zs} je určen nomogram na obr. 1.



1. Výpočet veličiny N_{zs}

Náklady na zakrývání píce ve věžích fólií PVC (N_{zf})

$$N_{zf} = \frac{N_{zfl}}{h \cdot \gamma} \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (4)$$

kde: N_{zfl} — náklady na zakrytí 1 m² povrchu píce ve věži celkem (Kčs)

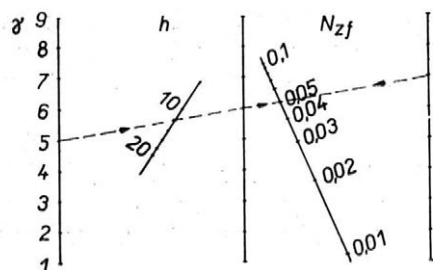
h — výška vrstvy materiálu ve věži (m)

γ — objemová hmotnost materiálu ve věži ($q \text{ m}^{-3}$)

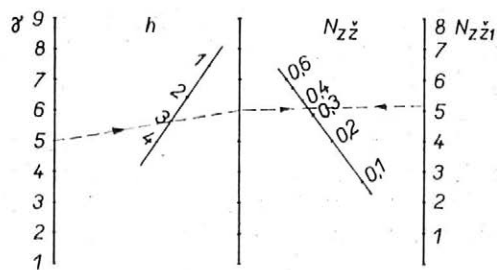
Celkové náklady na zakrytí 1 m² povrchu píce ve věži jsou za současných podmínek

průměr věže (m)	N_{zfl} (Kčs)
6	3,40
9	3,15

Pro další výpočet veličiny N_{zf} byl sestaven nomogram na obr. 2.



2. Výpočet veličiny N_{zf}



3. Výpočet veličiny N_{zz}

Zakrývání píce ve věži slámou a fólií PVC je méně obvyklé. Náklady na tento způsob zakrytí píce ve věžích N_{zsf} stanovíme s uspokojivou přesností takto:

$$N_{zsf} = (N_{zs} + N_{zf}) \cdot 0,8 \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (5)$$

kde: koeficient 0,8 byl stanoven přibližně výpočtem pro současné podmínky

Náklady na zakrývání píce v silážních žlebech fólií $N_{z\ddot{z}}$, která se zatíží a na okrajích utěsní přilhrnutou hlinou, lze stanovit ze vztahu

$$N_{z\ddot{z}} = \frac{N_{z\ddot{z}1}}{h \cdot \gamma} \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (6)$$

kde: $N_{z\ddot{z}1}$ — celkové náklady na zakrytí 1 m² povrchu píce ve žlabu (Kčs)

h — výška vrstvy materiálu ve žlabu (m)

γ — objemová hmotnost materiálu ve žlabu ($q \text{ m}^{-3}$)

Náklady na zakrytí 1 m² povrchu píce v silážním žlabu fólií PVC jsou za současných podmínek přibližně u žlabů s povrchem větším než 100 m²

$$N_{z\ddot{z}1} = 5,20 \text{ Kčs}$$

Pro další výpočet veličiny $N_{z\ddot{z}}$ byl sestrojen nomogram na obr. 3.

ODPISY A NÁKLADY NA OPRAVY SKLADOVACÍCH PROSTORŮ

Odpisy a náklady na opravy skladovacích prostorů jsou vyjádřeny dalším členem rovnice (1)

$$\Phi = \frac{N_{i1}}{\gamma \cdot k} \left(\frac{1}{z} + i \right) \quad (7)$$

K jednotlivým členům rovnice (7) je možné uvést tyto podrobnosti:

Investiční náklady na 1 m³ obestavěného prostoru (N_{i1}) klesají se zvětšováním objemu skladovacího prostoru. Proto má být skladovací prostor volen vždy pro dané podmínky co největší. V současné době lze do počtu zavádět tyto hodnoty veličiny N_{i1} :

typ silážní stavby	N_{i1} (Kčs m ⁻³)
betonový monolit. silážní žlab	160,—
silážní věž betonová Ø 9m	450,—
silážní věž ocelová, smaltovaná Ø 8,5m	400,—

Objemová hmotnost materiálu ve skladovacím prostoru je závislá především na druhu a stupni zavadnutí píce.

I když je pravděpodobné, že i typ skladovacího prostoru má vliv na tuto veličinu, dosavadní poznatky nedovolují odvozovat podrobnější obecně platné závěry. Zatím lze vycházet z předpokladu, že stejný materiál má stejnou objemovou hmotnost ve věži i ve žlabu vzhledem k tomu, že ve žlabu je při ukládání intenzivně přechován, zatímco do věže se ukládá volně, ovšem do vyšší vrstvy. Je však pravděpodobné, že stupeň spěchování materiálu ve věžích o větších průměrech a výškách bude větší než ve věžích zatím u nás běžných. Z výsledků měření dosud provedených můžeme zavádět pro krátce řezané silážní materiály tyto objemové hmotnosti:

druh materiálu	γ ($q\ m^{-3}$)
senáž	5,0
silážní kukuřice	9,0
silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny	7,5

Součinitel využití skladovacího prostoru (k) závisí jednak na typu stavby, jednak na organizaci výroby a konzumu krmiv v daném zemědělském podniku.

Jsou-li skladovací prostory určeny pouze pro uchování krmiv na zimní krmné období, součinitel jejich využití nepřevyší zpravidla hodnotu 1 a bývá nejčastěji

u silážních věží	$k = 0,8$
u silážních žlabů	$k = 0,9$

U silážních žlabů lze dosáhnout lepšího využití tím, že lze krmivo při ukládání navršit nad okraje.

Vyššího stupně využití lze dosáhnout u silážních věží tím, že se i v letní krmné sezóně užívá konzervované píce. V tom případě může využití skladovacího prostoru dosáhnout až $k = 1,3$.

Životnost skladovacích prostorů (z) může být zaváděna do výpočtu přibližně takto:

druh silážní stavby	z (let)
silážní žlab betonový monolitický	30
silážní věž betonová monolitická	50
silážní věž ocelová smaltovaná	40

Sazba oprav (i) vyjadřuje roční náklady na opravy skladovacích prostorů z celkových investičních nákladů a lze ji vyjádřit tak, jak je uvedeno v následujícím přehledu:

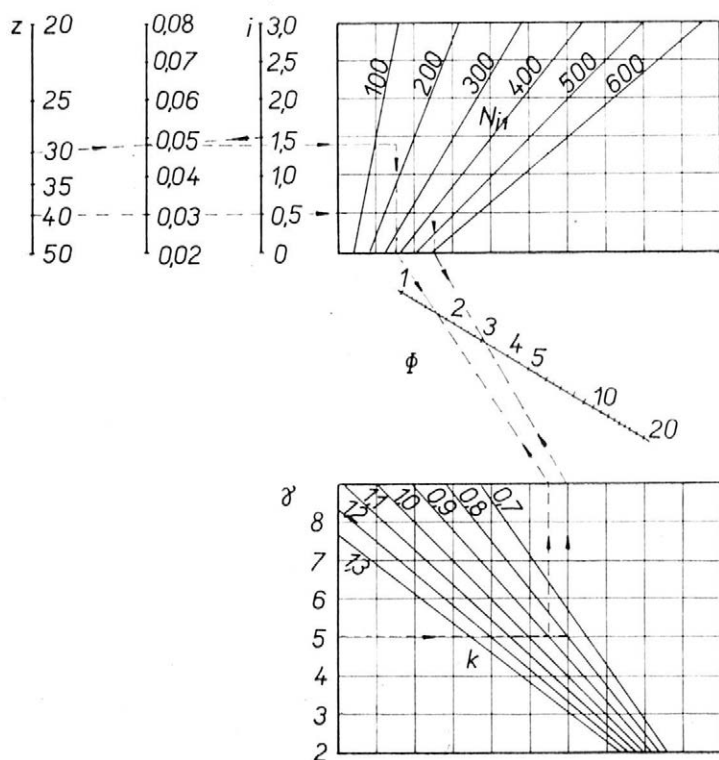
druh silážní stavby	i
silážní žlab betonový monolitický	0,015
silážní věž betonová monolitická	0,010
silážní věž ocelová smaltovaná	0,005

K výpočtu odpisů a nákladů na opravy skladovacích prostorů je určen nomogram na obl. 4.

Při uskladnění a konzervaci píce vznikají ztráty, takže má-li být ze skladu odebrán 1 q konečného produktu — konzervované píce — k zužitkování, musí být do skladu uloženo poněkud větší množství krmiva.

Pro různé konzervační a skladovací ztráty, vyjádřené v procentech, je hodnota součinitele k_z , jak je uvedeno v následujícím přehledu:

ztráty %	k_z
5	1,053
10	1,111
15	1,176
20	1,250
25	1,333
30	1,429
35	1,538
40	1,667



4. Výpočet odpisů a nákladů na opravy skladovacích prostorů

Zavedeme-li v postupu řešení rovnice (1)

$$N_{vs} + N_{pz} + \frac{N_{i1}}{\gamma \cdot h} \left(\frac{1}{z} + i \right) = \psi \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (8)$$

potom výpočtem

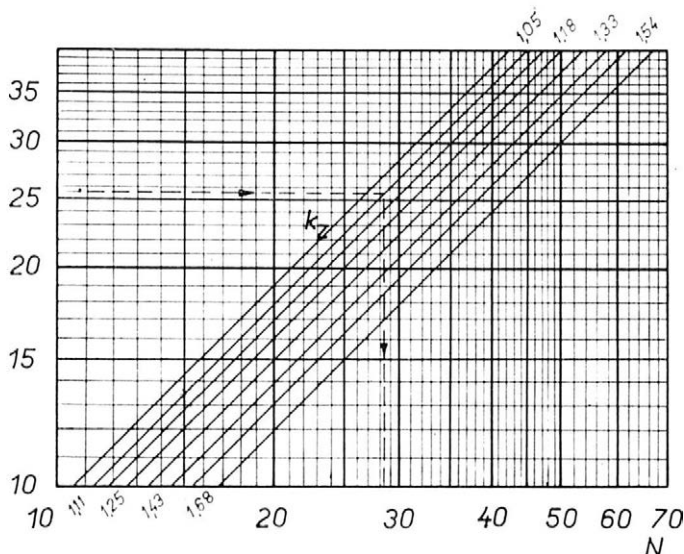
$$\psi \cdot k_z = N \quad (\text{Kčs } q^{-1}) \quad (9)$$

dostáváme přímé náklady (N) na výrobu 1 q krmiva v okamžiku před vyskladněním. K usnadnění tohoto výpočtu byl sestrojen nomogram na obr. 5.

MEZ EKONOMICKÉ EFEKTIVNOSTI

V současné době jsou silážní a senážní věže nejen u nás, ale i v zahraničí investičně nákladnější než silážní žlaby (v přepočtu na m^3 obestavěného prostoru). Přitom však nelze přehlédnout, že se zvětšováním objemu věží klesají jejich měrné investiční náklady;

5. Výpočet přímých nákladů na výrobu 1 q ψ krmiva v okamžiku před vyskladněním



právě podmínky socialistického zemědělství poskytují předpoklady pro uplatnění této výhody. V tomto směru dospěly výzkumné práce zatím nejdále v NDR, kde již je vybudována experimentální věž o objemu téměř 4000 m³ (průměr 15 m, výška 22 m), jejíž měrné investiční náklady se značně přiblížily měrným investičním nákladům silážních žlabů.

Vycházíme však z předpokladu, že měrné investiční náklady silážních věží jsou vyšší než měrné investiční náklady silážních žlabů. Naproti tomu však můžeme s jistotou očekávat, že za jinak stejných podmínek proběhne konzervační proces ve věžích s menšími ztrátami než v silážních žlabech. Je možné tedy položit otázku, jak velký musí být rozdíl konzervačních ztrát ve prospěch silážních věží, aby se přímé náklady na výrobu konzervované píce ve věžích a silážních žlabech sobě rovnaly.

Označíme-li

N_v — přímé náklady na výrobu 1 q krmiva v silážní věži (Kčs q⁻¹)

N_z — přímé náklady na výrobu 1 q krmiva v silážním žlabu (Kčs q⁻¹)

potom je tedy úkolem vyřešit podmínky, při kterých bude

$$N_v = N_z \quad (10)$$

Tento stav může být nazván mezi ekonomické efektivnosti, neboť investičně nákladnější skladovací prostor se při něm z hlediska přímých nákladů na výrobu konzervované píce vyrovná prostoru investičně méně nákladnému zejména tím, že umožňuje konzervaci píce s nižšími ztrátami.

Zavedeme-li dále značení

ψ_v — přímé náklady na píce v okamžiku uložení do silážní věže (Kčs q⁻¹)

ψ_z — přímé náklady na píce v okamžiku uložení do silážního žlabu (Kčs q⁻¹)

přičemž veličiny ψ_v a ψ_z lze vypočítat podle rovnice (8)

a

k_{zv} — koeficient, vyjadřující konzervační ztráty v silážní věži

k_{zz} — koeficient, vyjadřující konzervační ztráty v silážním žlabu

potom ve shodě s rovnicí (9) zajisté platí

$$\psi_v \cdot k_{zv} = N_v \quad (11)$$

$$\psi_z \cdot k_{zz} = N_z \quad (12)$$

II. Ztráty vzniklé konzervací píce v silážních věžích a silážních žlabech

Ztráty vzniklé konzervací píce v silážních žlabech (%)	Ztráty vzniklé konzervací píce v silážních věžích (%)											
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10	1,055	1,044	1,033	1,022	1,011	1,000						
15	1,117	1,105	1,094	1,082	1,070	1,059	1,046	1,035	1,023	1,011	1,000	
20	1,187	1,175	1,163	1,150	1,137	1,125	1,112	1,100	1,088	1,075	1,063	
25	1,266	1,253	1,240	1,226	1,213	1,200	1,186	1,173	1,160	1,146	1,134	
30	1,357	1,343	1,329	1,315	1,300	1,286	1,271	1,258	1,244	1,229	1,215	
35	1,461	1,445	1,431	1,415	1,399	1,384	1,368	1,354	1,339	1,322	1,308	

Má-li být splněna podmínka, definovaná rovností (10), musí být

$$\psi_v \cdot k_{zv} = \psi_z \cdot k_{zz} \quad (13)$$

a odtud

$$\frac{\psi_v}{\psi_z} = \frac{k_{zz}}{k_{zv}} \quad (14)$$

Pro různé konzervační ztráty v silážních věžích a silážních žlabech, vyjádřené procenticky, byl poměr $\frac{k_{zz}}{k_{zv}}$ vypočítán a sestaven do tab. II. Stanovíme-li tedy poměr přímých nákladů na pici v okamžiku uložení do silážní věže a do silážního žlabu $\left(\frac{\psi_v}{\psi_z}\right)$ potom lze z tab. II přímo vyhledat nejbližší hodnotu poměru $\frac{k_{zz}}{k_{zv}}$ a tak zjistit, při jakých konzervačních ztrátách procenticky vyjádřených bude dosaženo meze ekonomické efektivity, tj. při jakých konzervačních ztrátách ve věži a ve žlabu bude z hlediska přímých nákladů na výrobu konzervované píce užití silážních věží rovnocenné silážním žlabům. Takto zjištěné hodnoty konzervačních ztrát je nutné porovnat s výsledky měření konzervačních ztrát, které jsou dnes již poměrně obsáhle rozpracovány, a tím se získá první závažný podklad pro rozhodování otázky ekonomicky výhodného typu skladovacího prostoru na objemovou pici. Před odvozením definitivního závěru v tomto ohledu by však měla být zvážena ještě některá další hlediska, na která bude poukázáno v závěrečné části této práce.

VÝPOČET EKONOMICKÉ EFEKTIVNOSTI SILÁŽNÍCH VĚŽÍ ZA SOUČASNÝCH PODMÍNEK V ČSSR

Pod pojmem ekonomická efektivnost silážních věží je třeba v tomto případě rozumět stav, kdy přímé náklady na výrobu jednotkového množství (1 q) píce v silážních věžích jsou stejné a nebo menší než přímé náklady na výrobu stejného množství stejné píce v silážních žlabech. Výsledek výpočtu, provedeného s tímto cílem, se může časem měnit přiměřeně tomu, jak se mění ceny použitých strojů, investiční náklady na skladovací prostory, úroveň mezd, náklady na opravy strojů a zařízení, životnost strojů a zařízení, náklady na hnací energii apod. Za současných podmínek lze dospět pro nejdůležitější pícniny uskladňované v silážních věžích nebo žlabech postupem v této práci objasněným k závěrům, obsaženým v tab. III. K tomu je třeba vysvětlit, že do tohoto výpočtu byla zahrnuta ocelová smaltovaná silážní věž o průměru 8,5 m, výšce 15 m a betonový monolitický silážní žlab o výšce 3 m. V obou případech je počítáno se zakrýváním povrchu píce fólií PVC, právě tak jako v obou případech je počítáno s pící krátce nařezanou.

Ztráty vzniklé konzervaci píce v silážních věžích (%)

16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1,050	1,037	1,025	1,012	1,000										
1,120	1,106	1,093	1,079	1,066	1,053	1,040	1,026	1,015	1,000					
1,201	1,186	1,171	1,157	1,143	1,129	1,115	1,100	1,086	1,072	1,058	1,043	1,029	1,015	1,000
1,292	1,276	1,261	1,245	1,230	1,215	1,200	1,184	1,169	1,154	1,138	1,123	1,107	1,092	1,076

Na základě takto zjištěného poměru $\frac{\psi_v}{\psi_z}$ můžeme z tab. II. vyšetřit, že k tomu, aby byly za daných podmínek přímé náklady na výrobu konzervované objemové píce stejné ve věžích, jako v silážních žlabech, musí být pro jednotlivé píce dosazeno v silážních věžích nižších konzervačních ztrát než v silážních žlabech o tyto hodnoty:

u silážní kukuřice o	4—5 %
u silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny o	3—4 %
u senáže o	2 %

Z Á V Ě R

Hlavním cílem této studie bylo vypracovat postup zjišťování přímých nákladů na výrobu konzervované píce v silážních věžích a silážních žlabech, aby mohlo být přiměřeně rychle stanoveno, který typ skladovacího prostoru je pro dané podmínky výhodnější.

III. Přímé náklady na výrobu konzervované píce v okamžiku uložení do skladovacího prostoru (Kčs q⁻¹)

Veličina	Druh silážované píce					
	silážní kukuřice		silážní kukuřice se zvýšeným obsahem sušiny		senáž	
	typ skladovacího prostoru					
	silážní věž	silážní žlab	silážní věž	silážní žlab	silážní věž	silážní žlab
N_{vs}	10,00	10,00	15,00	15,00	22,00	22,00
N_p	0,17	0,16	0,17	0,16	0,52	0,93
N_z	0,03	0,19	0,03	0,23	0,05	0,35
Φ	1,67	0,95	2,00	1,14	3,00	1,71
ψ	11,87	11,30	17,20	16,53	25,57	24,99
$\psi_v : \psi_z$	1,050		1,041		1,023	

Současné byly na základě současných podmínek zpracovány výpočty pro tři druhy krmiv. Z výsledků těchto výpočtů lze usuzovat, že v našich současných podmínkách může stačit jen poměrně malý rozdíl konzervačních ztrát ve prospěch silážních věží, aby bylo dosaženo stavu, při kterém jsou přímé náklady na výrobu konzervované píce stejné v silážních věžích jako v silážních žlabech. Každý větší rozdíl těchto konzervačních ztrát ve prospěch silážních věží znamená potom zdůraznění přednosti přípravy píce ve věžích ve srovnání se silážními žlaby.

Jak bylo však již naznačeno, musí být při celkovém hodnocení této otázky zváženo ještě několik dalších faktorů.

Za prvé je to skutečnost, že odběr materiálu ze silážních věží je poněkud dražší než odběr materiálu ze silážních žlabů. Tím se tedy různým způsobem projeví vliv typu skladovacího prostoru na ekonomiku krmných linek. Tato otázka bude předmětem samostatné studie.

Za druhé je třeba poukázat na to, že některá krmiva, v praxi značně rozšířená, lze skladovat a konzervovat jen v silážních žlabech. Je to především řepný chrást a cukrovarské řízky.

Dále je nutné zvážit okolnost, že do ekonomických výpočtů, obsažených v této studii, nebylo zatím možno zahrnout jeden z velice závažných faktorů, kterým je nesporně vyšší průměrná kvalita píce vyrobená v silážních věžích ve srovnání s kvalitou píce ze silážních žlabů.

Z hlediska začlenění skladovacích prostorů do krmných linek jsou silážní věže výhodnější než silážní žlaby, neboť umožňují zavedení stacionární, příp. i kontinuální krmné linky s využitím prvků automatizace a samočinné regulace, což je u silážních žlabů velice obtížné.

A konečně z důležitých faktorů celkového hodnocení silážních prostorů lze ve prospěch silážních věží uvést to, že umožňují vytvářet se stáji celek spojený manipulačními chodbami, ve kterých je obsluhovatel chráněn před vlivy povětrnosti, a tím jsou dány předpoklady pro podstatné zvýšení kulturnosti práce v živočišné výrobě.

Z výsledků rozboru přímých nákladů na výrobu píce konzervované silážováním, jakož i podle některých dalších hledisek hodnocení by tedy bylo možné odvodit závěr, že výroba silážované píce je výhodnější v silážních věžích než v silážních žlabech. Bylo by však nesprávné setrvat u tohoto závěru a nepřihlídnout k okolnostem, které jsou pro zemědělskou praxi velice závažné a které mohou často vyvolat právě opačné stanovisko.

Technologický postup silážování má dvě fáze, velice náročné na přesné dodržení stanovených termínů: ukládání materiálu do skladovacího prostoru (což se časově kryje se sklizní) a vyskladňování. Silážní skladovací prostor musí mít schopnost splnit úkoly těchto dvou fází v krátké lhůtě bez fyzicky namáhavé obsluhy. Rychlý postup plnění a vyprazdňování skladovacích prostorů je podmínkou pro zmenšení jak kvalitativních, tak i kvantitativních ztrát píce. Proto musí silážní skladovací prostor umožnit plnění a vyprazdňování stroji nebo prostředky s náležitě vysokou výkonností a vyhovující provozní spolehlivostí, a to i v tom případě, když se z různých příčin nezdaří dosáhnout při sklizni optimální úpravu materiálu (délku řezanky a obsah sušiny). Právě v tomto ohledu mají dosud silážní (senážní) věže značné nedostatky, takže může docházet nejen k podstatnému oslabení uvedených předností věží, ale i k tomu, že obliba tohoto způsobu konzervace píce v praxi nevzrůstá úměrně k potřebám naší zemědělské velkovýroby.

Konzervace a skladování píce v silážních věžích vytváří předpoklady pro všestranně lepší výsledky než konzervace a skladování píce v silážních žlabech. Avšak k tomu, aby se tyto předpoklady změnily v reálné faktory působící příznivě na rozvoj živočišné výroby, musí být podstatně zlepšeny vlastnosti strojů a zařízení pro plnění a vyskladňování silážních věží za současného snižování měrných investičních nákladů na jejich výstavbu.

Jako nejbližší, nikoliv však konečný vývojový stupeň v tomto směru by bylo možné pro naše podmínky vytýčit:

— výkonnost při plnění věži senáží	200 q h ⁻¹
— výkonnost při vybírání senáže z věží	35 q h ⁻¹
— měrné investiční náklady na věže	400 Kčs m ⁻³

Jak při plnění, tak i při vyprazdňování je třeba pod pojmem výkonnost rozumět průměrnou výkonnost dosaženou během dopravy celé náplně věže. Přitom by neměly vznikat provozní poruchy. Plnění a zejména odběr senáže musí být možný v podstatně širším rozmezí podmínek (hlavně délky řezanky), než jak je tomu dosud.

Seznam použitých znaků

Znak	Význam	Jednotky
D	průměr věže	m
N	přímé náklady na výrobu konzervované objemové píce	Kčs q ⁻¹
N_p	náklady na plnění skladovacího prostoru	Kčs q ⁻¹
N_v	přímé náklady na výrobu 1 q krmiva v silážní věži	Kčs q ⁻¹
N_z	náklady na zakrývání píce ve skladovacím prostoru	Kčs q ⁻¹
N_{ξ}	přímé náklady na výrobu 1 q krmiva v silážním žlabu	Kčs q ⁻¹
N_{t1}	investiční náklady na skladovací prostor	Kčs m ⁻³
N_{pz}	souhrn nákladů na plnění a zakrývání píce, uložené do skladovacího prostoru	Kčs q ⁻¹
N_{vs}	souhrn nákladů na vypěstování, sklizeň a dopravu píce ke skladovacímu prostoru	Kčs q ⁻¹
$N_{z\xi}$	náklady na zakrývání píce v silážních žlabech fólií PVC	Kčs q ⁻¹
N_{zs}	náklady na zakrývání píce slámou ve věžích	Kčs q ⁻¹
N_{zf}	náklady na zakrývání píce ve věžích fólií PVC	Kčs q ⁻¹
N_{zsc}	celkové náklady na zakrytí povrchu siláže ve věžích slámou	Kčs
N_{zf1}	náklady na zakrytí 1 m ³ povrchu píce ve věži fólií PVC celkem	Kčs
N_{zsf}	náklady na zakrývání píce ve věži slámou a fólií	Kčs q ⁻¹
$N_{z\xi1}$	celkové náklady na zakrytí 1 m ² povrchu píce ve žlabu fólií PVC	Kčs
h	výška vrstvy píce ve skladovacím prostoru	m
i	sazba oprav skladovacího prostoru	rok ⁻¹
k	součinitel využití skladovacího prostoru	rok ⁻¹
z	životnost skladovacího prostoru	rok
k_z	koefficient konzervačních ztrát	
k_{zv}	koefficient vyjadřující konzervační ztráty v silážní věži	
$k_{z\xi}$	koefficient vyjadřující konzervační ztráty v silážním žlabu	
γ'	objemová hmotnost materiálu ve skladovacím prostoru	q m ⁻³
ψ_v	přímé náklady na píci v okamžiku uložení do silážní věže	Kčs q ⁻¹
ψ_{ξ}	přímé náklady na píci v okamžiku uložení do silážního žlabu	Kčs q ⁻¹

Došlo dne 9. 2. 1972

Техническо-экономическое изучение силосохранилищ

Путем техническо-экономического анализа прямых расходов, затраченных на производство силоса (сенажа) в силосных башнях и силосных траншеях было установлено, что в условиях ЧССР достаточна сравнительно небольшая разница в потерях во время консервирования в пользу силосных башен для достижения положения, при котором прямые расходы на производство консервированных кормов будут аналогичны как для силосных башен,

так и для силосных траншей. Действительная, достигнутая в практике разница в потерях при консервировании однако более высокая, что с точки зрения прямых расходов на производство силоса подчеркивает преимущества приготовления кормов в силосных башнях по сравнению с силосными траншеями.

Это важное благоприятное свойство силосных башен до сих пор сравнительно мало подчеркивалось, в то время как некоторые другие, с точки зрения сельскохозяйственного крупного производства бесспорно важные преимущества силосных башен, в настоящее время уже общеизвестны.

Строительство силосных башен в практике продвигается гораздо медленнее, чем предполагали бы их указанные хорошие свойства. Причина этого заключается прежде всего в том, что машины и оборудование для загрузки и разгрузки силосных башен до сих пор не удовлетворяют потребности сельскохозяйственных предприятий, а именно, из-за их низкой производительности и из-за плохой эксплуатационной надежности. Недостатком силосоразгрузчиков является еще то, что их работа обусловлена весьма короткой сечкорезкой.

Благодаря оценке силосных (сенажных) башен с точки зрения современных условий можно прийти к выводу, что они предоставляют всесторонне лучшие условия для консервирования кормов, чем силосные траншеи. Для того, чтобы эти условия стали реальными факторами, должны быть в значительной мере усовершенствованы как машины для наполнения, так и особенно машины, предназначенные для разгрузки материала из башни.

Technico-Economic Study on Silage Storage-Rooms

By means of a technico-economic analysis of the direct costs of the production of silage (haylage) in tower and pit silos we have found that, under the present conditions existing in Czechoslovakia, a comparatively small difference in the losses suffered in the preservation of silage in favour of silo towers may be sufficient for the reaching of a situation in which the direct costs for the production of preserved fodder would be the same in silo towers and in silo pits. However, the difference in the losses suffered in the preservation of fodders in the practice is greater, which, from the point of view of the direct costs of the production of silage, stresses the advantage of the preparation of fodder in towers compared with its preparation in silo pits.

Hitherto this important favourable property of silage towers has been stressed comparatively only very little, whereas some other, from the point of view of agricultural mass production doubtlessly important advantages of silo towers, are generally known today.

However, the construction of silo towers in the practice progresses substantially more slowly than would correspond to their mentioned good properties. The reason for this is above all the fact that the machines and devices for the filling and emptying of silo towers still do not meet the demands of agricultural enterprises, and that both because of their small output and because of their inferior reliability of operation. A disadvantage of the extracting devices is also the fact that their effective activity requires a very short cutting of the fodder.

By means of an evaluation of the silage (haylage) towers from the point of view of the present conditions it is possible to conclude that they provide generally better conditions for the preservation of fodder than do silage pits. However, to make these conditions real factors, it will be necessary to substantially improve the machines both for the filling and, particularly, for the extracting of materials from these towers.

Technisch-ökonomische Studie über die Silolagerräume

Durch technisch-ökonomische Analyse von Direktkosten für die Gärfutter-(Gärheu-)bereitung in Turm- und Langsilos haben wir festgestellt, daß in den gegenwärtigen Bedingungen der ČSSR nur ein relativ geringer Unterschied der bei der Konservierung auftretenden Verluste zugunsten der Silotürme ausreicht, um den Stand zu erzielen, wo die Direktkosten für die Produktion des konservierten Futters die gleichen in Silotürmen so wie in Langsilos vorliegen. Der tatsächliche, im praktischen Einsatz erzielte Unterschied der Konservierungsverluste ist jedoch größer, was aus der Sicht der Direktkosten für die Gärfutterbereitung die Überlegenheit der Gärfutterbereitung in Turmsilos im Vergleich mit den Langsilos unterstreicht.

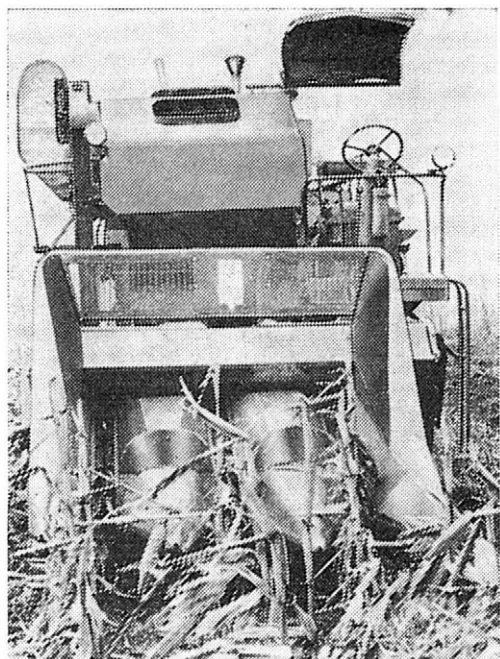
Diese schwerwiegende günstige Eigenschaft der Silotürme wurde bis jetzt ziemlich wenig betont, während einige weitere, aus der Sicht der landwirtschaftlichen Großproduktion fraglos wichtige Vorzüge der Turmsilos heutzutage bereits allgemein bekannt sind.

Der Aufbau von Silotürmen in der Praxis schreitet jedoch wesentlich langsamer fort, als es den erwähnten guten Eigenschaften entsprechen würde. Der Grund dafür besteht vor allem darin, daß die Silobeschickungs- und -entnahmegeräte bisher den Bedürfnissen von landwirtschaftlichen Betrieben nicht gerecht werden, einerseits infolge der geringen Leistung, andererseits infolge der schlechten Betriebssicherheit. Als Mangel der Entnahmegeräten gilt überdies auch der Umstand, daß deren Tätigkeit durch sehr kurzes Häckselgut bedingt wird.

Durch die Einschätzung der Silo-(Heu-)türme vom Gesichtspunkt der gegenwärtigen Bedingungen kann man zur Schlußfolgerung gelangen, daß sie im Vergleich zu Langsilos allseitig bessere Bedingungen für die Futterkonservierung bieten. Um allerdings diese Bedingungen zu reellen Faktoren zu machen, müssen sowohl Silobeschickungsgeräte als auch vor allem Siloentnahmeanlagen wesentlich vervollkommen werden.

Adresa autora:

Ing. Josef Blažek, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy



Adaptér PC-3

Sklizňové zařízení na kukuřici PC-3 sloužící ke sklizení a transportu kukuřičných palic do mlátiček kombajnů, kde se kukuřičná zrna drhnou a čistí.

Provozní parametry adaptéru, jako velká nastavitelná pracovní šířka (2,1—2,7) a vysoký stupeň provozní spolehlivosti, zvyšují produktivitu a adaptér se stává nepostradatelným pomocníkem při sklizni kukuřice.

Agromachinaimpex



Vývozce: StHU Agromachinaimpex Bulharsko Sofia, Aksakovova 5
telefon: 88 53 25 dálnopis: 022 563

Další informace si vyžádejte na Bulharské obchodní misi, Praha I,
Krakovská 6, ČSSR

ROVNICE PRO VÝPOČET VÝKONNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH SOUPRAV V POLNÍ VÝROBĚ A JEJÍ ÚPRAVY

631.3.001.1 631.3.004.1 631.3.883

Současný vývoj v zemědělské mechanizaci dává možnost předpokládat přechod k užší specializaci i v polní výrobě. Specializace polní výroby ovlivňuje efektivnost použití zemědělských souprav a snižuje investiční náklady do strojů v přepočtu na jeden hektar.

Specializace v polní výrobě a kooperace mezi několika zemědělskými podniky dovoluje, aby zemědělské traktory vykonávaly pouze jednu operaci. Takový stav by byl optimálním a práce spojené se seřizováním souprav by se zcela eliminovaly, nebo snížily na minimální míru. Socialistická velkovýroba vytváří postupně předpoklady pro zavedení specializace i do používání zemědělských polních souprav. V současné době některé velké zemědělské podniky používají speciální zemědělské soupravy, ve kterých energetický zdroj (nejčastěji traktor) pracuje v agregaci pouze s určitým nářadím nebo strojem. Tento způsob využívání souprav

Je-li limitujícím faktorem výkonnosti soupravy energetický zdroj, upravuje se předcházející rovnice následovně:

$$W = 27 \cdot \frac{P_h}{\kappa} \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (2)$$

kde: κ — měrný odpor soupravy ($\text{kp} \cdot \text{m}^{-1}$)

R_s — odpor soupravy (kp)

F_h — tahová síla (kp)

Rovnice (2) je odvozena z rovnice (1), a to tak, že za B_p dosazujeme $\frac{R_s}{\kappa}$. Zadáváme se podmínkou, že $F_h = R_s$ a $V_p = \text{konst.}$

Rovnice (2) ukazuje na další dva činitele omezující výkonnost soupravy.

Výkonnost soupravy je tedy přímo úměrná

snížení nároky na pracovní síly a zvyšuje podíl času hlavního. Kooperační snahy v československém zemědělství budou kladně ovlivňovat ekonomiku použití souprav, a to bez nároků na pracovní síly.

Známa rovnice pro výpočet hodinové výkonnosti zemědělské soupravy v polní výrobě ukazuje, že výkonnost (W) je přímo závislá na pracovní rychlosti (V_p) a pracovním záběru soupravy (B_p). Tyto dvě veličiny v sobě zahrnují výrobní podmínky té či oné oblasti

$$W = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (1)$$

tahovému výkonu P_h a nepřímo je úměrná měrnému odporu soupravy κ .

Specializace dovedená až k polním soupravám zjednodušuje určení technických možností soupravy. Porovnání ekonomických ukazatelů soupravy s agrotechnickými požadavky je možné vyjádřit dvěma hyperbolami.

HYPERBOLA VYJADŘUJÍCÍ LIMITNÍ VÝKONNOST PRO KONSTANTNÍ HODNOTY A a $\tau \cdot T_r$

Z obr. 1 je možné zjistit výkonnost soupravy, která zůstává stejná za předpokladu, že rychlost soupravy i její záběr bude ohraničen křivkou $B_p^A = f(V_p)$.

Křivka byla sestavena na základě rovnice:

$$B_p^A = \frac{A}{0,1 \cdot V_p \cdot \tau \cdot T_r} \quad (\text{m}), \quad \text{tj. } B_p^A = \frac{k}{V_p} \quad (\text{m}) \quad (3)$$

kde: T_r — agrotechnická lhůta (h)

B_p^A — pracovní záběr soupravy (m)

A — plocha ročně obdělávaná soupravou (ha)

V_p — pracovní rychlost soupravy ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)

τ — součinitel využití času T_r

Tato rovnice v sobě zahrnuje agrotechnickou lhůtu na práci T_r a zakreslenou křivkou považujeme za limitní z hlediska agrotechnického. Jelikož jednotlivé práce nebo operace v polní výrobě nemají stejné agrotechnické lhůty, je nez-

bytné pro každou práci sestavit samostatnou křivku.

Můžeme tedy říci, že k nabývá různé hodnoty pro jednotlivé práce.

ODVOZENÍ ROVNICE (7) PRO SKLÍZECÍ MLÁTIČKU

Žací mlátička, jako každý stroj, má omezenou životnost. Máme-li určit roční odpisy z pořizovací ceny, musíme znát délku životnosti. Je také nutné znát roční náklady (průměrné) na udržení žací mlátičky v provozu. Zadáme-li

podmínku, že odpisy i udržovací náklady se musejí vrátit zemědělskému podniku za čas T_r , můžeme napsat:

$$S_c - S_v = 0 \quad (4)$$

kde: S_c — roční odpisy a náklady na udržení žací mlátičky v provozuschopném stavu (Kčs)
 S_v — finanční prostředky získané za čas T_r , které kryjí hodnotu S_c (Kčs)

$$S_c = B^e \cdot C \quad (\text{Kčs}) \quad (5)$$

$$S_v = \frac{A}{0,1 \cdot B^e \cdot V_p \cdot \tau} \cdot P \quad (\text{Kčs}) \quad (6)$$

$$B^e = \sqrt{\frac{A}{0,1 \cdot V_p \cdot \tau} \cdot \frac{P}{C}} \quad (\text{m}) \quad (7)$$

$$B^e \cdot C - \frac{A}{0,1 \cdot B^e \cdot V_p \cdot \tau} \cdot P = 0 \quad (7a)$$

kde: C — cena jednoho metru pracovního záběru (Kčs $\cdot \text{m}^{-1}$)
 (v této ceně je obsažena pořizovací hodnota i udržovací náklady)

B^e — konstrukční záběr žací mlátičky (m)

$T_r^e = \frac{A}{0,1 \cdot B^e \cdot V \cdot \tau}$ — počet hodin odpracovaných v agrolhůtě T_r za čas T_{08} (h)

P — cena jedné hodiny práce (Kčs $\cdot \text{h}^{-1}$)

Rovnici (7) je možné vyjádřit také takto:

$$B^e = \sqrt{\frac{k_1}{V_p}} \quad (\text{m}). \text{ Průběh křivky } B^e = f(V_p)$$

bude odlišný od průběhu křivky $B_p^A = f(V_p)$. Průsečík obou křivek je minimem pro výběr V_p .

Rovnice (7) zahrnuje v sobě ukazatele technicko-ekonomického charakteru a z hlediska výrobního je podřízena rovnici (3). Opět je třeba sestavit křivku pro každou operaci, někdy i oblast zvlášť, a to pro různé hodnoty

$$A \text{ a } \frac{P}{C}.$$

Hyperbola zakreslená do obr. 1 podle závislosti $B^e = f(V_p)$ je pomocnou křivkou, podle které zjišťujeme, bude-li práce provedena v agrolhůtě.

Je-li křivka $B^e = f(V_p)$ nad křivkou $B_p^A = f(V_p)$, je práce provedena včas. Vysoké hodnoty $\frac{P}{C}$ mají největší vliv na plnění agronomických požadavků, protože vyjadřují momentální schopnost nasazení v „m $\cdot \text{h}^{-1}$ “.

Počet hodin agrolhůty T_r se zjišťuje pro jednotlivé zemědělské podniky a operace tam, kde se podniky specializují. Také u speciálních strojů v polní výrobě je T_r veličinou známou (např. u žacích mlátiček, sklizečů bavlny, čajových výhonků atp.) Výměra, která připadá na

jednu soupravu a součinitel využití času, je pro známý podnik a soupravu veličinou, kterou je možné považovat za konstantní.

Měrná cena C a cena odpisové hodiny P je pro známý stroj známou veličinou. Můžeme tedy vykreslit dvě hyperboly pro obě podmínky. Pro splnění agronomických podmínek platí, že $B^e \geq B_p^A$.

Grafické vyjádření rovnic 3, 7a, 8 je na obr. 1.

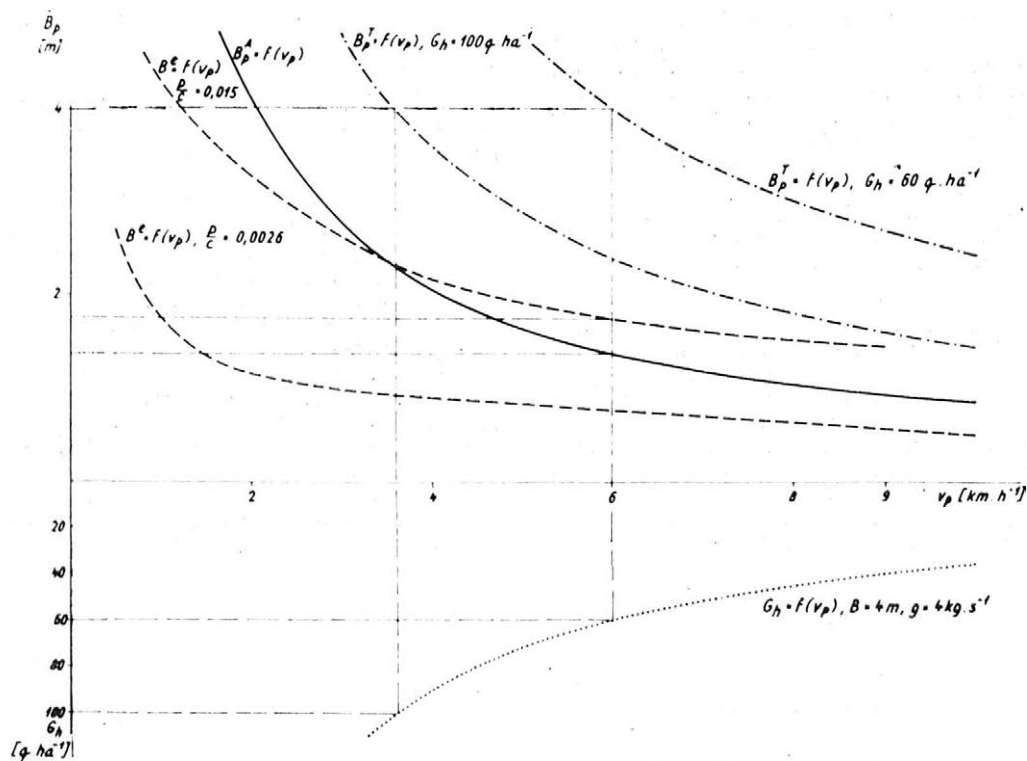
Průsečík hyperbol představuje minimální pracovní rychlost a tomu odpovídající pracovní záběr, a to pro určitou hodnotu A a $\frac{P}{C}$. Hodnota $\frac{P}{C}$ ukazuje na počet metrů B_p , které zemědělský podnik má k okamžitému nasazení.

Je-li poměr $\frac{P}{C}$ vysoký, jsou podmínky agrotechnické splněny a hyperbola $B^e = f(V)$ bude z velké části ležet nad hyperbolou $B^A = f(V)$, která představuje limitní hranici, pod kterou není možné jít v zájmu dodržení požadavků agronomie. Na obrázku je také znázorněna závislost

$$B_p^T = \frac{360q}{V_p \cdot G_h} \quad (\text{m}) \quad (8)$$

kde: q — hlnost mlátičky (kg $\cdot \text{s}^{-1}$)

G_h — je výnos obilní hmoty (q $\cdot \text{ha}^{-1}$)



1. Grafické řešení závislosti pracovního záběru a přísunu obilní hmoty na rychlosti
 $A = 75 \text{ ha}$, $\tau = 0,6$, $T_r = 150 \text{ h} \cdot \text{sez}^{-1}$, $q = 4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

T. P.					
$k_1 = 24$		$k_1 = 14,4$	A. P.		E. P.
$G_h = 60$		$G_h = 100$	$k = 8,33$	$\frac{p}{c} = 0,0026$	$\frac{p}{c} = 0,015$
B	V_p	V_p	V_p	V_p	V_p
0,5	48,00	28,80	16,70	10,00	—
1,0	24,00	14,40	8,33	3,00	—
1,5	16,00	9,60	5,50	1,25	8,35
2,0	12,00	7,20	4,16	1,00	4,65
2,5	9,60	5,75	3,33	0,26	3,25
3,0	8,00	4,80	2,78	—	2,35
3,5	6,85	4,10	2,38	—	1,70
4,0	6,00	3,60	2,08	—	1,25
4,5	5,30	3,20	1,85	—	—
5,0	4,80	2,88	1,66	—	—

Jestliže má být přísun obilní hmoty do mlátičho ústrojí konstantní, musí být jmenovatel rovnice, tj. $V_p \cdot G_h = \text{konst.}$ Udržení konstantního přísunu do mlátičky je závislé na rychlosti sklizňového stroje V_p a hektarovém výnosu obilní hmoty G_h . Ovlivnit můžeme pouze velikost pracovní rychlosti. Je zcela pochopitelné, že při vysokých hektarových výnosech bude změna pojezdové rychlosti blízká určité, poměrně nízké, hodnotě. Ztráty způsobené odpozem valení budou malé.

Graf čteme takto: je-li hektarový výnos obilní hmoty $60 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}$, vedeme rovnoběžku ze stupnice G_h s osou rychlosti a z průsečíku s křivkou $G_h = f(V_p)$ vedeme kolmici ke stupnici rychlosti; z průsečíku této kolmice s křivkou $B_p^T = f(V_p)$ pro $G_h = 60 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}$ vedeme opět rovnoběžku s osou rychlosti do stupnice B_p , kde odečteme potřebný pracovní záběr soupravy. Průsečík s osou rychlosti udává optimální rychlost soupravy. Je možné postupovat obráceně, tj. od známého B_p .

$$\frac{P}{C} = \frac{B^e}{T_r^e} \quad (\text{m} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (9)$$

$$P = \frac{S_c}{T_r^e} \quad (\text{Kčs} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (10)$$

Úprava rovnice pro výpočet hodinové výkonnosti souprav v polní výrobě spočívá v následujícím:

- 1) Upravení rovnice pro roční výkonnost

$$A = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_r \cdot \tau \quad (\text{ha})$$

tak, aby proměnnou byla pracovní rychlost a pracovní záběr.

- 2) Zavedením do rovnice roční výkonnosti nového parametru $\frac{P}{C} (\text{m} \cdot \text{h}^{-1})$ získáme rovnici:

$$B^e = \sqrt{\frac{A}{0,1 \cdot \tau \cdot V_p} \cdot \frac{P}{C}} \quad (\text{m})$$

$$\text{tj. } A' = (B^e)^2 \cdot 0,1 \cdot \tau \cdot V_p \cdot \frac{C}{P} \quad (\text{ha})$$

$$A' \geq A$$

Úpravou rovnice hodinové výkonnosti bylo umožněno nacházet vhodný rozsah rychlostí a záběru soupravy z hlediska ekonomického. Spadá-li tento rozsah rychlostí a záběru i do agronomických požadavků, je souprava vybrána dobře. Každý zemědělský podnik by měl před nákupem nové soupravy uskutečnit výpočet podle této metody, která dostatečně přesně vymezí vhodnou pracovní rychlost. Žací mlátičky mají nejčastěji konstantní konstrukční záběr. Omezuje se tedy řešení pouze na pracovní rychlost.

Je-li zemědělskému podniku známa výměra, jakou má žací mlátička za rok sklídit, pracovní záběr, délka agrotechnické lhůty v hodinách, součinitel využití času a měrná cena stroje, zjistí se minimální pracovní rychlost během 10 až 15 minut.

Cenu jedné hodiny práce žací mlátičky zjistí-

Stejný postup je i při hektarovém výnosu $100 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}$. Křivka $B^e = f(V_p)$ pro $\frac{P}{C} = 0,0026$ leží pod křivkou $B_p^A = f(V_p)$ a nejsou tedy v tomto případě plněny agronomické požadavky na sklizeň obilovin. Křivka $B^e = f(V_p)$ pro $\frac{P}{C} = 0,015$ se protíná s křivkou $B_p^A = f(V_p)$ a všechny vyšší rychlosti, než jsou vymezeny průsečíkem, zkracují čas k vykonání práce. Průsečík obou křivek ukazuje tedy na minimální rychlost, která splní požadavky agronomie z hlediska doby trvání sklizňových prací. Dále je z obrázku zřejmé, že vyšší hektarový výnos obilní hmoty než $100 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}$ by představoval (při uvedené hltnosti a záběru) porušení ekonomických i agronomických požadavků, protože by kombajnér musel přejít na rychlosti nižší, než jsou vymezeny průsečíkem hyperbol.

Další úprava rovnice pro výpočet výkonnosti polních souprav spočívá v úpravě rovnic č. 5 a 6.

me podle rovnice (8) $P = \frac{S_c}{T_r^e} (\text{Kčs} \cdot \text{h}^{-1})$.

Rovnice (7a) představuje hyperbolu jiného průběhu než hyperbola sestavená podle rovnice (3). Tyto dvě hyperboly se tedy nemohou křýt a jejich průsečík je minimální podmínkou pro výběr pracovní rychlosti.

Vyšší rychlosti jsou předpokladem včasného splnění agrotechnické lhůty. Je-li od průsečíku vpravo ještě oblast rychlostí vhodných pro uvažovanou operaci, je tedy správné použít rychlosti vyšších.

Jednoduchost v sestavování grafu umožňuje, aby technický personál zemědělských podniků prověřil tímto způsobem skutečnost, která je v současné době v provozních podmínkách a zjednal nápravu, nejsou-li plněny agro-ekonomické podmínky u používaných strojů.

Andert A.: Optimální konstrukční výkonnost mobilních i stacionárních agregátů pro minimální měrnou spotřebu energie	461
Grečenko A.: Teorie pohybu kola s pneumatikou po měkkém terénu při působení hnací a boční síly	481
Blažek J.: Technicko-ekonomická studie o silážních skladovacích prostorech	499
Studie	
Oubrecht J.: Rovnice pro výpočet výkonnosti zemědělských souprav v polní výrobě a její úpravy	513

СОДЕРЖАНИЕ

Андерт А.: Оптимальная конструкционная производительность мобильных и стационарных агрегатов для минимальной удельной затраты энергии (478). — Греченко А.: Теория движения колеса с шиной по мягкому грунту под воздействием движущей и боковой сил (496). — Блажек Й.: Техническо-экономическое изучение силосохранилищ (509).

CONTENT

Andert A.: The Optimum Constructional Performance of Mobile and Stationary Aggregates for a Minimum Specific Power Consumption (479). — Grečenko A.: The Theory of Motion of the Wheel with Tyre on Soft Ground under the Effect of the Thrust and Lateral Force (496). — Blažek J.: Technico-Economic Study on Silage Storage-Rooms (510).

INHALT

Andert A.: Optimale konstruktionsmäßige Leistung von ortsbeweglichen und ortsfesten Aggregaten für den minimalen spezifischen Energieverbrauch (479). — Grečenko A.: Theorie der Bewegung eines bereiften Rades auf weichem Gelände bei der Einwirkung der Trieb- und Seitenkraft (497). — Blažek J.: Technisch-ökonomische Studie über die Silolagerräume (510).

TABLE DES MATIÈRES

Andert A.: Puissance optima de construction des groupes de machines mobiles et stationnaires en vue de la consommation minima de l'énergie spécifique (480). — Grečenko A.: Théorie du mouvement de la roue, équipée de pneu, sur le terrain mou dans les conditions d'action de la propulsive et latérale (498). — Blažek J.: Etudes techniques et économiques relatives aux espèces de stockage destinés à l'ensilage (Res. An, A1/510).

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