

Ing. František V e v e r k a, VÚHU

K problematice výkonnosti a rozpojitelnosti rýpadel řady TC 2

Převážná většina prací, zabývajících se spolehlivostí technologických celků s pásovou dopravou, se orientuje především na zjišťování vnitřní /vlastní/ spolehlivosti a spolehlivosti používání /pohotovost, udržitelnost/, vyjadřované buď pravděpodobnostními parametry, hustotou funkcí /např. intenzity poruch/ či analýzou časových využití. V současné době lze hovořit o srovnatelném časovém využití některých TC 2 s obdobnými celky v zahraničí, ale roční výkonnost může být odlišná. Na první pohled se může výkonnost TC vztahovat k rozpojitelnosti dobývaného materiálu, ale tímto zjednodušením nelze ani prokázat přímou úměru mezi snadno rozpojitelným materiálem a absolutním ročním výkonem TC.

Z tohoto důvodu je nutno v problematice komplexní spolehlivosti věnovat pozornost především dobývacímu stroji, který spoluvytváří pracovní podmínky pro návazná zařízení, tj. dálkovou pásovou dopravu /DPD/ a zakladač. V rámci TC 2 je typovým dobývacím strojem KU 800. Od počátečního vývoje proběhla řada konstrukčních úprav m.j. i dobývacích orgánů, jejichž základní parametry jsou odvozovány z požadované výkonnosti.

Nepovažuji za nutné uvádět výčet všech úprav na dobývacím orgánu, ale z vyhodnocování provozních měření vyplývá, že:

- naměřené hodnoty střední měrné rozpojovací síly nepřekračují hodnoty teoretické, v průměru jsou o 40 + 70 % nižší /prováděno nepřímou metodou VÚHU/,
- hodnoty technické výkonnosti jsou obvykle nižší, než přísluší teoretické rozpojovací schopnosti stroje,

- okamžité výkonnostní špičky značně překračují teoretickou výkonnost,
- závislosti technické výkonnosti a naměřené střední měrné rozpojovací síly pro různé typy dobývaných hornin a prováděné rekonstrukce rýpadel mají nahodilý charakter.

Na tomto místě bude vhodné uvést, že:

- teoretická výkonnost kolesových rýpadel vychází z výpočtu

$$Q_{th} = 60 \cdot n_v \cdot V_f \quad /m^3 \cdot s \cdot h^{-1}/,$$

kde: n_v počet výsypů $/min^{-1}/$,

V_f ... jmenovitý obsah výsypu $/m^3/$.

Jmenovitý obsah výsypu je jednoznačně určován u komorových koles

$$V_f = V_K,$$

kde: V_K ... obsah korečku $/m^3/$

a rozdílně u bezkomorových koles, kde se k obsahu korečku přičítá část obsahu mezikruží, podle zvyklostí výrobců;

- technická výkonnost se stanovuje z rovnice

$$Q_{tech} = h \cdot s \cdot b \cdot n_v \cdot 60 \quad /m^3 \cdot rz \cdot h^{-1}/,$$

kde: h /m/ ... výška třísky,

s /m/ ... tloušťka třísky,

b /m/ ... šířka třísky,

n_v $/min^{-1}/$... počet výsypů.

Technická výkonnost rýpadel je obecně funkcí parametrů třísky a funkcí rozpojovacího odporu hornin.

Teoretická výkonnost závisí pouze na konstrukci dobývacího orgánu, ale nejednotným výkladem o podílu mezikruží na jmenovitém obsahu výsypu má pouze smluvní charakter. To po-

tvrzují krátkodobé výkonnostní špičky, registrované při prvotních měřeních.

Technická výkonnost je poplatná nastavovaným parametrům třísky - jinými slovy - závisí na řidiči rýpadla a je závislá na výkonu pohonu kola. Měření potvrdila, že může být vyšší než výkonnost teoretická.

Skutečností je, že rozpojovací odpor nevyjádřuje pouze vlastností samotné horniny, ale i řezných orgánů a navíc je závislý na nastavovaných parametrech třísky.

Ověřování rypných odporů /sil/ v ČSSR vychází z měření příkonů motorů pohonu kola za současného měření parametrů třísek a výpočet je prováděn dle normy ČSN 27 7013.

Stávající provozní měření a jejich vyhodnocení ukazují, že pro dobývací podmínky SHD /nehomogenita nadloží, plochy diskontinuity atd./ použití normy ČSN 27 7013 není příliš vhodné a stálo by za úvahu revidovat příslušné články.

Určování střední měrné rypné síly se opírá o předpoklady, že:

- střední délka řezných hran

$$l_n = \frac{z_k}{2\pi} \left[\gamma_b + 13 \frac{\gamma}{\pi} - 0,425 / s + 0,7 r_n / \right] \quad /m/$$

- optimální poměr tloušťky třísky s k šířce třísky b

$$s/b_{opt} = \frac{\gamma}{\frac{3\gamma}{\pi} - 0,425} = 1,45 = \text{konst.}$$

- rozpojovací úhel

$$\gamma = \frac{\pi}{2}$$

- výška lávky

$$h = \frac{D}{2}$$

z_k ... počet korečků,
 D ... průměr koleasa /m/,
 r_n ... poloměr zakřivení korečku /m/.

Za uvedených předpokladů je normován vztah pro střední měrnou rypnou sílu

$$F_{Mp\ stř} = \frac{232 \cdot N_{ck\ stř} \cdot 0,981}{\sqrt{Q_t \cdot D \cdot n_v} + 1,59 \cdot D \cdot n_v \cdot r_n} \quad /kNm^{-1}/,$$

kde: $N_{ck\ stř}$... střední příkon pohonu koleasa /kW/
 Q_t technická výkonnost /m³ r.z.h⁻¹/,
 D průměr koleasa /m/,
 n_v počet výsypů /min⁻¹/,
 r_n poloměr zakřivení korečku /m/,
 η celková účinnost pohonu koleasa.

Uvedený vztah vychází ze základní rovnice

$$F_{Mp\ stř} = \frac{P_{ck\ stř}}{v_k \cdot l_n},$$

kde: $P_{ck\ stř}$... střední výkon koleasa /kW/,
 v_k obvodová rychlost koleasa /ms⁻¹/,
 l_n střední délka řezných hran /m/.

Určování střední měrné rozpojovací síly vychází z výše uvedených vztahů s tím rozdílem, že se od výkonu koleasa odečítá část výkonu nutného pro zdvih dobývaného materiálu.

Zdvihový výkon je určen vztahem:

$$P_{zd} = \frac{Q_{tech} \cdot D_k \cdot \rho_r \cdot g \cdot 0,65}{3\ 600} \quad /kW/,$$

kde: Q_{tech} ... hodinová technická výkonnost /m³ r.z.h⁻¹/,
 D_k průměr koleasa /m/,
 g tíhové zrychlení /ms⁻²/,
 ρ_r měrná hmotnost rostlé zeminy /tm⁻³/.

Střední měrná rozpojovací síla dle normy ČSN 27 7013:

$$F_{MR} = \frac{1232 N_{ck} - Q_{tech} D_k / \cdot 0,981}{\sqrt{Q_{tech} \cdot D_k \cdot n_v + 1,59 n_v r_n D_k}} \quad /kNm^{-1}/,$$

N_{ck} ... příkon pohon kola

/kW/

n_v ... počet výsypů

/min⁻¹/

r_n ... poloměr zaoblení korečků

/m/

Q_{tech} ... výkonost rýpadla v rostlé zemině

odpovídající příslušné měrné rypné síle /m³ rz · h⁻¹/.

Vzorec platí při těchto podmínkách:

měrné hmotnosti horniny v rostlém stavu

$$\rho_r = 2,2 \text{ tm}^{-3},$$

zdvižové výšce kola

$$h_z = 0,65 D_k,$$

celkové účinnosti pohonu

$$\eta_c = 0,9,$$

výšce lávky

$$h_l = \frac{D_k}{2},$$

optimální poměr $\frac{s}{b}$

$$\frac{s}{b} = 1,5.$$

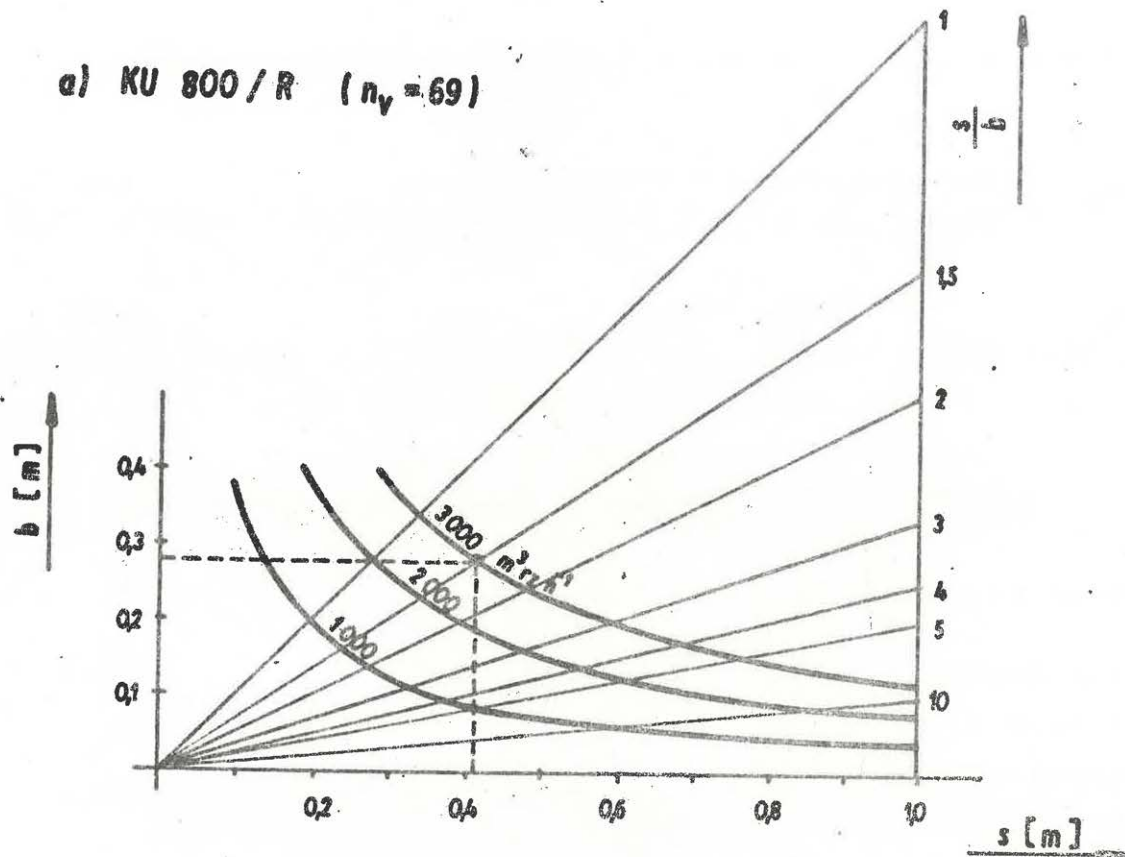
Z porovnávání dobývacích strojů různých typů a výkonosti na základě provozních měření vyplývá, že problematika rypných odporů je závažnější u strojů vyšších výkonosti.

Na obr. č. 1 je znázorněn průběh výkonosti ve vztahu k rozměrům třísky pro rýpadla KU 800/R / $D_k = 12,5 \text{ m}$; $n_v = 69/$ a K 800 / $D_k = 0,5 \text{ m}$; $n_v = 40/$.

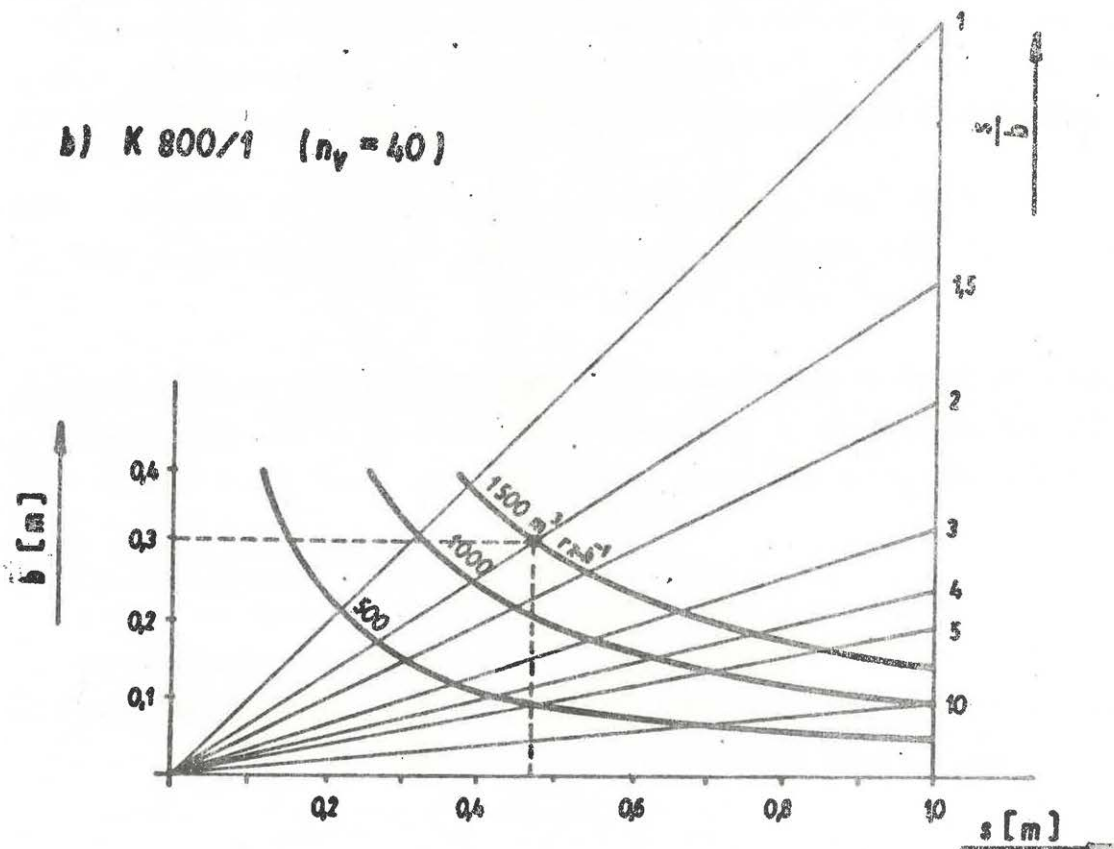
Provozní měření rypných odporů rýpadel KU 800 vesměs prokazují, že poměr $s : b$ bývá v rozmezí 2 a 15. U rýpadel K 800 jsou obvyklá měření, kdy poměr $s : b$ je i menší než 1.

Z hlediska výkonosti není poměr rozměrů třísky do jisté míry tak důležitý. Podstatnější je vliv tohoto poměru na střední délku řezných hran, která při konstantní rozpojovací síle ovlivňuje příkon pohonu kola.

a) KU 800/R ($n_v = 69$)



b) K 800/1 ($n_v = 40$)



Na obr. č. 2 jsou vyneseny závislosti střední měrné rozpojovací síly, příkonu kola a výkonnosti rýpadel obou výše uvedených typů podle vztahu, který platí za předpokladů již dříve uvedených. Možnost nastavování rozměrů třísek je v tab. č. 1, která při konfrontaci s obr. č. 2 dokumentuje při menších výkonnostech rýpadla KU 800 R téměř 100 % rozdíly měrné rozpojovací síly a při výkonnosti blízko jmenovitých hodnot cca 25 + 30 %.

Tabulka č. 1

KU 800/R

Q_t /výkonost/ /m ³ rz.h ⁻¹ /		3000	2000	1000
$\frac{s}{b}$		1,5 + 8,33	1,5 + 12,5	1,5 + 22
s	/m/	0,415 + 1	0,34 + 1	0,235 + 1
b	/m/	0,28 + 0,12	0,23 + 0,08	0,153 + 0,045
$L_{n \text{ stf}}$	/m/	2,65 + 3,55	2,27 + 3,40	1,72 + 3,27
$F_{MR \text{ stf}}$ /kNm ⁻¹ /	<u>Pro příkon:</u>			
	1250 kW	122 + 91	150 + 100	208 + 109
	1000 kW	94 + 70	117 + 78	164 + 86,5
	750 kW	66 + 49	84 + 56	120 + 63,5
	500 kW	37,5 + 28	51 + 34	77 + 40,5

$$F_{MR \text{ stf}} = \frac{N_{ck \text{ stf}} \cdot 0,9 - P_{zd}}{v_k L_n}$$

K 800/1

Q_t /m ³ rz.h ⁻¹ /		1500	1000	500
$\frac{s}{b}$		1,5 + 6,7	1,5 + 10	1,5 + 20
s	/m/	0,47 + 1	0,39 + 1	0,27 + 1
b	/m/	0,31 + 0,15	0,26 + 0,10	0,175 + 0,05
$L_{n \text{ stf}}$	/m/	1,94 + 2,44	1,68 + 2,32	1,26 + 2,19

Pokračování tabulky č. 1

F _{MR} stř/kNm	Pro příkon:			
	200 kW	38 ± 30,5	50 ± 36	74,5 ± 43
	150 kW	25 ± 20	35 ± 25	54 ± 31
	100 kW	12 ± 9,5	19,5 ± 14	33 ± 19

Křivky příkonů nejsou tedy jednoznačně určeny pro prakticky možné poměry třisek /s : b/. Pro uvedené rozpětí poměrů v tab. č. 1 můžeme u rýpadla KU 800/R s výkonností 3000 m³ rz.h⁻¹ očekávat snížení rozpojovací schopnosti o cca 25 %.

Křivky příkonů zvětšujícími se poměry /s : b/ budou charakterizovány menší strmostí a průběh bude téměř lineární.

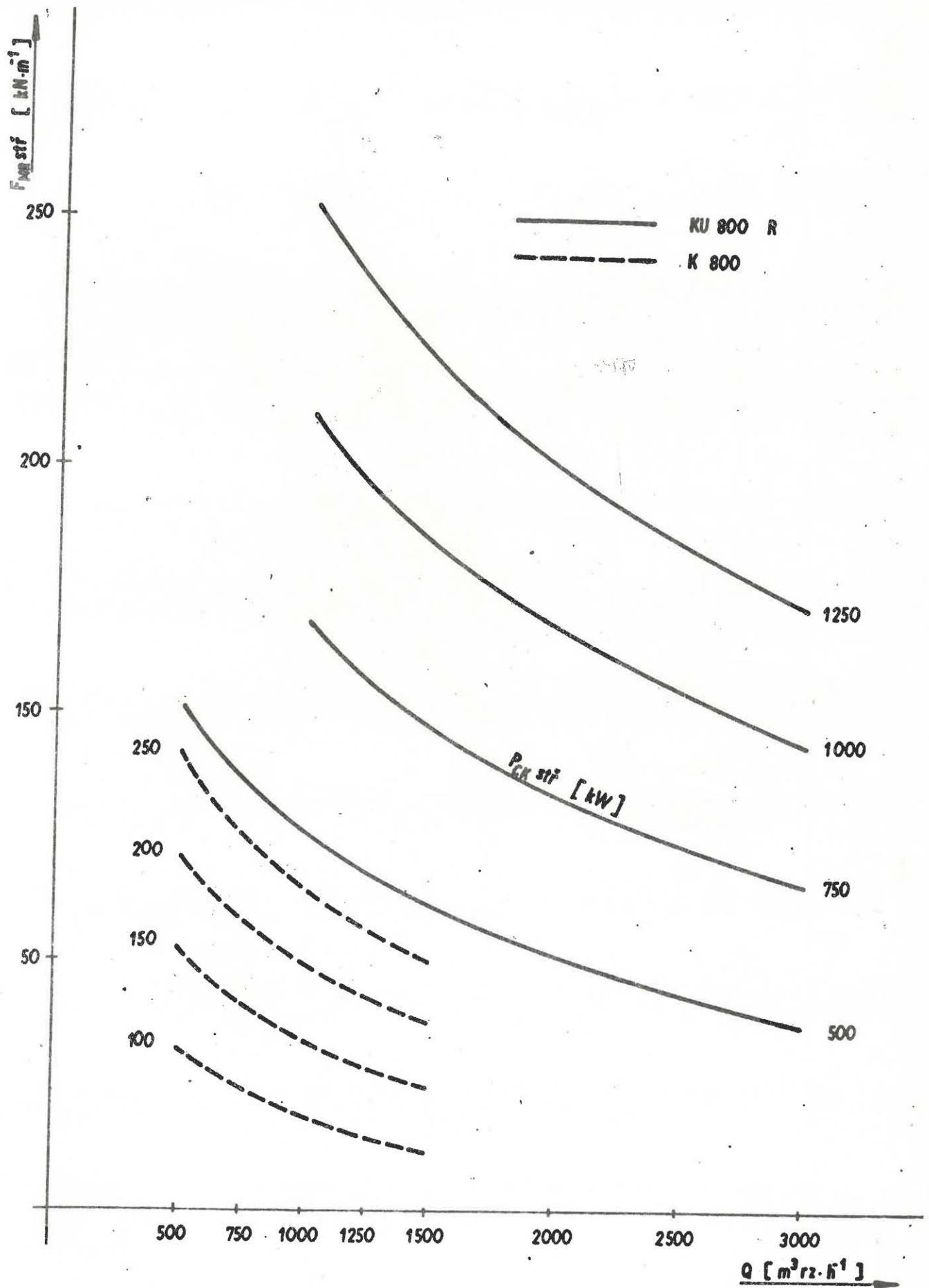
Při provozních měřeních kromě měrné střední rozpojovací síly se určuje i maximální rozpojovací síla a vyjadřuje se součinitel nehomogenity /nerovnoměrnosti/ f vztahem

$$f = \frac{F_{MR \max}}{F_{MR \text{ stř}}},$$

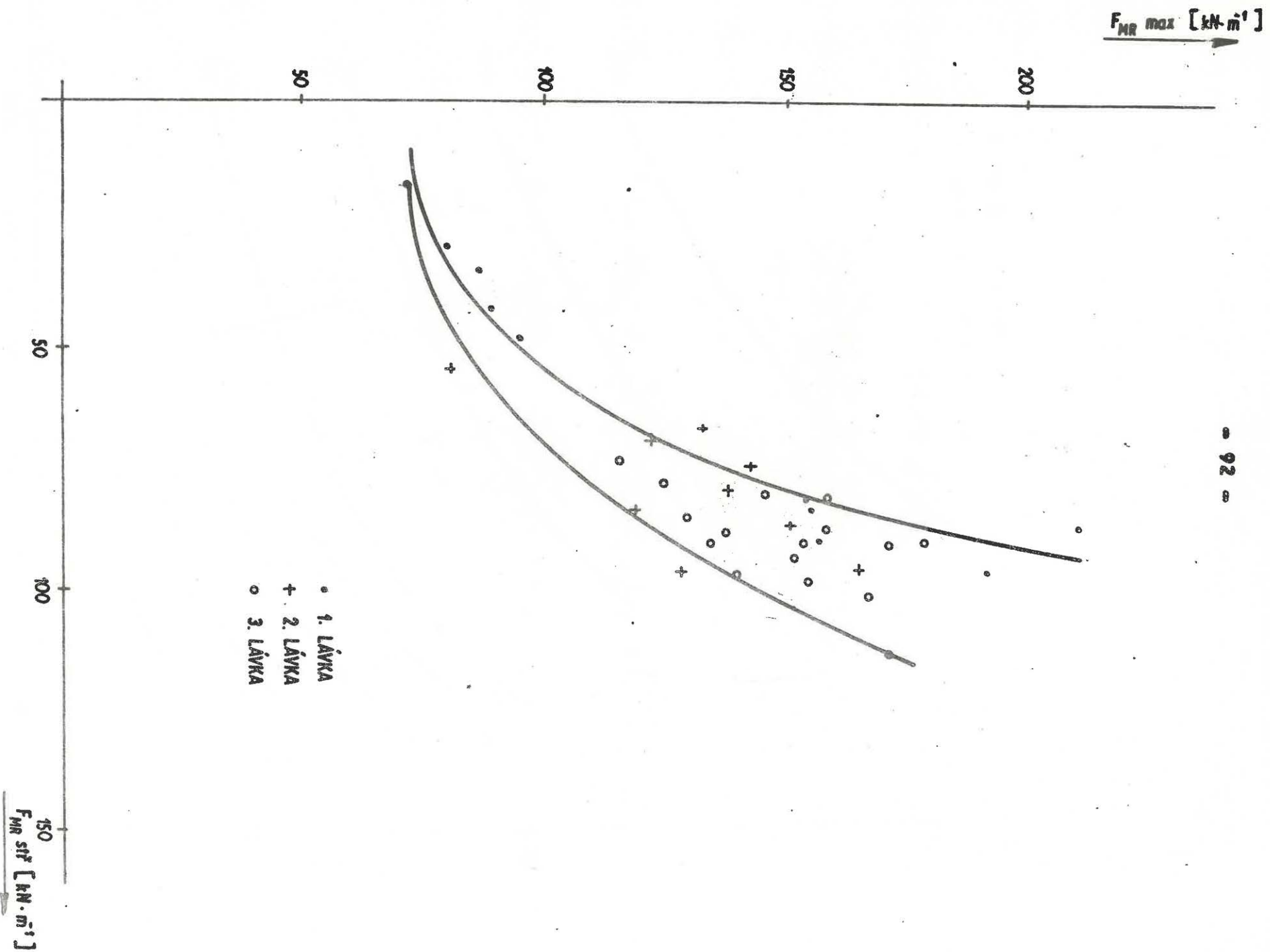
jehož grafické vyjádření je na obr. č. 3 a č. 4 z měření rýpadla KU 800/6 R.

Z grafů vyplývá, že nerovnoměrnost klesá s růstem měrné střední rozpojovací síly, pokud je uvažována s konstantní obvodová rychlost kola. Další závěry nelze vyvozovat, pokud nebude z měření patrný průběh rychlosti kola.

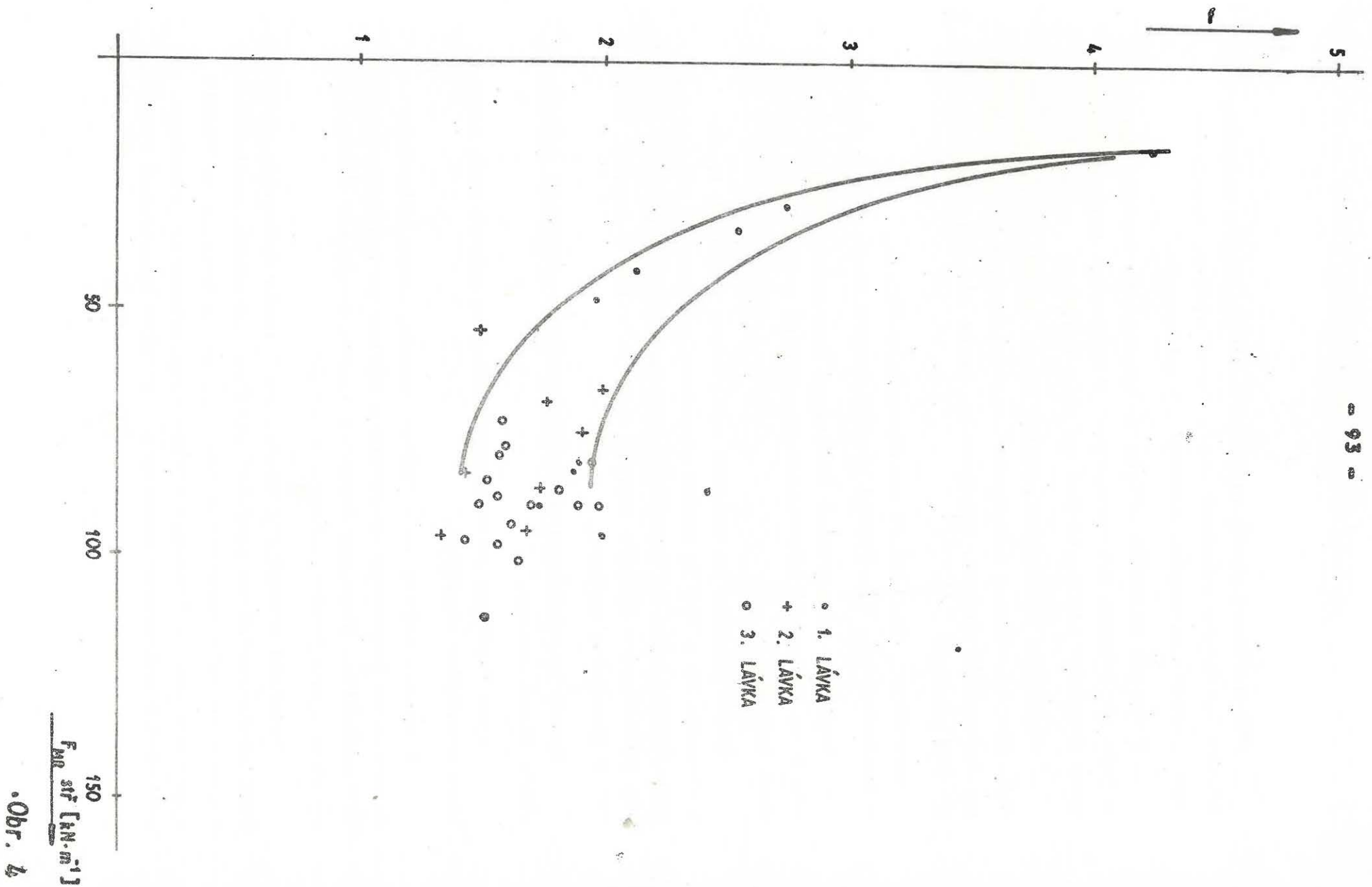
Na rýpadlech KU 800 jsou používány regulátory rychlosti otáčení horní stavby /kolesového výložníku/. Zařízení řídí rychlost pohonů otoče /tj. šířku třísky/ v závislosti na velikosti řezné síly /zatížení motorů kola/, výkonnosti rýpadla /množství narýpané zeminy/ a zatížení pohonu otoče. V součinnosti s programovým řízením práce rýpadla, po vytváření předepsaného čelního a bočního svahu řezu, se nastavuje tloušťka třísky. Podobně tomu je i pro vytváření roviny pláně.



Obr. 2



Obt. 3



Obě zařízení spolu vzájemně souvisí, volba tloušťky třísky ovlivňuje rychlost otoče horní stavby, chceme-li např. splnit požadavek konstantní výkonnosti.

V zásadě tloušťka třísky je závislá na řidiči rýpadla a jeho objektivní informovanosti o postavení pracovního orgánu /kolesa/ při najíždění do nové štěpiny.

Regulátor rychlosti otáčení horní stavby je konstruován tak, aby zajišťoval konstantní /požadované/ množství těživa na dopravních pásech. Regulace od řezné síly se řeší pro její dvě složky:

- vertikální, tj. úměrná proudu motoru kolesa,
- horizontální, tj. úměrná proudu motoru otoče horní stavby.

Regulace od množství těživa na dopravních pásech je závislá na hmotnosti přepravovaného těživa a velikosti požadované hodnoty.

Řidič rýpadla má možnost ovlivňovat rychlost otoče v rozsahu 10 - 100 %, pokud nenastane omezení od proudu motoru kolesa nebo od hmotnosti těživa. Řidič má možnost nastavit požadovanou hodnotu proudu motoru kolesa v rozmezí 50 - 100 % jmenovité hodnoty.

Pevně je nastavena úroveň omezení od přetížení motoru otoče horní stavby.

Vyjma regulace od množství těživa na pásech jsou regulace prováděny okamžitě.

Množství těživa se zjišťuje pásovou váhou, která je umístěna na kolesovém výložníku a měření je zatíženo dopravním zpožděním. Regulace odpovídá časové konstantě klíčovacího obvodu pro řidiči integrační obvod.

Technická úroveň regulátorů není zcela dokonalá, otáčková charakteristika poháněcí soustavy je měkká, nestabilní. Vstupní hodnoty regulátoru jsou prakticky závislé na řidiči rýpadla a mnohdy nedávají předpoklady vyhovující regulace vzhledem k dobývanému materiálu a vlastní konstrukci rýpadla.

Tímto způsobem vznikají značné nerovnoměrnosti v těžbě, které nejsou patrné v průměrných hodinových výkonnostech, ale okamžité hodnoty maximální výkonnosti některých rýpadel KU 800 mohou negativně ovlivňovat spolehlivost návazných zařízení v technologickém celku. Malá okamžitá výkonnost snižuje výkonové využití a tím nepřímo ovlivňuje vnější spolehlivost. Posuzuje-li se výkonové využití ve spotřebě elektrické energie, musí být snahou omezit neefektivní chody zařízení na minimum.

Z těchto důvodů byly v rámci řešení úkolu "Spolehlivost technologických celků s pásovou dopravou" analyzovány rozpojovací síly ve vztahu k výkonnosti, která vyústila do sestavení orgánů kolesových rýpadel a způsobů nastavování rozměrů třisek na možný výkon pohonu kola v různých dobývacích podmínkách.

Lepší představu lze obdržet použitím výpočetní techniky, která umožňuje simulaci různých dobývacích podmínek a způsobů dobývání.

Závěr

Z uvedené problematiky vyplývá, že komplexní spolehlivost je podmíněna do značné míry i způsobem vlastního používání dobývacího stroje. Optimalizací rozměrů třisky je možné omezit extrémní nerovnoměrnosti výkonnosti /a tím současně zvýšit např. i průměrnou hodinovou výkonnost/ a ovlivňovat energetickou náročnost při procesu dobývání a transportu.

U dobývacích strojů menších výkonností tyto úlohy vcelku úspěšně řešil člověk - řidič rýpadla, jiná situace je však u dobývacích strojů nové generace, kde je třeba ulehčit náročnou práci řidiče.

Stávající regulátory výkonnosti, používané na rýpadlech, problematiku optimalizace neřeší. Proto nový princip musí vycházet:

- ze zadané maximální objemové výkonnosti,
- z optimálního poměru tloušťky a šířky třísky k dané výkonnosti podle polohy dobývacího orgánu v řezu.

Pro nutné případy ručního řízení procesu dobývání je dále potřebné vybavit pracoviště řidiče rýpadla kontrolními měřicími přístroji o prováděných úkonech.

Z uvedeného rovněž vyplývá, že důležitý význam v oblasti spolehlivosti mají technologické postupy a důsledná kontrola jejich provádění.

S h r n u t í

K problematice výkonnosti a rozpojitelnosti rýpadel řady TC 2

Článek vychází z rozborů činnosti dobývacího stroje při procesu rozpojování hornin a vlivu na návazná zařízení technologického celku. Rozborem normovaných vztahů mezi rozpojitelností a výkonností je dokumentována potřeba optimalizace rozměrů třísky za účelem zrovnoměření výkonnosti při současném snížení měrné spotřeby elektrické energie. Tím, že dobývací stroj může spoluvytvářet pracovní podmínky pro návazná zařízení technologického celku, je ovlivňována komplexní spolehlivost.

Recenzoval: Ing. Oldřich Klimecký, CSc.

ŠŘ SHD Most