

Vyvažování kolesových rypadel

I. Úvod

Kolesová rypadla typu K 1000 stavěná Leninovými závody v Plzni pro odkliz nadloží jsou konstruována na základě zkušeností z provozu kolesových rypadel postavených v revíru firmou Lauchhammer v době války.

Tento typ byl vyráběn v letech 1951—1959. Lze říci, že stroje K 1000 jsou vcelku zdařilým typem a odpovídají tehdejšímu stavu povrchového hornictví v našem revíru.

První stroje K 1000 byly postaveny na Dole ČSA na odkliz skrývky horních řezů. Dobývací podmínky v celé komořanské oblasti se s rostoucí hloubkou zhoršují. K tomu přispívá stále častější výskyt pevných vložek v jílovitém masivu, jejichž smyková pevnost přesahuje hodnotu $c > 12 \text{ kp/cm}^2$.

V těchto podmínkách pracují stroje K 1000 mnohdy pouze za cenu sníženého výkonu oproti jmenovitému. Tento stav je dán základním parametrem stroje K 1000 — rypnou schopností. Stroj K 1000 je vybaven kolesem $\varnothing 7,1 \text{ m}$. Motor kola o výkonu 150 kW dává při celkové účinnosti $\eta = 0,8$ a při jmenovitém výkonu obvodovou rypnou sílu 9,4 t a při maximálním krouticím momentu 16 t. Rypná schopnost stroje K 1000 určená jako podíl mezi rypnou silou a délkou řezných hran současně zabírajících korečků činí 61 kp/cm. V současné době však tato kolesová rypadla pracují v podmínkách, kde byly hodnoty rypného odporu naměřeny podstatně vyšší. V některých partiích dostoupily hodnoty až 180 kp/cm délky řezné hrany.

Toto postupné zhoršování dobývacích podmínek vedlo v průběhu provozu k úpravám, které sice umožnily použití těchto strojů v těžkých partiích dolů, ale současně narůstala váha těch strojních částí, které vykazovaly vysokou poruchovost a byly postupně zesilovány. U některých strojů K 1000 bylo použito ke snížení nadměrné kusovitosti rozpojované horniny mezibřítů vsazených mezi jednotlivé korečky kola. Tímto opatřením bylo dosaženo úspěchu, pokud jde o snížení kusovitosti, ale na druhé straně práce s mezibřítí podporovala nevyváženost stroje zároveň s ostatními úpravami.

Oproti původnímu provedení je dnes u kolesových rypadel K 1000 zasazených v komořanské oblasti podstatně zvýšena pevnost kola, špičky konstrukce kolesového výložníku, válečků dopravního pásu kolesového výložníku a násypky kolesového výložníku.

Tyto úpravy byly mnohdy prováděny živelně bez vypracování potřebné dokumentace, vedly ke zvyšování váhy na zavěšeném konci výložníku aniž by úpravou pohyblivého protizávaží byla zachována vyváženost horní stavby.

V důsledku těchto zásahů se v poslední době projevoval vliv nevyváženosti kolesového rypadla odlehčováním zadní části horní stavby. K tomu docházelo při práci stroje v partiích zpevněných proplástkem a při práci s maximálním výsuvem kolesového výložníku. Dalším průvodním zjevem nevyváženosti bylo nadměrné opotřebení kruhové dráhy horní stavby a zadírání kladek vahadel horní stavby na straně kolesového výložníku. Tato vahadla v okamžiku odlehčení zadní části horní stavby přenášela převážnou část váhy horní stavby.

Tento stav vedl k omezování výkonu stroje v důsledku působení pojistných zařízení proti přetížení zdvihových lan kolesového výložníku a k omezování plného využití výsuvu kolesového výložníku.

Tato druhá okolnost se taktéž projevila sníženým výkonem stroje v důsledku zvětšení manipulačních časů a v důsledku ztrát na srpovitých třískách.

Tyto podmínky bylo nutno zlepšit změnou velikosti pohyblivého závaží kolesového výložníku. Určení nevyváženosti a určení změn velikosti protizávaží bylo prováděno VÚHU. Vzhledem k tomu, že změny vedoucí ke zvýšení váhy kolesového výložníku nebyly podchyceny v konstrukčních podkladech, bylo použito ke zlepšení současného stavu experimentálních a měřicích metod umožňujících stanovit váhu kolesového výložníku s dostatečnou přesností a porovnat její klopný účinek s velikostí momentu vyvolávaného vahou protizávaží.

Mimo to bylo nutno ověřit i váhu pohyblivého protizávaží kolesového výložníku, neboť na těchto strojích byly v průběhu provozu prováděny generální opravy a nebyla jistota, zda již při těchto opravách nedošlo ke změně váhy protizávaží.

Metodika měření byla vypracována s ohledem na těžební úkoly strojů tak, aby měření bylo možno provádět v době pravidelných preventivních oprav bez podstatných zásahů na stroji.

II. Metodika měření

Přídavné zvětšení váhy na kolesovém výložníku lze vyvážit buď zvýšením váhy pevného protizávaží na konci vyvažovacího výložníku, nebo zvýšením váhy pohyblivého protizávaží. Pro zvýšení váhy pohyblivého protizávaží je dostačující určení všech vnějších sil na kolesovém výložníku a jejich rovnováha. Pro zvýšení váhy pevného protizávaží je nutno proměřit silové poměry na celé horní otočové stavbě rypadla.

II. 1. Rovnováha na kolesovém výložníku

Kolesový výložník je proveden jako staticky určité těleso, jehož kloubová podpěra je v místě uložení na kočce posuvu a závěs výložníku je proveden zdvihovými lany. Pro určení celkové váhy kolesového výložníku a její polohy je silová úloha převedena na rovinnou soustavu, což pro požadované výsledky plně vyhovuje.

Na kolesovém výložníku vzniká rovinná silová soustava o různých působištích a uložení těchto sil a jejich značení je na obr. 1. Pro

$$\begin{aligned} V \cdot \sin (\beta - \delta) - G \cdot \sin \beta - A_x &= 0 \\ V \cdot \cos (\beta - \delta) - G \cdot \cos \beta + A_y &= 0 \\ V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot a + V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot b - G \cdot \cos \beta \cdot x - G \cdot \sin \beta \cdot y &= 0 \end{aligned}$$

V rovnicích platí:

- V — tahová síla ve zdvihových lanech
- G — celková váha kolesového výložníku
- $A_x; A_y$ — složky kloubové reakce v místě uložení na kočce posuvu
- β — sklon kolesového výložníku
- δ — sklon zdvihových lan
- $x; y$ — vzdálenost těžiště kolesového výložníku od kloubové podpěry

Vzorce platí pro jakékoli úhly, je však nutné uvažovat vždy úhly opačných směrů, než jsou vyznačené na obr. 1, se záporným znaménkem.

Tahovou sílu ve zdvihových lanech lze měřit na jejich koncích, kde jsou lana pevně zakotvena na horní stavbě. Tuto sílu je nutno určit se značnou přesností, jelikož každá strana ko-

$$\begin{aligned} \Sigma P_x = 0 \quad T + A_x \cdot \cos (\alpha - \beta) - G_k \cdot \sin \alpha - A_y \cdot \sin (\alpha - \beta) &= 0 \\ \Sigma P_y = 0 \quad Z_1 + Z_2 - G_k \cdot \cos \alpha + A_x \cdot \sin (\alpha - \beta) - A_y \cdot \cos (\alpha - \beta) &= 0 \end{aligned}$$

Momentová výminka vyžaduje znalost konstrukčních rozměrů kočky posuvu. Pro stanovení rovnováhy na kolesovém výložníku není však pro výpočet potřebná.

Složky kloubové podpěry při řešení rovnováhy na kočce posuvu je nutno uvažovat s opačným znaménkem.

V uvedených rovnicích značí:

- T — tahová síla v lanech pohyblivého protizávaží

$$A_x = G_k \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos (\alpha - \beta)} + A_y \cdot \frac{\sin (\alpha - \beta)}{\cos (\alpha - \beta)} - \frac{T}{\cos (\alpha - \beta)}$$

Jestliže $\alpha = \beta$, to znamená, že sklon kolesového výložníku je stejný jako u vyvažovacího výložníku, pak se předcházející rovnice zjednoduší na tvar:

$$\begin{aligned} V \cdot \sin (\beta - \delta) - G \cdot \sin \beta + \frac{T}{\cos (\alpha - \beta)} - G_k \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos (\alpha - \beta)} - A_y \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \beta) &= 0 \\ V \cdot \cos (\beta - \delta) - G \cdot \cos \beta + A_y &= 0 \end{aligned}$$

silovou soustavu na kolesovém výložníku lze napsat tři výminky rovnováhy, a to:

$$\begin{aligned} \Sigma P_x = 0 \quad V_x - G_x - A_x &= 0 \\ \Sigma P_y = 0 \quad V_y - G_y + A_y &= 0 \\ \Sigma M = 0 \quad V_y \cdot a + V_x \cdot b - G_y \cdot x - G_x \cdot y &= 0 \end{aligned}$$

Přičemž z obr. 1 vyplývá dále:

$$\begin{aligned} V_x &= V \cdot \sin (\beta - \delta) & V_y &= V \cdot \cos (\beta - \delta) \\ G_x &= G \cdot \sin \beta & G_y &= G \cdot \cos \beta \end{aligned}$$

Dosazením do předcházejících rovnic obdržíme:

lesového výložníku je zavěšena pomocí kladnic na šesti lanech, takže naměřená chyba šestinásobně ovlivňuje výsledný tah.

Stanovení velikosti složek v kloubovém uložení kolesového výložníku na kočce posuvu nelze provést jednoduchými měřicími prostředky a bez narušení provozu stroje.

Je proto nutno pro další postup výpočtu přejít na rovnováhu sil na kočce posuvu (obráz. 2) a z podmínek silové rovnováhy stanovit alespoň jednu složku kloubové reakce kolesového výložníku. Silová soustava na kočce posuvu je opět převedena na rovinnou úlohu, jelikož prostorové řešení by vyžadovalo měření bočních sil.

Silová soustava na kočce posuvu dává následující podmínky rovnováhy:

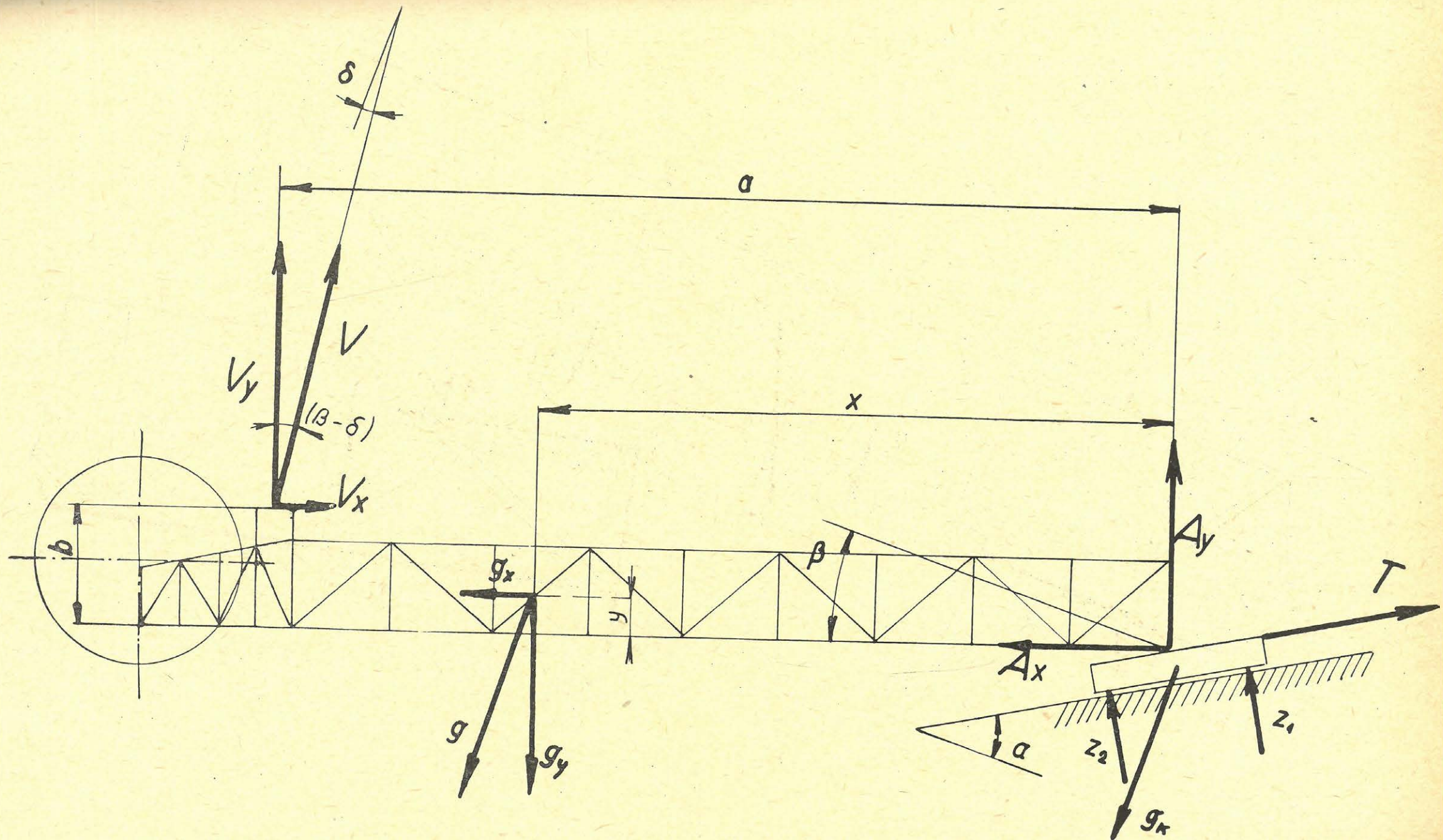
- G_k — konstrukční váha kočky posuvu
- Z_1, Z_2 — kolmé tlaky pojízdných kol kočky posuvu
- α — sklon vyvažovacího výložníku
- β — sklon kolesového výložníku.

Konstrukční váhu kočky je nutno odečíst z podkladů pro jednotlivé proměřované typy.

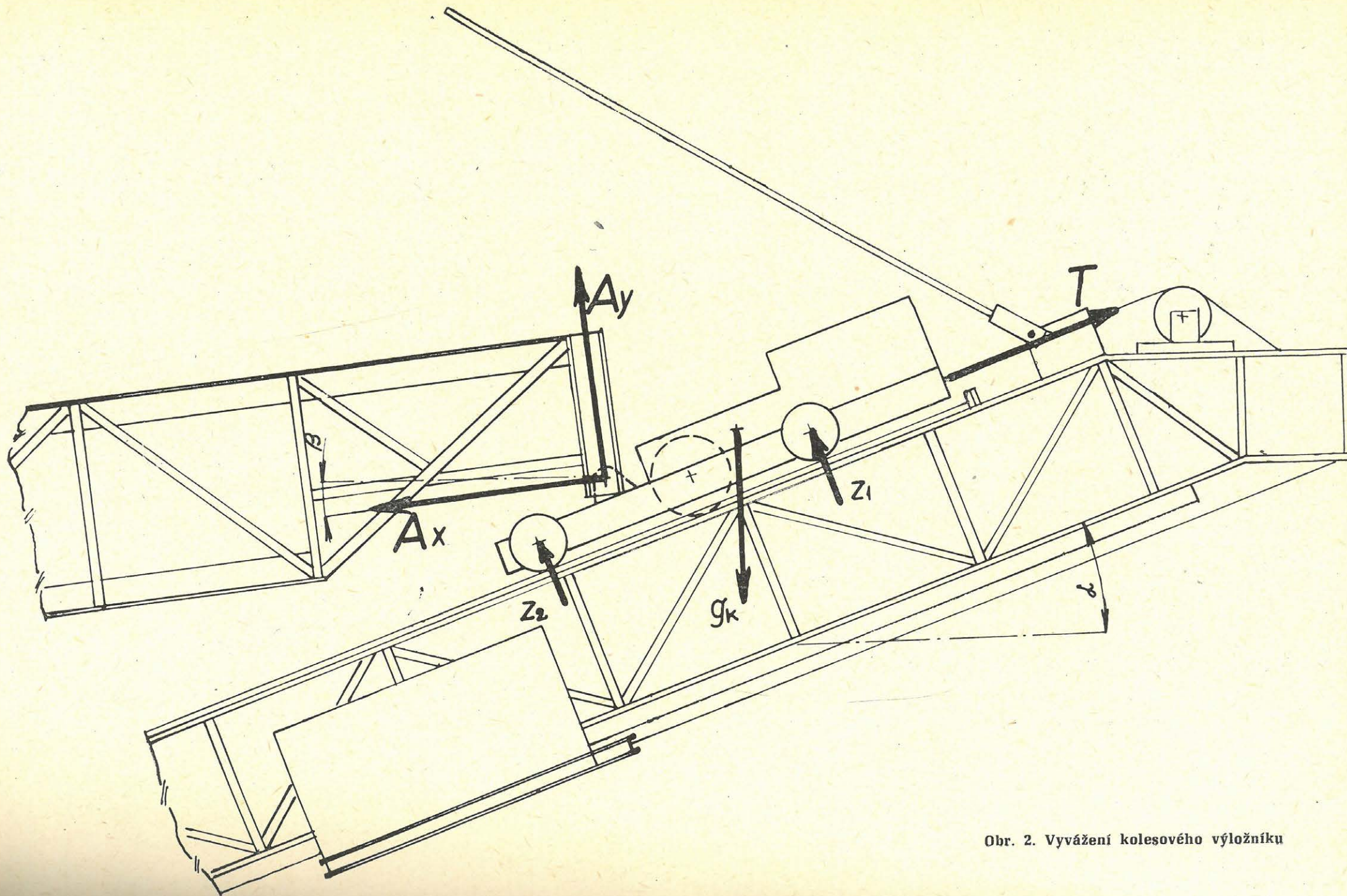
Z uvedených podmínek rovnováhy pro kočku posuvu určíme jednu ze složek kloubové reakce kolesového výložníku:

$$A_x = G_k \cdot \sin \alpha - T$$

Dosazením do předcházejících výminek rovnováhy pro kolesový výložník stanovíme:



Obr. 1. Vybázení kolesového výložníku



Obr. 2. Vybázení kolešového výložníku

Vyloučením A_y z těchto rovnic obdržíme:

$$\begin{aligned} A_y &= G \cdot \cos \beta - V \cdot \cos (\beta - \delta) \\ V \cdot \sin (\beta - \delta) - \sin \beta + \frac{T}{\cos (\alpha - \beta)} - G_k \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos (\alpha - \beta)} - \\ &- G \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \beta) + V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \beta) = 0 \\ V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot \cos (\alpha - \beta) + V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot \sin (\alpha - \beta) - \\ &- G \cdot \sin \beta \cdot \cos (\alpha - \beta) - G \cdot \cos \beta \cdot \sin (\alpha - \beta) + T - G_k \cdot \sin \alpha = 0 \\ G &= V \cdot \frac{\sin (\alpha - \delta)}{\sin \alpha} + \frac{T}{\sin \alpha} - G_k \end{aligned}$$

Z této rovnice lze stanovit váhu kolesového výložníku, je-li známa síla ve zdvihových lanech, síla v lanech pohyblivého protizávaží, konstrukční váha kočky posuvu a jednotlivé úhly. Správný výpočet vyžaduje přesné stanovení všech sil a jednotlivých úhlů v několika různých polohách kolesového výložníku. Váha

kolesového výložníku je stanovena pak aritmetickým průměrem z vypočtených hodnot.

Působíště celkové váhy kolesového výložníku se stanoví ze třetí momentové výminky rovnováhy.

Platí:

$$\begin{aligned} V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot a + V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot b - G \cdot \cos \beta \cdot x - G \cdot \sin \beta \cdot y &= 0 \\ V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot a + V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot b - G \cdot \cos \beta \cdot x \cdot (1 + \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{y}{x}) &= 0 \end{aligned}$$

Poměr $\frac{y}{x}$ je určen ze statického výpočtu. Pro kolesové rypadlo typu K 1000 činí cca 0,08.

V dalším výpočtu je poměr $\frac{y}{x}$ označen konstantou k .

Rovnice pak přechází na tvar:

$$V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot a + V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot b - G \cdot \cos \beta \cdot x \cdot (1 + k \operatorname{tg} \beta) = 0$$

Z toho:

$$x = \frac{V \cdot \cos (\beta - \delta) \cdot a + V \cdot \sin (\beta - \delta) \cdot b}{G \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \operatorname{tg} \beta)}$$

Při určení konstanty k (poměru $\frac{y}{x}$) dopouští se chyby, která však ovlivní výsledek jen nepatrně. Konstanta bude vždy menší než 0,1, $\operatorname{tg} \beta$ dosahuje max. hodnot 0,364, součin pak je vždy menší než 0,03.

Zavedením nových hodnot, které jsou konstantní pro jednotlivé typy kolesových rypadel, lze zjednodušit čitatele výše uvedeného zlomku.

Zavedením $a' = \sqrt{a^2 + b^2}$; $\cos \varepsilon' = \frac{a}{a'}$ do předchozí rovnice obdržíme:

$$\begin{aligned} x &= \frac{V \cdot a'}{G \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)} \cdot [\cos \varepsilon' \cdot \cos (\beta - \delta) + \sin \varepsilon' \cdot \sin (\beta - \delta)] \\ \beta &= \varepsilon + \varepsilon' \\ x &= \frac{V \cdot a' \cdot \cos (\varepsilon - \delta)}{G \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)} \end{aligned}$$

Označení jednotlivých hodnot je vyznačeno na obr. 3.

Výpočet dle těchto podmínek rovnováhy je však závislý na poloze kočky posuvu na vyvažovacím výložníku. Měřené hodnoty všech sil musí být stanoveny v takové poloze, kdy není žádná síla mezi ozubeným pastorkem a hřebem posuvu. Tato poloha se nachází v horní části vyvažovacího výložníku a lze ji určit dle otláčení boků zubů na hřebenu. V ostatních polohách kočky posuvu přistupuje do podmínek rovnováhy nová neznámá síla v zubech a rovnice jsou pro větší počet neznámých složek neřešitelné.

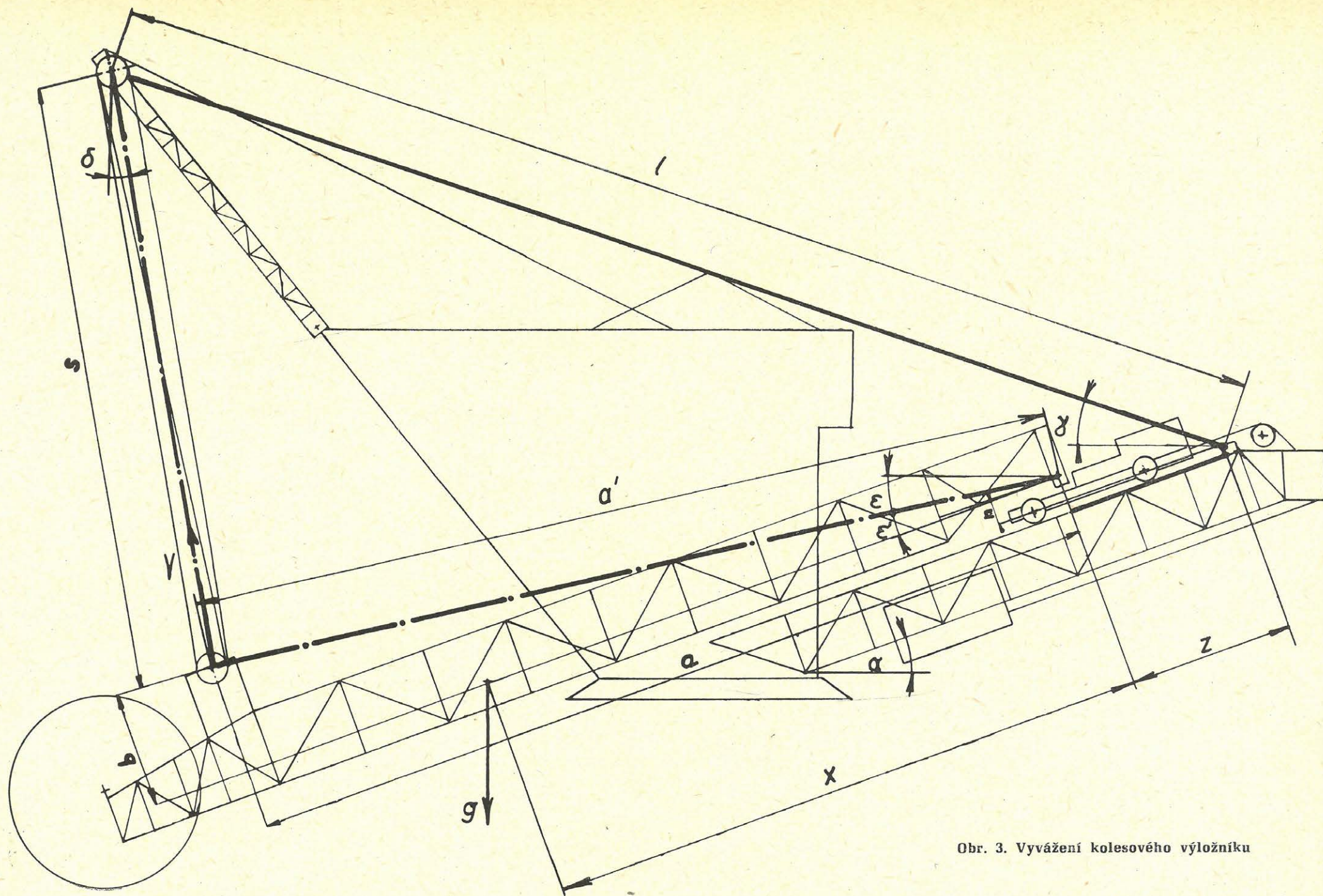
Jestliže není možno určit neutrální polohu kočky posuvu, pak je nutno změřit sílu, kterou vyvozují ozubené pastorky na hřeben výsuvu.

V tomto případě by se změnila rovnice pro výpočet váhy kolesového výložníku:

$$G = V \cdot \frac{\sin (\alpha - \delta)}{\sin \alpha} + \frac{T}{\sin \alpha} - G_k \pm \frac{N}{\sin \alpha}$$

kde N je síla zachycená ozubeným pastorkem a brzdou na pohonu posuvu kolesového výložníku.

Působíště váhy kolesového výložníku není tímto ovlivněno.



Obr. 3. Vyvážení kolesového výložníku

Při výpočtu závěsné síly V ve zdvihových lanech je nutno uvažovat též s účinností na lanových kladkách u zdvihových lan. Síla v

$$V = P + \frac{P}{0,975} + \frac{P}{0,975^2} + \frac{P}{0,975^3} + \frac{P}{0,975^4} + \frac{P}{0,975^5}$$

$$V = 6,4 \cdot P$$

Závěsná síla je cca o 6,5 % větší, což připadá na ztráty ve zdvihových kladkách.

Při výpočtu váhy pohyblivého protizávaží působí valivé odpory pojezdových kol na protizávaží a kladky. Tyto odpory podle předběžných výpočtů dosahují však max. 2 % tahové síly v laně od pohyblivého protizávaží a ve výpočtu je zanedbávána. Vylučují se částečně při měření pojezdem v obou směrech.

II. 2. Rovnováha na horní stavbě rypadla

Velikost pevného protizávaží, jeho zvýšení či snížení pro vyvážení horní stavby, lze stanovit ze silové rovnováhy na horní stavbě. Horní stavba je otočně uložena pomocí pojízdných kladek na otočové dráze. Horizontální síly jsou zachyceny bočními kladkami. Uložení horní stavby na otočové dráze je staticky neurčitě, jelikož je použito 4 podvozků, každý se čtyřmi pojízdnými kladkami. Působení sil z horní stavby na podvozky lze určit dvojím způsobem.

a) Nadzvednutím každého podvozku pomocí hydraulického zvedáku a na manometru odečítat přímo zatížení na podvozku. Nadzvednutí je však možné provést jen na jednom místě dolní stavby, takže při proměření všech podvozků musí se natáčet horní stavba, což ovlivňuje polohy sil. Při provedených zkouškách bylo zjištěno, že toto měření je velmi hrubé a nedává výsledky, které by bylo možné použít k dalšímu výpočtu.

b) Tensometricky. Při tomto měření je nutno pokusně určit místa na nosnících spodní stavby nebo kolejnice otočové dráhy, kde by bylo možno měřit deformace, vznikající při přejetí

$$\begin{aligned} 1 \cdot \cos \gamma + s \cdot \sin (-\delta) &= z \cdot \cos \alpha + n \cdot \sin \alpha + a' \cdot \cos \varepsilon \\ -1 \cdot \sin \gamma + s \cdot \cos (-\delta) &= z \cdot \sin \alpha - n \cdot \cos \alpha + a' \cdot \sin \varepsilon \end{aligned}$$

Z těchto rovnic vyplývá:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{-1 \cdot \cos \gamma + z \cdot \cos \alpha + n \cdot \sin \alpha + a' \cdot \cos \varepsilon}{1 \cdot \sin \gamma + z \cdot \sin \alpha - n \cdot \cos \alpha + a' \cdot \sin \varepsilon}$$

Proměnné veličiny jsou:

z — délka výsuvu ε — úhel sklonu spojnice podpor kolesového výložníku

Ostatní hodnoty jsou konstantní pro každý stroj.

$$V \cdot \cos (\varepsilon - \delta) \cdot a' - G \cdot x \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta) = 0$$

V této rovnici je:

$$a' = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$\varepsilon + \varepsilon' = \beta$$

laně P je měřena na pevném konci zdvihového lana. Jestliže uvažujeme účinnost jedné kladky $\eta = 0,975$, pak platí pro závěsnou sílu V :

pojízdné kladky podvozku. Tato deformace nesmí však být ovlivněna polohou pojízdné kladky vzhledem k podélné ose kolejnice otoče. Lineární závislost mezi silovým zatížením a velikostí deformace dovoluje stanovit zpětně silové poměry na jednotlivých kladkách, i když uložení na otočové dráze je staticky neurčitě. Cejchování naměřených deformací bylo by provedeno zavěšením buldozeru (známá velikost síly i působíště) na konci kolesového výložníku. Vzniklé reakce a tím i velikost deformací pod pojízdnými kladkami budou jiné a zvětšení nebo zmenšení deformace bude závislé jen na momentu zatěžující síly (buldozeru). Tímto způsobem se určí rozdělení sil na všech čtyřech podvozcích horní stavby a sečtením se stanoví velikost a poloha výslednice horní stavby. Zkoušky pomocí podložených dynamometrů, které by přímo snímaly tlakové napětí od pojízdných kladek, jsou provozně obtížné a vyžádaly by si zásahy do konstrukce vahadel. Z výpočtu stability horní stavby vyplynula by pak velikost pevného protizávaží tak, aby při libovolném silovém zatížení výslednice všech sil procházela vždy průmětem otočné dráhy.

II. 3. Kontrola naměřených hodnot

Aby bylo možno provést kontrolu naměřených hodnot a tím stanovit úchytky při provedeném měření, byly určeny některé závislosti mezi jednotlivými veličinami.

a) Výpočet úhlu δ = sklon zdvihových lan.

Dle obrázku 3 platí pro souřadnice závěsu zdvihových lan na kolesovém výložníku:

b) Výpočet tahové síly ve zdvihových lanech

Dle obr. 3 je provedena kontrola tahových sil ve zdvihových lanech pomocí momentové výminky ke kloubové podpoře kolesového výložníku:

Konečná úprava rovnice:

$$V = \frac{G \cdot x}{a'} \cdot \frac{\cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{\cos (\varepsilon - \delta)}$$

$$\text{kde } \frac{G \cdot x}{a'} = K$$

$$V = K \cdot \frac{\cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{\cos (\varepsilon - \delta)}$$

Jelikož pro všechny polohy kolesového výložníku je jeho váha $[G]$, vzdálenost těžiště $[x]$ a vzdálenost mezi kloubovým uložením a závěsem $[a']$ jsou stálé a nemění se, pak změna síly ve zdvihových lanech je závislá jen na poměru uvedených trigonometrických funkcí.

III. Použitá měřicí technika

Uvedená metodika předpokládá měření následujících veličin:

měření velikosti tahu v lanech pro zdvih kolesového výložníku

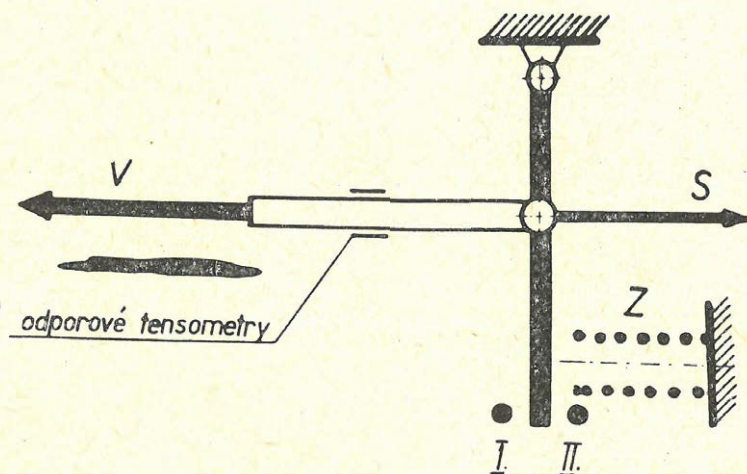
měření velikosti napínacího protizávaží zdvihových lan

měření tahu v lanech pohyblivého protizávaží kolesového výložníku.

K měření tahové síly v lanech pro zdvih kolesového výložníku bylo použito odporových tensometrů.

Zdvihová lana kolesového výložníku jsou vedena z vrátku zdvihu přes soustavu kladek držícího a kolesového výložníku a ukotvena ve středu špičky horní stavby. Tohoto ukotvení je současně využito jako pojistného zařízení proti přetížení nebo odlehčení zdvihových lan. Lana jsou ukončena válcovou tyčí procházející vedením, která pákovým systémem přenáší sílu působící v lanech zdvihu na válcovou pružinu. Při změnách délky pružiny, přesahující nastavené meze je uveden do činnosti vypínač zdvihu kolesového výložníku, který umožňuje další pohyb výložníku pouze v opačném směru, než ve kterém nastalo vypnutí.

Lana zdvihu jsou při odlehčení napínána pohyblivým protizávažím tak, jak je patrné ze schématu (obr. 4).



V - tah v lanu vrátku zdvihu

S - tah napínacího protizávaží

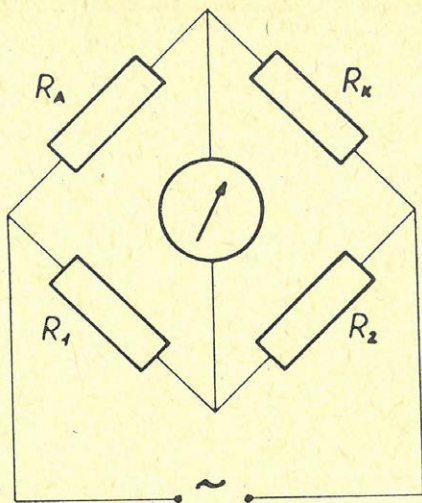
Z - vinutá pružina

I.-II. - koncové polohy vypínače zdvihu

USPOŘÁDÁNÍ POJISTNÉHO ZAŘÍZENÍ ZDVIHOVÝCH LAN

Odporové tensometry byly přitmeleny ve střední části kotevní tyče. Případná chyba daná nerovnoměrným rozložením napětí v krajních vláknech v důsledku kombinovaného namáhání byla eliminována použitím čtyř aktivních a čtyř kompenzačních tensometrů. Kom-

pensační tensometry byly vzhledem k robustnosti válcového závěsu přitmeleny v měřeném průřezu tyče, kolmo na směr aktivních tensometrů, takže kromě kompenzační funkce zvyšovaly v důsledku příčné deformace citlivost můstkového zapojení (obr. 5).



$R_{1,2}$ – vyvažovací odpory můstku
 R_A – aktivní tensometry
 R_K – kompenzační tensometry

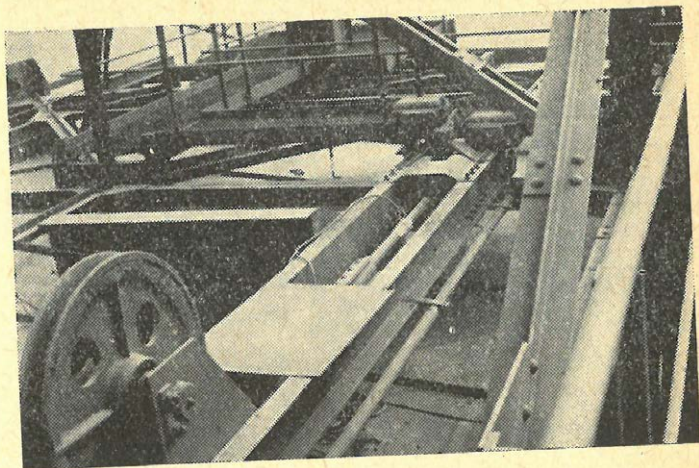
SCHEMA MŮSTKOVÉHO ZAPOJENÍ OBR. 5

Velikost síly ve zdvihových lanech určená z naměření deformace je vzhledem k zapojení tensometrů dána vztahem

$$P = \frac{\Delta R E \cdot F \cdot \xi}{R K \cdot (1 + \mu)}$$

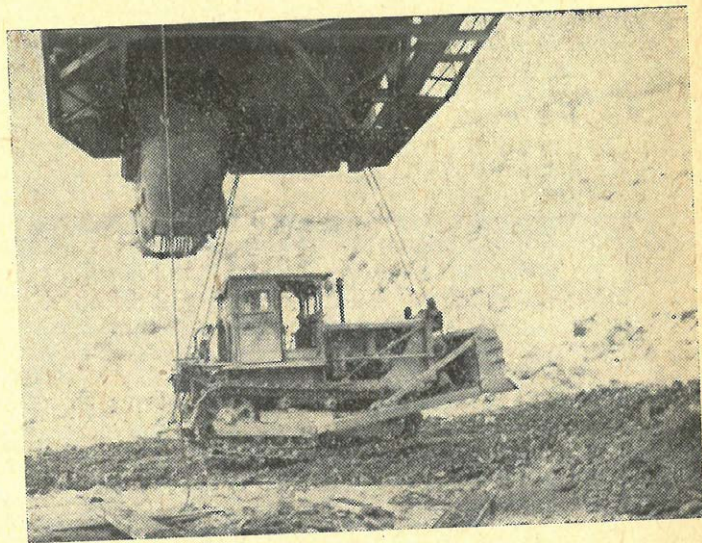
ΔR – přírůstek odporu aktivních tensometrů
 R – odpor tensometrů
 E – modul pružnosti
 K – konstanta citlivosti tensometrů
 μ – Poissonova konstanta
 F – průřez měrné části tyče
 ξ – vyrovnávací konstanta daná typem použitého přístroje

Vzhledem k požadované přesnosti měření a odporu jednotlivých kladek bylo prováděno porovnávací měření. Mezi pomocná montážní lana uchycená na držícím výložníku a kolesový výložník byly vloženy předem cejchované dynamometry na zatěžovacím stroji, taktéž s odporovými tensometry. Kolesový výložník byl v průběhu cejchovního měření, v poloze dané délkou pomocných lan, zprvu zavěšen na těchto lanech a po odečtení deformace cejchovaných dynamometrů zdvižen vrátkem zdvihu kolesového výložníku pouze natolik, aby došlo k přenesení účinku váhy výložníku na lana zdvihu a tím i na měřená táhla, aniž by došlo ke změně sklonu kolesového výložníku, která by mohla ovlivnit naměřené hodnoty. Takto opakovaná měření dala závislost mezi údaji cejchovaných dynamometrů pomocných lan a deformací kotevního táhla lan zdvihu výložníku (foto 1).



Předchozího způsobu výpočtu kotevní síly bylo po porovnání s hodnotami získanými cejchováním použito k určení síly v lanech zdvihu při různém sklonu a vyložení kolesového výložníku. Vlastní určování účinku váhy kolesového výložníku bylo prováděno v poloze kolesového výložníku, při které nedocházelo k záběru zubů pastorku kočky posuvu a ozubených hřebců na vyvažovacím výložníku. Tato poloha byla určována zkusem. Hrubé nastavení této výchozí polohy bylo dáno otlačením boků zubů, přesně lze tuto polohu dobře určit podle odporu šnekového převodu pro výsun kolesového výložníku.

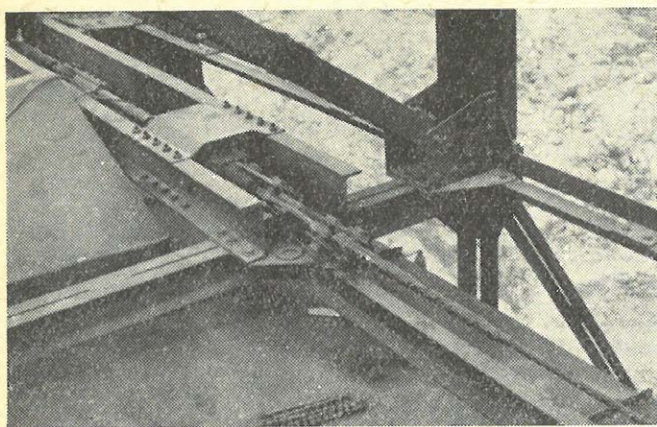
Mimo tento způsob kontroly bylo v určitých polohách využito pro ověření přesnosti měření váhy buldozeru zavěšeného na osu kořesa (foto 2).



Velikost tahu v lanech napínacího závaží zdvihových lan byla stanovena vloženým tensometrickým dynamometrem obdobně, jak bylo uvedeno v předchozím případě. Stejně tak bylo postupováno při určení složky váhy pohyblivého protizávaží kolesového výložníku působící ve spojovacích lanech kočky posuvu s pohyblivým závažím.

IV. Vybázení kolesového rypadla K 23

Podle uvedené metodiky a způsobu měření bylo prováděno měření vyváženosti na kolesových rypadlech K 20, K 21 a K 23.



Uvádíme pro názornost výsledky měření na stroji K 23 zasazeném na Dole ČSA.

IV. 1. Výsledky měření

Určení váhy pohyblivého protizávaží

Pomocí tensometrických dynamometrů vsazených do lanového závěsu pohyblivého protizávaží bylo naměřeno:

strana kola	10 480 kp
strana pásu	9 570 kp
Celkem	T = 20 050 kp

Naměřený sklon vyvažovacího výložníku je $\alpha = 22^\circ$. Váha pohyblivého protizávaží — G pak činí:

$$G_p = \frac{T}{\sin \alpha} = \frac{20\,050}{0,3746} = 53\,600 \text{ kp}$$

Valivé tření činí dle předběžných výpočtů cca 2 %, tj. 1000 kp.

Dle výpočtu stability pro stroj typu K 1000 je určena váha pohyblivého protizávaží 67 000 kp.

Měření tahových sil ve zdvihových lanech kolesového výložníku

Na straně kola naměřeno	50 500 kp
Na straně pásu naměřeno	35 000 kp
Celkem	V = 85 500 kp

Váha G se stanoví dle rovnice

$$G = V \frac{\sin(\alpha - \delta)}{\sin \alpha} - \frac{T}{\sin \alpha} - G_k$$

kde G_k — váha kočky posuvu (dle výkresu K 1000 je 25 250 kp)

$$a) \quad G = 86\,500 \frac{\sin(22^\circ + 5^\circ 30')}{\sin 22^\circ} + \frac{20\,050}{\sin 22^\circ} - 25\,250 = 134\,750 \text{ kp}$$

$$b) \quad G = 84\,200 \frac{\sin(22^\circ + 2^\circ 20')}{\sin 22^\circ} + \frac{20\,050}{\sin 20^\circ} - 25\,250 = 120\,550 \text{ kp}$$

Výsledná hodnota je stanovena jako aritmetický průměr z vypočtených výsledků

$$G = 127\,650 \text{ kp}$$

Oproti konstrukční váze, uvedené na výkresu stability rypadla K 1000 je váha výložníku stroje K 23 vyšší o cca 20 000 kp.

Tahová síla ve zdvihových lanech V byla měřena při sklonu kolesového výložníku 18° a výsuvu 11,4 m jako v základní poloze. Přepočet tahové síly pro různé polohy kolesového výložníku počítáme dle vzorce:

$$V = K \cdot \frac{\cos \beta (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{\cos(\varepsilon - \delta)}$$

$$\text{kde } K = \frac{G \cdot x}{a} = \text{konst.}$$

$$(1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta) = 1,026$$

β — sklon kolesového výložníku

δ — sklon zdvihových lan

$$\varepsilon' = 7^\circ 10'$$

$$\varepsilon = \beta - \varepsilon'$$

Při porovnání s naměřenými hodnotami nebyly zjištěny žádné velké odchylky, vybočující z rámce povolených odchylek při měření.

Měření č.	Sklon kol. výlož.	Sklon zdvih. lan	V = k · 0,989
0	18°	-5°	85 500 kp
z toho K = 86 500 kp			
1	16°	-17°	91 600 kp
2	0°	-25°	90 300 kp
3	-15°	-33°	85 000 kp
4	-1°	$-5^\circ 30'$	86 500 kp
5	19°	$-2^\circ 20'$	84 200 kp
6	21°	$7^\circ 30'$	81 300 kp
7	9°	$7^\circ 20'$	85 800 kp

Výpočet váhy kolesového výložníku — G

Pro výpočet váhy kolesového výložníku jsou použity hodnoty z měření č. 4 a 5, kdy není přenášena žádná síla mezi pastorkem a ozubeným hřebenem posuvu kočky kolesového výložníku. Tato poloha byla určena podle oboustranného otlacení boků zubů hřebenu.

Stanovení působíště váhy kolesového výložníku

Je určeno z rovnice:

$$x = \frac{G \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{V \cdot a' \cdot \cos(\varepsilon - \delta)}$$

$$a' = 28,9 \text{ m}$$

$$a) \quad x = \frac{86\,500 \cdot 28,9 \cdot \cos 2^\circ 40'}{134\,750 \cdot \cos 1^\circ \cdot 1,002} = 18,55 \text{ m}$$

$$b) \quad x = \frac{84\,200 \cdot 28,9 \cdot \cos 14^\circ 10'}{120\,550 \cdot \cos 19^\circ \cdot 1,029} = 20,72 \text{ m}$$

Aritmetickým průměrem byla stanovena

vzdálenost působistiště váhy kolesového výložníku

$$x = 19,64 \text{ m}$$

Vypočítané hodnoty jsou dále použity pro kontrolu stability horní stavby rypadla. Ostatní potřebné hodnoty byly vzaty z konstrukčních podkladů.

IV. 2. Kontrola stability horní stavby

	Váha	Rameno	Moment k ose rypadla	
Kol. výložník vysunutý	127 650 kp	19 m	+2425	Mpm
Kol. výložník zasunutý	127 650 kp	9 m	+1150	Mpm
Pohyblivé protizávaží vysunuté	53 500 kp	—18 m	— 964	Mpm
Pohyblivé protizávaží zasunuté	53 500 kp	— 8 m	— 428	Mpm
Kočka posuvu vysunutá	25 200 kp	— 4 m	— 100,8	Mpm
Kočka posuvu zasunutá	25 200 kp	—13,4 m	— 338	Mpm
Vyvažovací výložník	73 460 kp	—14,1 m	—1036	Mpm
Materiál na kol. výložníku	8 800 kp	+15,4 m	+ 135,4	Mpm
Materiál na vyvažovacím výl.	3 800 kp	— 8,43 m	— 32,05	Mpm
Max. rypná síla	16 000 kp	+34,75 m	+ 590	Mpm
Horní stavba	173 830 kp	+ 2,75 m	+ 480	Mpm

Při výpočtu je uvažován krajně nepříznivý případ: kolesový výložník ve vodorovné poloze s maximálním vysunutím, maximální rypná síla a dopravovaný materiál na kolesovém výložníku. Výslednice leží na rameni r od středu otočové dráhy směrem ke kolesu:

$$r = \frac{1\,529\,600 \text{ kpm}}{478\,440 \text{ kp}} = 3,2 \text{ m}$$

Jestliže bude zvýšena váha pohyblivého protizávaží o 10 Mp, změní se poloha výslednice

$$r = \frac{1\,348\,600 \text{ kpm}}{488\,440 \text{ kp}} = 2,75 \text{ m}$$

IV. 3. Shrnutí výsledků měření

Z výpočtu stability vyplývá nutnost zvýšení váhy pohyblivého protizávaží minimálně o 10 000 kp, aby nenastalo v krajních případech při provozu klopení horní stavby.

Jelikož váha protizávaží nedosahuje určených hodnot, jak uvádí výkres stability (67 000 kp), nebude mít zvýšení váhy pohyblivého protizávaží nepříznivý vliv na ocelovou konstrukci stroje. Je však nutno zkontrolovat stav pevného protizávaží na vyvažovacím výložníku, kde podle výkresu stability je na straně kolesa 15 Mp, na straně pásu 5 Mp.

Váha kolesového výložníku byla zvýšena úpravami za dobu provozu stroje o cca. 20 Mp.

Po provedeném zvětšení váhy pohyblivého protizávaží je nutno provést kontrolní měření vyváženosti.

V. Kontrola dovážení kolesového rypadla K 23

Na základě předcházejícího měření byla zvýšena váha pohyblivého protizávaží o 10 000 kp. Vliv tohoto dovážení má znatelně lepší účinky při provozu stroje a nedochází již k výkyvům horní stavby rypadla.

Kontrolní měření bylo provedeno jednak

pro zjištění váhy, o kterou bylo zvýšeno pohyblivé protizávaží, a jednak pro kontrolu a upřesnění naměřených hodnot z předešlého měření.

Pro samotné měření bylo použito stejné tensometrické aparatury a stejných tahových dynamometrů, takže se vylučuje možnost nepřesnosti vlivem přístrojů.

V. 1. Výsledky měření

Určení váhy pohyblivého protizávaží

Pro určení váhy bylo nutno změřit tahové síly T v lanech protizávaží a kočky posuvu

strana kolesa	10 860 kp
pásu	14 200 kp
celkem	$T = 25\,060 \text{ kp}$

změřený sklon dráhy pohyblivého protizávaží $\alpha = 23^\circ$ z toho váha protizávaží

$$G_P = \frac{T}{\sin \alpha} = \frac{25\,060}{0,391} = 64\,000 \text{ kp.}$$

Z výsledků posledního měření tedy plyne, že bylo dováženo celkem

$$64\,000 - 53\,600 = 10\,400 \text{ kp,}$$

což odpovídá dříve uvedenému požadavku.

Měření tahových sil V ve zdvihových lanech kolesového výložníku.

Tahová síla byla snímána na kotevních táhlech zdvihových lan

strana kolesa	50 800 kp
strana pásu	34 700 kp
celkem	$V = 85\,500 \text{ kp}$

Měření bylo provedeno při sklonu výložníku 18° a výsuvu 10,8 m.

Toto měření je považováno jako základní a ostatní provedené kontrolní výpočty při výsuvu

8,8 m jsou počítány z tohoto výsledku.

Přepočet tahové síly počítáme dle vzorce:

$$V = K \cdot \frac{\cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{\cos (\varepsilon - \delta)}$$

$$K = \frac{G \cdot x}{a'} = \text{konst.}$$

β ... sklon kol. výložníku

δ ... sklon zdvih. lana

$$\varepsilon = \beta - \varepsilon'$$

$$\varepsilon' = 7^\circ 10'$$

$$(1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta) = 1,026$$

Měření č.	Sklon výlož.	Výsuv Z	Sklon zdvihov. lan	Tahová síla V	
				vypočtená	naměřená
0	18°	10,8 m	−5°	—	85 500
1	18°	8,8 m	+1°	84 400	83 690
2	18°	8,8 m	+1°	84 400	83 120
3	2°	8,8 m	0°	86 800	86 700

Z výsledku tahových sil je patrné, že není velkého rozdílu mezi vypočtenými hodnotami a naměřenými. Rozdílnost lze vysvětlit odpory ve zdvihových lanech.

Výpočet váhy kolesového výložníku G:

Pro tuto váhu bylo nutno zjistit neutrální polohu koles. výložníku, kdy není přenášena

mezi pastorkem a ozubeným břemenem posuvu žádná síla.

Tato poloha byla zjištěna při výsuvu 8,8 m oproti 10,51 m v minulém měření. Rozdíl byl tedy způsoben dovážením protizávaží.

Sklon dráhy protizávaží $\alpha = 21^\circ 30'$.

Pro výpočet váhy výložníku jsou použity výsledky vypočtené z měření č. 1 a č. 3.

$$G = 84\,400 \frac{\sin (21^\circ 30' + 1^\circ)}{\sin 21^\circ 30'} + \frac{25\,060}{\sin 21^\circ 30'} - 25\,250 = 131\,050 \text{ kp}$$

$$G = 86\,800 \frac{\sin (21^\circ 30' - 0^\circ)}{\sin 21^\circ 30'} + \frac{25\,060}{\sin 21^\circ 30'} - 25\,250 = 129\,480 \text{ kp}$$

Z toho výsledná váha kolesového výložníku se stanoví jako aritmetický průměr z těchto dvou výsledků.

$$G = 130\,350 \text{ kp.}$$

Tento výsledek tedy upřesňuje předešlý výsledek 127 650 kp o 2700 kp.

Stanovení vzdálenosti působíště váhy kolesového výložníku počítáme z rovnice

$$x = \frac{G_v \cdot \cos \beta \cdot (1 + k \cdot \operatorname{tg} \beta)}{V \cdot a' \cdot \operatorname{soc} (\varepsilon - \delta)} \quad a = 28,9 \text{ m}$$

$$x = \frac{84\,400 \cdot 28,9 \cos (10^\circ 50' - 1^\circ)}{131\,050 \cdot \cos 18^\circ \cdot 1,026} = 19,5 \text{ m}$$

$$x = \frac{86\,800 \cdot 28,9 \cos (5^\circ 10' - 0^\circ)}{129\,650 \cdot \cos 2^\circ \cdot 1,002} = 19,3 \text{ m}$$

Vzdálenost působíště váhy kolesového výložníku je stanovena aritmetickým průměrem na $x = 19,4 \text{ m}$.

V. 2. Kontrola stability horní stavby

Pro výpočet stability je vzat krajně nepříznivý případ — kolesový výložník s maximálním výsuvem, maximální rypná síla a dopravovaný materiál na kolesovém výložníku.

$$r = \frac{1\,393\,600 \text{ kpm}}{491\,640 \text{ kp}} = 2,80 \text{ m.}$$

Výslednice leží na rameni o poloměru $r = 2,80 \text{ m}$ od středu otočové dráhy směrem ke kolesu.

Z uvedeného výpočtu vychází, že poloha výslednice i v nejtěžších dobývacích podmínkách leží vždy uvnitř kruhové otočové dráhy, takže klopení horní stavby je vyloučeno.

Při měření váhy pohyblivého protizávaží byla zjištěna nerovnoměrnost na obou stranách. Na straně kola činí váha protizávaží 27 700 kp, na straně pásu pak 36 300 kp. Je nutno zkontrolovat tuto nesrovnalost, která může být zaviněna jednak nesouměrným zvýšením váhy, jednak různou délkou držících lan. Tím by docházelo k přičení při pojezdu pohyblivého protizávaží a k nadměrnému opotřebení pojezdových kol.

VI. Z á v ě r

Provozní zkušenosti a kontrolní měření provedena po úpravě velikosti pohyblivého závaží prokázaly správnost předpokladů, jež metodika uvažovala a dostatečnou přesnost naměřených hodnot.

Při provádění měření na jednom typu stroje nutno respektovat výrobní úchytky např. v montáži ozubených hřebenů pro posuv kočky výložníku a současný stav třecích částí kladek.

Nutno však zdůraznit, že v případě aplikace na jiný typ kolesového stroje bude třeba uvedenou metodiku upřesňovat nebo doplnit měřením dalších veličin potřebných k řešení rovnováhy.

Vyvážení celé horní stavby je podmíněno znalostí rozložení její váhy na jednotlivá vahadla. Vzhledem k čtyřbodovému podepření horní stavby a pružnosti rámu horní stavby stává se měření těchto sil velmi komplikované a nelze je bez úprav vahadel provést. Pokusy s dynamometry vloženými mezi kolo vahadla a kruhovou dráhu byly neúspěšné vzhledem

k vysokému specifickému tlaku a požadavku minimální konstrukční výšky tlakového snímače.

Snímáním deformace prutů spodní stavby dostaneme orientační obraz o působení váhy horní stavby, ale vzhledem k tomu, že silové účinky jednotlivých vahadel se vzájemně podílejí na deformaci těchto prutů, jejich namáhání je vcelku nízké, bylo by určení rozložení váhy z těchto hodnot nepřesné.

Pro určení vyváženosti celé horní stavby považujeme za nejvhodnější metodu určení sil v kotevních lanech na základě měření frekvence kmitání těchto lan.

Tuto metodiku však bude nutno nejdříve ověřit v poloprovozních podmínkách, nejlépe na zatěžovacím zařízení kotevních lan výrobce.

P. g. Stanislav Hurník, P. g. Pavel Sysel,
VÚHU:

Dosavadní provozní zkušenosti s použitím lepených filtrů v SHR

Velký rozvoj těžby uhlí v našem revíru nese s sebou i podstatně větší nároky na odvodňování zvodnělých písků (kuřavek) v nadloží sloje, což je nutné pro zajištění bezpečnosti důlního provozu. Úroveň odvodňovacích zařízení však neodpovídá tempu a úrovni rozvoje těžby v mostecko-duchcovsko-bílinské kuřavkové oblasti. Odvodňovací technika téměř ustrnula na úrovni třicátých let. Došlo pouze k některým úpravám zastaralých těžkých ručních souprav (ocelová věž, rotační stůl apod.). Princip vystrojování odvodňovacích vrtů však zůstal beze změny. Dlouholetá praxe ovšem ukázala, že tradiční vystrojování spádových vrtů má řadu nedostatků. Jedním z hlavních nedostatků je vystrojování filtrační části odvodňovacích vrtů sypanými filtry. Sypané filtry mají totiž značný podíl na zmetkovitosti vrtů (nezaručitelnost soustřednosti obsypu, trvalé pískování — což má za následek nízkou vydatnost vrtů případně jejich ucpání nebo tvoření kavaren apod.).

První záznamy o použití sypaných filtrů v SHR jsou až z třicátých let, neboť původně se O. Hruška domníval, že postačuje pouze perforovaná pažnice. Dokazuje to jeho popis vystrojování odvodňovacích vrtů z r. 1929. V tomto smyslu téměř doslovně cituje Hruška V. Houska (1955) s tím, že nejrozšířenějším způsobem je v SHR odvodňování spouštěnými filtry bez obsypu. Pouze jako odchylný případ popisuje Nahnsenem doporučené používání obsypu. Naproti tomu J. Milič (1959) uvádí, že sypaných filtrů se v SHR užívá již od dob Hruškových.

Podle dostupných údajů byl první spádový

vrt (bez šachtice) proveden na Dole Emeran r. 1926. Není však známo, zda bylo použito obsypu či nikoliv. Vzhledem k tomu, že Hruška uvádí (1929), že obsypu v této oblasti není zapotřebí, nebyl zřejmě použit. Teprve z let 1931 a 1932 pocházejí vrty č. 91 a 92 v dolovém poli Amálie, v jejichž popisu vrtného profilu je zmínka o šterkovém obsypu. Např. u vrtu č. 92 z roku 1932 je uvedeno, že spodní část byla zacementována, pod obzor kuřavek byl prostor za pažnicemi zajílován a v úseku zvodnělého horizontu byl za pažnicemi šterkový obsyp („Kies hinter Führung“).

Vzhledem k tomu, že od r. 1960 se uvažuje o nahrazení spádových odvodňovacích vrtů odvodňováním pomocí ponorných čerpadel, bylo nutno zaměřit se současně též na otázku filtrů. Aby se odstranily dosavadní technické nedostatky sypaných filtrů a zlepšila hydrogeologická funkce filtrační části vrtů, ukázalo se nutným nahradit je jiným typem. Za tím účelem byly provedeny na Dole Kohinoor II orientační pokusy se sypaným, keramickým a lepeným filtrem. Při těchto pokusech byly sledovány změny vydatnosti a pokles hladiny ve filtrech. Lepený šterčíkový filtr poskytl zhruba obdobné výsledky jako filtr sypaný. Naproti tomu keramický filtr vykazoval zpočátku mnohem vyšší vydatnost. Během pokusu se však vydatnost rychle snižovala a docházelo zjevně k intenzivnímu ucpávání. Na základě těchto informativních zkoušek bylo rozhodnuto zaměřit se v dalším na šterčíkové filtry lepené Epoxy-pryskyřicí.

V odvodňovací praxi se dnes běžně používá lepených filtrů v řadě evropských zemí, jako