



SOUČASNÉ BRZDOVÉ SYSTÉMY TĚŽNÍCH STROJŮ

Jan Houdek, Zdeněk Militký¹

Klíčová slova: brzdový systém, elektrohydraulický, mikroprocesorový, PLC, hydrogenerátor, regulační, programovatelný, řízený brzdový účinek, programové kontroly, pojistná brzda, jízdní brzda, brzda v automatickém režimu řízení, nouzová brzda

Abstrakt:

Přednáška seznamuje se současnou úrovní brzdových systémů těžních strojů a trendech v jejich vývoji. Dále obsahuje představení některých vybraných typů a seznámení s jejich způsoby zabezpečení i se zkušenostmi z provozu.

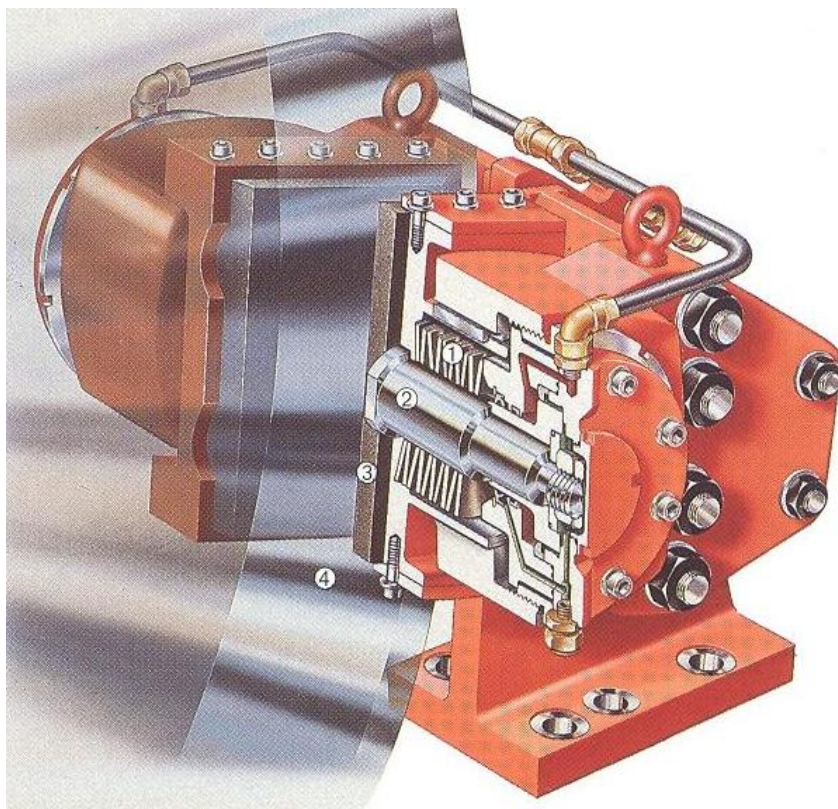
1. Úvod

Pro dnešní konstrukce nově vyráběných těžních strojů je v oblasti brzdových ústrojí typické a prakticky výlučné užití diskových hydraulicky řízených brzd. Toto konstrukční řešení se začalo objevovat u těžních strojů již počátkem sedmdesátých letech dvacátého století a postupně díky svým přednostem zcela opanovalo tuto oblast.

2. Modulární brzdové diskové jednotky

Řešení spočívá v použití modulárních diskových brzdových jednotek, působících v potřebném počtu na jeden či dva brzdové disky připevněné k bubnu resp. třecímu kotouči těžního stroje. Brzdovou sílu vyvíjejí u každé brzdové jednotky stlačené pakety talířových pružin, odbrzdování resp. řízení brzdové síly je hydraulické. Toto uspořádání je velmi kompaktní jak ukazují obrázky diskových brzdových jednotek. Na obr. č.1 je brzdová jednotka typické konstrukce firmy Svendborg v řezu, takže je možno vidět její vnitřní uspořádání. Zcela patrná je pružinová sada stejně jako integrovaný pracovní hydraulický válec, který po přivedení tlaku odtahuje brzdovou čelist od plochy brzdového disku směrem proti předepjaté pružinové sadě. Kromě zmíněné dánské firmy vyrábí takovéto brzdové jednotky omezený okruh dalších výrobců jako je firma Bosch v Německu, INCO engineering, (Česká republika), firma ZGODA S.A. (Polsko). Jejich konstrukční řešení se pochopitelně vzájemně více či méně liší, ale základní koncepce je u všech zcela shodná. Postupně se u jednotlivých výrobců sjednotily základní pracovní parametry jako pracovní tlak 14,5 MPa, maximální brzdná síla jednotky (při nulovém tlaku v pracovním válci) 64kN a rovněž připojovací rozměry, takže většina brzdových jednotek je vzájemně vyměnitelná beze změn v počtu či v rozteči připevňovacích otvorů. Výměna brzdové jednotky tak nevyžaduje výměnu nosiče jednotky a rovněž systém hydraulického napájení a řízení může být dále používán. Celkový počet instalovaných brzdových jednotek vždy vychází z potřebné brzdové síly. U těžkých aplikací však není výjimkou použití 24 brzdových jednotek, které jsou uspořádány po šesti na čtyřech nosičích. Vzhledem k tomu, že na těžním stroji je vždy větší počet brzdových jednotek a že selhání více brzdových jednotek v jednom okamžiku není prakticky možné, jsou tyto brzdové jednotky užívány jako zdroj brzdové síly jak pro jízdní tak pro pojistnou brzdu. Zálohování a jištění se tedy přesouvá do oblasti elektrohydraulického napájení a řízení.

¹ Ing. Jan Houdek, PhD, Ing. Zdeněk Militký, INCO engineering, s.r.o.



Obr. 1 Řez brzdovou jednotkou Swendborg

3. Elektrohydraulické brzdové systémy

Výhody diskových brzd modulární koncepce napájených a řízených mnohonásobně jištěnými elektrohydraulickými brzdovými systémy jsou oproti čelistovým brzdám ovládaným stlačeným vzduchem velmi přesvědčivé. Jedná se zejména o:

- značnou úsporu materiálu a hmotnosti (v porovnání s nesmírně rozměrnými a hmotnými díly čelistových brzd),
- mnohem vyšší účinnost brzdění,
- výrazně lepší brzdné charakteristiky,
- výborná regulace brzdné síly jednak vlivem mnohem menších setrvačných sil a jednak díky vysokým kvalitám hydraulické regulace,
- mnohem vyšší stupeň bezpečnosti díky použití velkého počtu samostatných brzdových jednotek,
- mnohem vyšší stupeň bezpečnosti napájecích a řídicích elektrohydraulických brzdových systémů.

Jak již bylo zmíněno, napájení a řízení výše popsaných brzdových jednotek je realizováno elektrohydraulickými brzdovými systémy, které jsou v současnosti vesměs mikroprocesorově řízeny a vybaveny pokročilou hydraulikou. Jejich výrobcem je zhruba stejný okruh firem, který byl shora výjmenován s výjimkou polské firmy ZGODA, která tyto systémy nevyrábí. Pro firmu Siemag vyrábí elektrohydraulický systém napájení a řízení firma Bosch. Firma ABB vyrábí několik typů elektrohydraulických systémů a firma INCO engineering ucelenou řadu HR7K, HR9K, Frenomatic HR11K, Reprimatic HR17K a HR19K. Obecně musí tyto novodobé brzdové systémy zajišťovat následující funkce:

- řízení brzdových jednotek v režimu jízdni brzdy při ručním řízení stroje,
- řízení brzdových jednotek v režimu automatického provozu stroje,
- řízení brzdových jednotek v režimu pojistné brzdy (obvykle dvoustupňové),
- u dvoububnových strojů separátní řízení brzdových jednotek volného a pevného bubnu při překládání těžby.

Typickými rysy moderních brzdových systémů jsou vedle vyspělých regulačních vlastností také důmyslný systém programového zabezpečení, důsledné zálohování prvků v tekutinové i elektrické části, automatizace měření a velmi vysoká úroveň provozní bezpečnosti a spolehlivosti.

Z hlediska řízení brzdových jednotek v režimu pojistné brzdy lze rozdělit výše zmíněné systémy na dvě skupiny:

- Elektrohydraulické brzdové systémy s regulací na konstantní brzdou sílu.
- Elektrohydraulické brzdové systémy s regulací na konstantní zpoždění.

Elektrohydraulické brzdové systémy s regulací na konstantní brzdou sílu regulují v průběhu pojistného brzdění tlak na konstantní hodnotu tzv. tlak prvního stupně pojistného brzdění. To

pochopitelně znamená, že brzdové jednotky vyvíjejí v čase trvání prvního stupně konstantní brzdou sílu. resp. brzdový moment. První stupeň působí až do zastavení stroje resp. dosažení minimální rychlosti a poté nastupuje tzv. druhý stupeň, který sníží tlak v brzdových jednotkách na nulovou hodnotu a způsobí tak vyvození plné brzdě síly. Použití konstantní brzdě síly při pojistném brzdění vede k tomu, že dosažené průměrné zpoždění stroje se značně liší v závislosti na tom, zda je brzděna prázdná soustava, zda je brzděn stroj při jízdě se zátěží nahoru, či naopak se zátěží dolů. Elektrohydraulické brzdové systémy s regulací na konstantní zpoždění regulují v průběhu pojistného brzdění tlak tak, aby stroj zabrzdil se stálým (nastaveným) průměrným zpožděním bez ohledu na velikost a polaritu zátěže. Jak bylo již zmíněno, elektronická regulace brzdě síly při pojistném brzdění zajišťuje, že stroj docílí v průběhu pojistného brzdění přibližně shodné hodnoty průměrného zpoždění bez ohledu na to, zda je brzděna prázdná soustava, zda je brzděn stroj v režimu těžby (plné užitečné zatížení při jízdě nahoru), či zda brzdění probíhá za jízdy s negativní zátěží (spouštění užitečného zatížení). Tato charakteristická vlastnost je největším rozdílem oproti brzdovým systémům, které v režimu pojistné brzdy vyvíjejí stálou brzdou sílu, což vede ke značně rozdílným hodnotám zpoždění v závislosti na smyslu a velikosti zátěže. Nastavení brzdě síly musí totiž splňovat podmínky minimálního požadovaného zpoždění ($1,5 \text{ m/s}^2$ u strojů s třecím kotoučem a $1,8 \text{ m/s}^2$ u strojů bubnových), které vycházejí z bezpečnostních předpisů Státní báňské správy (V České republice Vyhláška č. 415/2003 Sb.). Je-li brzdový systém nastaven tak, aby výše uvedená podmínka byla splněna při brzdění negativní zátěže (jízda s užitečným zatížením směrem dolů), dosahuje stroj při brzdění za jízdy bez zátěže a za jízdy s pozitivní zátěží zpožděních podstatně vyšších. Je-li například pojistná brzda seřízena tak, že průměrné zpoždění při spouštění zátěže činí cca $2,1 \text{ m/s}^2$, pak stejná brzdě síla způsobí kupříkladu průměrné zpoždění $3,7 \text{ m/s}^2$ při jízdě prázdné soustavy a $4,5 \text{ m/s}^2$ při jízdě se zátěží nahoru. Vzhledem k tomu, že horní hranice zpoždění je pro jízdu lidí u bubnových strojů opět omezena předpisem (zpoždění nesmí být vyšší než 5 m/s^2 a to ani lokálně) a u strojů s třecím kotoučem požadavkem, aby průměrné zpoždění nepřekročilo 85% kritického zpoždění, které způsobí prokluz lan, je často nastavení brzdového systému obtížné. Nehledě na to, že vysoké hodnoty průměrného zpoždění jsou zdrojem značného a přitom zcela zbytečného dynamického zatěžování těžního zařízení včetně lan a rovněž představují riziko poranění přepravovaných osob.

V presentaci přednášky jsou podrobněji pojednány jednotlivé části brzdového ústrojí moderních těžních strojů, přičemž je čerpáno z dostupné firemní dokumentace jednotlivých výrobců. Tam, kde jsou výrobky jednotlivých firem koncepčně shodné resp. velmi podobné, je pro účely tohoto shrnutí uveden pouze jeden typový zástupce.



Obr. 2 Elektrohydraulický brzdový systém Reprimatic HR17K

4. Užití soudobých brzdových systémů při modernizacích starších těžních strojů

Modernizace těžních strojů se provádějí nejen v České republice, ale v poměrně velkém rozsahu i v zahraničí. V závislosti na rozsahu lze rekonstrukce resp. modernizace rozdělit na částečné (menšího rozsahu) a generální (celkové). Počtem převažují částečné modernizace menšího rozsahu, které zpravidla spočívají v implementaci nějakého dílčího systému ať již v mechanické, či elektrické části těžního stroje (např. náhrada mechanického hloubkoměru digitálním, náhrada řídicích a ovládacích prvků tlakovzdušného brzdového stroje, náhrada mechanického křivkového regulátoru mikroprocesorovým regulátorem jízdy apod.). Generální modernizace či rekonstrukce těžních strojů se svým rozsahem blíží dodávce zcela nového těžního stroje, přičemž k dalšímu využití jsou obvykle určeny pouze kotevní rámy, těžní motor (motory) a vzduchové měničové transformátory, což jsou součásti s velmi vysokou životností (nezřídka 60÷70 let). Výsledkem takto velkoryse pojatých modernizací je to, že zákazník-provozovatel dostává zařízení vysoké technické úrovně (zcela srovnatelné s nově dodávanými stroji) s logicky pozitivními dopady v oblasti výkonnosti zařízení, jeho provozní spolehlivosti, bezpečnosti a nově plánované životnosti. To vše s nikoliv nepodstatnou úsporou finanční, protože jmenované části a díly, které jsou dále používány patří k velmi nákladným (např. pořizovací cena nového stejnosměrného pomaluběžného motoru o středním výkonu 3000 kW činí v současnosti 25÷30 milionů Kč).

Promítnou-li se shora uvedené skutečnosti do oblasti brzdových ústrojí, která jsou předmětem tohoto příspěvku, je zřejmé, že na užití prostředky při generálních modernizacích se plně vztahuje vše, co platí pro nově vyráběné těžní stroje. Při výměně navíjecí nebo unášivé soustavy za novou se totiž zcela bezvýjimečně nainstalují bubny či třecí kotouče opatřené brzdovými disky, a tak je možné provést současně náhradu čelistových brzd s tlakovzdušným ovládním za diskové hydraulicky řízené brzdy. V případě dílčích modernizací je modernizace brzdového ústrojí komplikovanějším problémem. Bubny či třecí kotouč v těchto případech většinou zůstávají původní a uchycení brzdových disků na starou pro tento účel nenavrženou skořepinovou konstrukci je velmi rizikový a technicky obtížně řešitelný úkol. Původní mechanismus čelistové brzdy tak musí zůstat a možnosti modernizace jsou pouze v oblasti mechanismu vyvíjení brzdové síly a její regulace. Právě oblast napájení a regulace dává možnost uplatnění moderním elektropneumatickým brzdovým systémům, které mohou nabídnout pokročilé pneumatické prvky a veškeré výhody digitálního řízení. Nahrávají zastaralý elektromechanický systém ovládním tlakovzdušných brzdových strojů včetně složitých pákových převodů na stanovišti strojníka. Přinášejí výhody elektronické regulace tlaku, použití moderních pneumatických prvků, systém několikanásobného jištění, řízení pomocí programovatelných automatů, rozsáhlý soubor zabezpečení – programových kontrol, prostředky autodiagnostiky a další. V prezentaci přednášky budou některé z těchto systémů představeny detailněji.

Literatura:

Recenzia/Review: *doc. Ing. Jozef Krešák, PhD.*