

Energeticky úsporný hydraulický pohon s Load-Sensing regulací

Bohuslav Pavlok¹

¹ Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17. listopadu 15/2172, Ostrava-Poruba, bohuslav.pavlok@vsb.cz

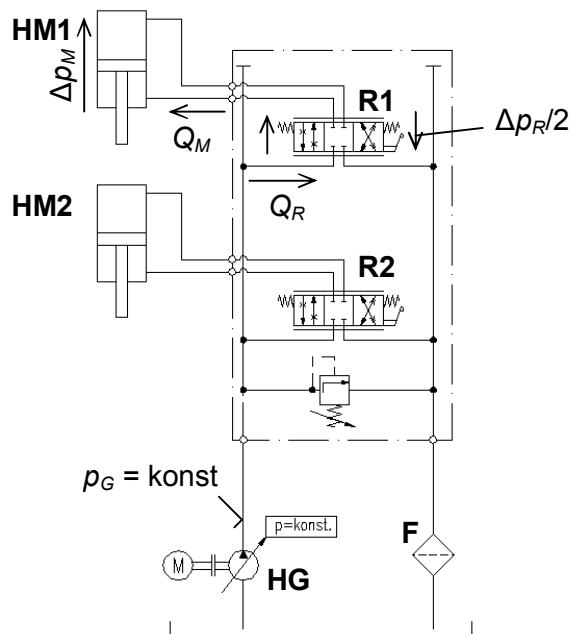
Abstrakt Hydrostatický pohon se zdrojem průtoku tvořeným hydrogenerátorem s Load-Sensing regulací se vyznačuje vysokou celkovou účinností pohonu a současně malou závislostí průtoku na zatěžovacím tlaku. Tyto výhody mohou být někdy zastíněny horší dynamikou pohonu ve srovnání s pohony přímo řízenými proporcionálními regulačními ventily. V těchto případech je výhodné využít při návrhu pohonu možností, které nabízejí metody matematického modelování a počítačové simulace.

1 Úvod

Zvyšující se ceny energií nutí projektanty hydraulických strojů a zařízení reagovat na tuto skutečnost používáním hydraulických pohonů s vysokou energetickou účinností. Příkladem jsou hydrostatické pohony mobilních pracovních strojů [1]. Hydrostatický pohon s regulačním hydrogenerátorem s Load-Sensing regulací se vyznačuje vysokou celkovou účinností pohonu a současně malou závislostí průtoku na pracovním tlaku.

2 Standardní řešení hydraulického systému nastavby mobilního stroje

Dnes obvyklé řešení je představeno na **Obr. 1**.



Obr. 1 Obvyklé řešení hydraulického systému nastavby mobilního stroje

Hydromotory HM1 a HM2 jsou ovládány proporcionálními rozváděči R1 a R2. Mohou pracovat samostatně nebo současně. Na schématu je znázorněn směr průtoku Q_R a Q_M do rozváděče R1 a následně do hydromotoru HM1, a směry tlakových spádů na hydromotoru Δp_M a na proporcionálním rozváděči Δp_R za předpokladu, že v činnosti je právě hydromotor HM1. Regulační hydrogenerátor HG udržuje ve větvi 1 konstantní tlak $p_G = \text{konst}$.

Pro tento případ lze (za předpokladu určitých zjednodušení) psát rovnice pro průtoky Q_M a Q_R ($m^3 \cdot s^{-1}$) a pro tlaky p_G , Δp_M a Δp_R (Pa) ve tvaru

$$p_G = \Delta p_M + \Delta p_R \quad (1)$$

$$Q_M = Q_R \quad (2)$$

Rovnici (2) lze rozepsat do tvaru (3)

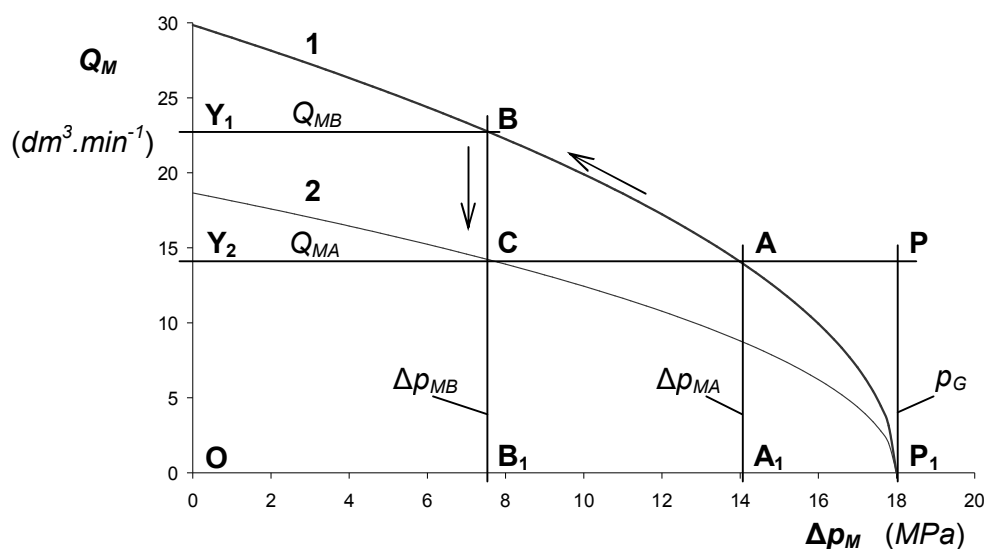
$$Q_M = \mu \cdot S_R \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_G - \Delta p_M} \quad (3)$$

kde S_R je průtočný průřez drážek na šoupátku proporcionálního rozváděče v nejužším místě (m^2),

ρ – hustota pracovní kapaliny ($kg \cdot m^{-3}$),

μ – součinitel průtoku kapaliny proporcionálním rozváděčem (1).

Rovnice (3) popisuje závislost průtoku do hydromotoru Q_M na tlakovém spádu na hydromotoru Δp_M a na průtočné ploše ventilu S_R , která je funkcí polohy řídicího šoupátka x_R . Šoupátko může být ovládáno například ruční pákou, nebo elektromagnety. Zatímco závislost průtoku Q_M na ploše S_R je lineární, závislost průtoku Q_M na tlakovém spádu Δp_M je nelineární a vykreslujeme ji jako statickou charakteristiku, viz příklad na **Obr. 2**.



Obr. 2 Statická $\Delta p_M - Q_M$ charakteristika hydraulického systému řízeného proporcionálním ventilem

Křivka 1 platí pro plně otevřený ventil R1 s průtočnou plochou $S_{M,max}$. Bude-li se na hydromotoru HM1 měnit velikost zatěžující síly, bude se současně měnit hodnota tlakového spádu Δp_M . Pracovní bod A na **Obr. 2** platí pro tlakový spád Δp_{MA} a průtok Q_{MA} . Sníží-li se tlakový spád na hodnotu Δp_{MB} , přeneseme se do pracovního bodu B a průtok se zvýší na hodnotu Q_{MB} . Pokud vyžadujeme, aby se průtok se zatížením nezměnil, přejdeme přestavením rozváděče R1 na křivku 2, tedy do pracovního bodu C. Porovnejme, jak se změnila energetická bilance pohonu přechodem z pracovního bodu A do bodu C.

V pracovním bodě A odpovídá součin $\Delta p_{MA} \cdot Q_{MA}$, tedy obdélník AA_1OY_2 , užitečnému hydraulickému výkonu P_u hydromotoru HM1, a obdélník APP_1A_1 ztrátovému výkonu P_z na ventilu R1. V pracovním bodě C je užitečný výkon P_u charakterizován obdélníkem CB_1OY_2 a ztrátový výkon P_z obdélníkem CPP_1B_1 .

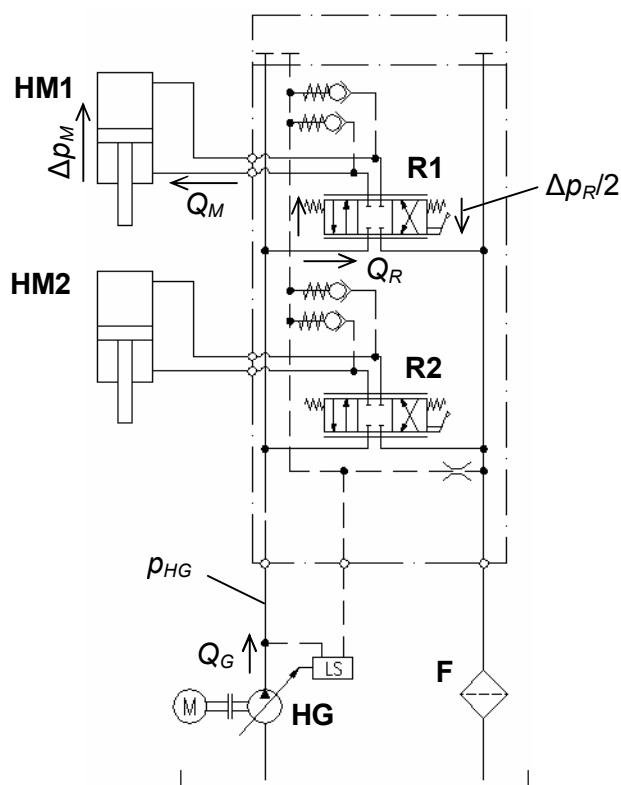
Definujeme-li energetickou účinnost řídicího systému pohonu vztahem

$$\eta = \frac{P_u}{P_u + P_z} \quad (4)$$

bude pro příklad na **Obr. 2** účinnost v bodě A číselně rovna $\eta = 0,77$, kdežto v bodě C bude $\eta = 0,37$. Posouváním pracovního bodu doleva, tedy snižováním zatížení na hydromotoru, se účinnost snižuje až na nulu. Účinnost systému lze zvyšovat posouváním pracovního bodu A vpravo, tedy zvyšováním hodnoty Δp_M , současně se ale snižuje hodnota přenášeného užitečného výkonu až k nule v pracovním bodě P₁. Maximální přenášený výkon nastává při tlakovém spádu na hydromotoru $\Delta p_M = 2/3 \cdot p_G$.

3 Energeticky úsporné řešení s LS regulačním hydrogenerátorem

Energeticky úspornější řešení je představeno na **Obr. 3**.



Obr. 3 Řešení hydraulického systému mobilního stroje s LS regulačním hydrogenerátorem

LS (Load-Sensing) regulační hydrogenerátor HG zajišťuje konstantní průtok do systému, rovný požadovanému průtoku do hydromotoru Q_M tak, aby platil vztah (5):

$$Q_G = Q_R = Q_M \quad (5)$$

