

Napojení zdroje tepla přes hydraulický věnec nebo termohydraulický rozdělovač

Heat Source Connection through Hydraulic Ring or Thermohydraulic Separator

Recenzent

doc. Ing. Karel Brož, CSc.

Autor se zabývá hydraulickým propojením zdroje tepla s otopnou soustavou a jednotlivými kotlům navzájem přes hydraulický věnec (HV). Rozebírá HV jak po stránce teoreticko-funkční, tak po stránce praktického použití. Přednostně doporučovanou variantou použití HV se jeví hydraulické propojení dvou sériově řazených kotlů.

Klíčová slova: vytápění, hydraulický věnec, termohydraulický rozdělovač, kondenzační kotle

The author deals with hydraulic connection of the heat source with the heating system and of individual boilers one another through the hydraulic ring (HV). He analyses HV both in the theoretical function respect and in the practical use respect. The hydraulic connection of two serial-ranged boilers appears as the high preference recommended variant of HV use.

Key words: heating, hydraulic rim, thermohydraulic separator, condensation boilers

V dnešní době je již standardní využívat termohydraulický rozdělovač (THR) k optimalizaci hydraulických poměrů mezi okruhem zdroje tepla a spotřebitelskými okruhy. Ne vždy je však použití THR účelné a optimální. Principiálně není THR nic jiného, něž předimenzovaný zkrat kotlového okruhu. Na rozdíl od zkratu v kotlovém okruhu však vykazuje zanedbatelnou tlakovou ztrátu. Jinou použitelnou variantou je aplikace hydraulického věnce (HV).

HV představuje spojení dvou hydraulických systémů, aniž by se vzájemně významně ovlivňovaly. Praktické provedení představuje čtyři 90° oblouky (či kolena) a čtyři T kusy konstantního průměru, vzájemně spojené se stejnou roztečí (obr. 1 a 2). Obvyklý je pravoúhlé provedení, avšak je možné, podle potřeby, zvolit i jiný úhel. Vnitřní průměr se volí stejně, jako průměr připojovacích potrubí zdroje tepla.

PROVOZNÍ PODMÍNKY

O něco náročnější, než je vlastní konstrukce, je provoz HV. Oba hydraulické okruhy napojené na HV jsou zapojeny do „kříže“. Přesto, že HV poskytuje různé možnosti jeho použití je především v oblasti propojení primárního (okruh zdroje tepla) a sekundárního (okruh otopné soustavy) okruhu.

Principiálně musí platit, že množství vody do HV přivedené se rovná množství vody z HV odvedenému. Vyjádřeno rovnicí tak platí:

$$\dot{m}_{P_1} + \dot{m}_{S_2} = \dot{m}_{P_2} + \dot{m}_{S_1},$$

Vše ostatní regulují tlakové poměry v HV. Pro objasnění nechť nám poslouží tři idealizované stavby zařízení.

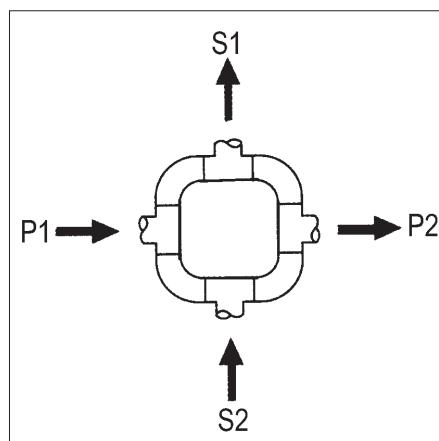
Mezi dvěma limitními stavami, kdy jsou průtoky stejné či kdy je jeden 100% druhý 0%, se vyskytuje mnoho provozních stavů, ležících mezi oběma uvedenými stavami.

Nejjednodušší je první případ, kdy jsou si oba hmotnostní průtoky rovny (obr. 3). Zde v HV nedochází ke směšování. Primární přívodní voda P1 proudí přímo nejkratší cestou k výstupu pro sekundární větev S1 a podobně vratná větev ze sekundární strany S2, natékající do HV, proudí přímo do výstupu, tj. vratné větve P2 strany primární.

Tlaková ztráta místními odpory (4 x T kus, 4 x koleno) je pro praxi téměř zanedbatelná a pro tento případ platí:



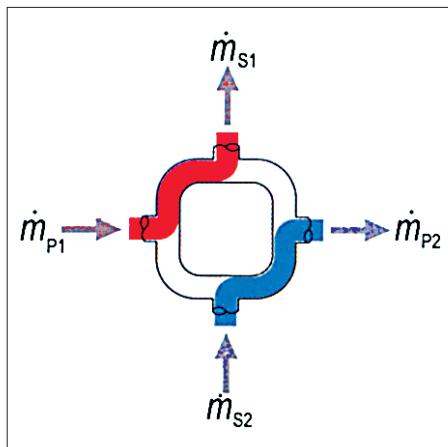
Obr. 1 Pohled na hydraulický věnec



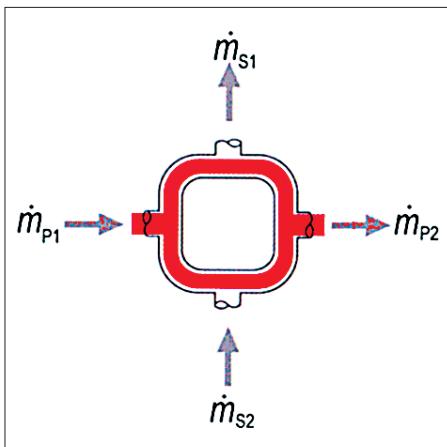
Obr. 2
Principiální schéma funkce hydraulického věnce

$$\dot{m}_{P_1} = \dot{m}_{S_1} \text{ a zároveň } \dot{m}_{P_2} = \dot{m}_{S_2}.$$

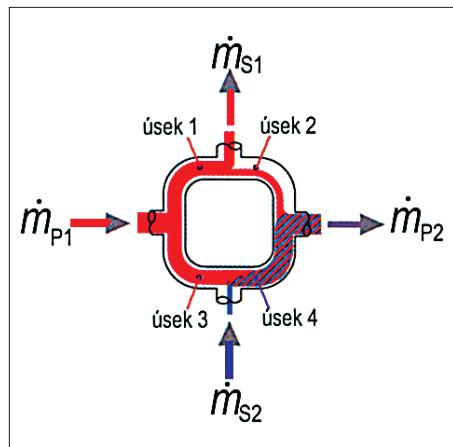
Z hlediska regulačního se tento stav nejvíce blíží zapojení se zcela otevřenou čtyřcestnou směšovací klapkou. Voda obou okruhů volně protéká bez směšování či vytvoření obtoku (bypass).



Obr. 3 Princiální schéma funkce hydraulického věnce při rovnosti průtoků primárním i sekundárním okruhem



Obr. 4 Princiální schéma funkce hydraulického věnce při průtoku pouze primárním okruhem



Obr. 5 Princiální schéma funkce hydraulického věnce pro větší průtok v primárním okruhu než v sekundárním okruhu

U druhého limitního stavu (obr. 4) bude průtok primárním okruhem 100 % a spotřebitelským 0 %, tj. např. případ, kdy by všechny ventily u otopních těles zavřely a potřeba tepla by v tomto okamžiku byla nulová. Je to rovněž případ hydraulického napojení dvou kotlů v sérii předtím, než se připojí kotel pokrývající špičkový výkon. Nebo případ, kdy kotlový okruh pracuje v létě pro přípravu TV a otopná soustava neodeberá žádné teplo. Pro uvedený provozní stav platí:

$$\dot{m}_{P1} = \dot{m}_{P2} = 100\% \text{ a zároveň } \dot{m}_{S1} + \dot{m}_{S2} = 0\%.$$

Primární proud natéká do HV, ve stejném poměru se rozdělí, aby se na výstupu z HV opět spojil a vrátil se do primárního okruhu. Sekundární strana je bez průtoku. Dříve uvažované přirovnání ke čtyřcestné klapce by znamenalo, že je klapka zcela uzavřena. Díky rozdělení proudu dojde ke snížení průtoku na polovinu, a tak se s druhou mocninou zmenší i tlaková ztráta HV.

Mezi limitními stavami je bezpočet dalších provozních stavů. Jedním z nich je případ, kdy je průtok primárním okruhem (např. kotlovým) větší než potřebný průtok sekundárním (obr. 5), resp. spotřebitelským okruhem (okruhem otopné soustavy).

Jako příklad zvolme průtok primárním okruhem 100 m³/h a 30 m³/h v sekundárním okruhu. Z naší volby vyplývá následující:

pokud bude tlaková ztráta přes oba úseky (podminěno konstrukcí) přibližně stejná, rozdělí se průtok 100 m³/h v přívodu primární strany (P1) na 50 m³/h do úseku 1 a 3. Přes vstup sekundární strany natéká 30 m³/h, takže úsekem 4 protéká 50 plus 30 m³/h. Na druhé straně proudí výtokem sekundární strany (S1) 30 m³/h, čímž na úsek 2 připadá 20 m³/h. Tento průtok (20 m³/h) se spolu s průtokem v úseku 4 (tj. 80 m³/h) spojí a dají opět 100 m³/h v primárním okruhu (P2).

Uvažujeme tepelné ztráty HV za zanedbatelné a pak bude platit $t_{S1} = t_{P1}$. Teplotu na výstupu primární strany t_{P2} určíme ze směšovací rovnice. Bude platit:

$$\dot{m}_{P1} \cdot c_{P1} \cdot t_{P1} + \dot{m}_{S2} \cdot c_{S2} \cdot t_{S2} = \dot{m}_{P2} \cdot c_{P2} \cdot t_{P2} + \dot{m}_{S1} \cdot c_{S1} \cdot t_{S1}$$

Za předpokladu, že závislost měrné tepelné kapacity na teplotě můžeme zanedbat, tj.

$$c_{P1} = c_{S1} \approx c_{P2} \approx c_{S2}$$

a zanedbáme rovněž tepelné ztráty HV, tj.

$$t_{S1} = t_{P1},$$

pak platí

$$\dot{m}_{P1} \cdot t_{P1} + \dot{m}_{S2} \cdot t_{S2} = \dot{m}_{P2} \cdot t_{P2} + \dot{m}_{S1} \cdot t_{S1}.$$

Za \dot{m}_{S1} ještě dosaďme:

$$\dot{m}_{S1} = \dot{m}_{P1} + \dot{m}_{S2} - \dot{m}_{P2}$$

a získáme vztah pro teplotu vracející se vody ke zdroji tepla na primární straně

$$t_{P2} = t_{P1} + \frac{\dot{m}_{S2} \cdot t_{S2} - \dot{m}_{S2} \cdot t_{P1}}{\dot{m}_{P2}} = t_{P1} - \frac{\dot{m}_{S2}}{\dot{m}_{P2}}(t_{P1} - t_{S2}).$$

Dále můžeme uvažovat, že v daném čase drží čerpadlo primárního okruhu konstantní průtok stejně, jako čerpadlo okruhu sekundárního, tj.

$$\dot{m}_{P1} = \dot{m}_{P2} = \dot{m}_P \text{ a } \dot{m}_{S1} = \dot{m}_{S2} = \dot{m}_S.$$

Po dosazení dostaváme pro t_{P2} vztah:

$$t_{P2} = t_{P1} + \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \cdot (t_{S2} - t_{P1}).$$

Je zřejmé, že jednotlivé HV představují při různých provozních stavech vlastně nedokonale hydraulicky vyvážené paralelní a sériové větve. Tlakové poměry v HV budou dle nastavených průtoků a řazení čerpadel v primární a sekundární věti proměnné, a tak i předpoklad, že se průtok \dot{m}_{P1} rozdělí do úseků 1 a 3 rovnoměrně je idealizovaný, avšak pro znázornění postačující.

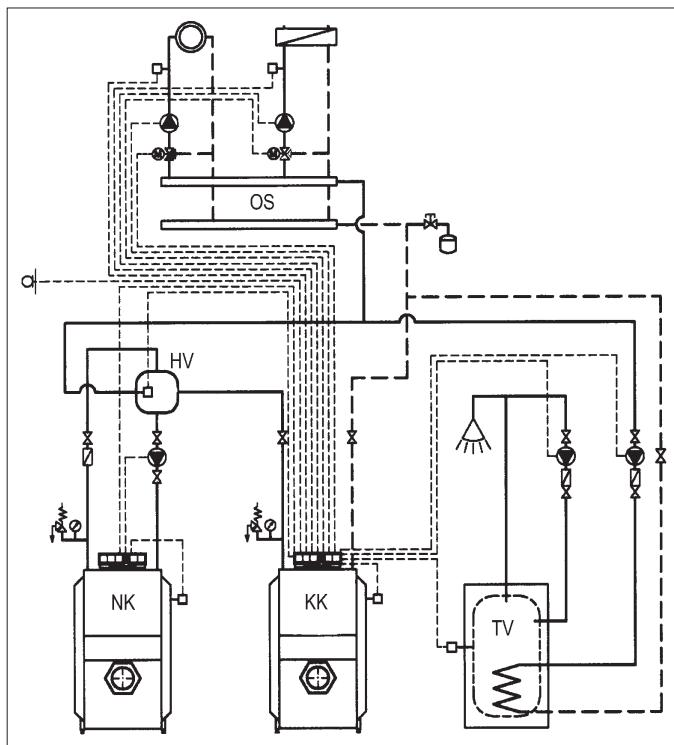
HV je použitelný jestliže rychlosť proudění vody a s nimi spojené tlakové ztráty HV nebudu příliš vysoké. Rovněž tak, že připojení na sekundární straně nebude vykazovat vysoké dynamické tlaky.

Průměry potrubí navrhujeme tak, aby stejně jako v primárním okruhu rychlosť nepresahovala 0,6 m/s. Budou-li v přívodním a vratném potrubí vysoké rychlosti, je i tak potřeba navrhovat průměry HV podle rychlosť do cca 0,9 m/s. Příkladem budiž HV DN 200 ($d_i = 206,4$ mm) se jmenovitým průtokem vody 100 m³/h a rychlosť prodění vody 0,83 m/s.

APLIKACE

Jak lze v praxi použít HV ukazuje schéma na obr. 6, kde HV propojuje dva kotly řazené sériově.

Kondenzační kotel (KK) pokrývá základní potřebu tepla a nízkoteplotní kotel (NK) spíná pouze pro krytí špičkové potřeby tepla. Při této variantě provozování slouží HV k hydraulickému propojení obou zdrojů tepla stejně, jako směšovací prvek, zajišťující ochranu NK zvyšováním teploty vratné vody za některých provozních stavů.



Obr. 6 Sériové zapojení kondenzačního a nízkoteplotního kotle přes hydraulický věnec

Průtok vody kondenzačním kotlem je proměnný. Jediné čerpadlo v kotlovém okruhu zajišťuje konstantní požadovaný průtok NK. To se spíná pouze při potřebě provozování NK. Pro provozní stav, kdy NK nepracuje, to znamená, že tlakové ztráty KK a kotlového okruhu pokrývají oběhová čerpadla otopné soustavy. Za jmenovitých podmínek protéká oběma kotly 100% průtok. HV je tak dimenzován na jmenovitý (100%) průtok zařízením. Dvě vzájemně protilehlá připojení HV spojují otopnou soustavu a KK. Dvě zbývající připojení HV slouží pro napojení přívodní a vratné větve NK.

Za běžných provozních podmínek pokrývá požadovaný výkon pouze KK. Voda z KK se v HV dělí na dva stejné proudy a poté opět jako celý proud pokračuje do otopné soustavy, jako by HV ani nebyl v okruhu zařazen.

Jinak to vypadá za jmenovitého výkonu, kdy voda protéká NK a je sepnuto i jeho čerpadlo. Předehřátá voda v KK proudí do NK a poté přívodní větví HV do otopné soustavy. Výhodou sériového zapojení kotlů přes HV je zamezení průtoku vody přes nepracující NK. To umožní eliminovat tepelné ztráty průtoku teplé vody přes nepracující NK.

Jinou možnost představuje hydraulické propojení paralelně napojených dvou kotlů s otopnou soustavou (obr. 7). Prakticky jde o křížové propojení přívodní a vratné větve kotlového a spotřebitelského okruhu. Paralelní zapojení kotlů má tu výhodu, že v období odstavení či klidové fáze jednoho z nich lze druhý kotel bez potíží provozovat.

HV je zde přirovnatelný k funkčnímu principu čtyřcestné směšovací klapky, pouze pracuje zcela automaticky a bez technických výpadků. Při částečném vytížení může dojít, stejně jako u THR, ke zvyšování teploty vratné vody natékající do kotle. U KK to snižuje stupeň využití. Řešením pak může být napojení KK přímo na vratnou větev spotřebitelských okruhů.



Obr. 7 Pohled na hydraulický věnec při paralelním zapojení kotlů (Instandhaltungswerk der Deutsche Bahn AG – Frankfurt am Main)

ZÁVĚR

Vedle již dnes klasického napojení otopné soustavy přes THR máme i jiné srovnatelné způsoby. Jedním z nich je použití HV, jako zajímavé a cenově dostupné alternativy. Obecně můžeme říci, že HV lze použít všude tam, kde bychom použili THR. HV však vyžaduje o něco méně místa, poskytuje větší variabilitu umístění (např. pod strop) a izoluje se stejně, jako připojovací potrubí v kotelně.

Práce vznikla s podporou Výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika životního prostředí.

Použité zdroje:

- [1] Größlinghoff, C.-H., Junker, E.: *Weichenstellung. Heizung Lüftung/Klima Haustechnik*, Bd. 57, 6/2006. s. 48-51. ISSN 1436-5103.
- [2] Buderus Heiztechnik: *Handbuch für Heizungstechnik*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1994. 1188 s. ISBN 3-410-13214-7.
- [3] Bašta, J.: *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2003. – 252 s., 209 obr., ISBN 80-01-02808-9.
- [4] Technické podklady firmy Buderus Heiztechnik.

* První kompletní chladicí zařízení s CO₂ v Německu

V srpnu 2006 byla otevřena první tržnice v Německu, jejíž chladicí nábytek je výhradně chlazen CO₂. Dosud se toto ekologické chladivo používalo pro hluboké chlazení jen zřídka.

Instalované zařízení spočívá na principu nadkritického procesu CO₂ takto: až do venkovní teploty asi 25 °C pracuje zařízení jako běžné chladicí zařízení s HFC, tj. s kompresí, odpařováním, expanzí a kondenzací. Od asi 25 °C venkovní teploty se však v chladicím okruhu překročí kritický bod CO₂ (31 °C). Nyní přestává výdaj tepla z chladicího okruhu do venkovního vzduchu kondenzací chladiva. CO₂ zůstává ve formě páry a tím přejímá dosavadní kondenzátor funkci chladiče plynu. Pozdější kondenzace plynného CO₂ se deje při nadkritickém provozu přes expazní ventil. Vlivem expazie se snižuje tlak a tím klesá teplota, takže dochází ke směsi fází kapalného a plynného CO₂.

Zatímco zařízení s HFC pracují s tlaky 25 až 30 bar je nastavení tlaku CO₂ vcelku vyšší a v létě stoupá až na 80 až 100 bar, což představovalo pro výrobce Epta Deutschland GmbH nutnost vyvinout specifické konstrukce všech komponentů zařízení. V souvislosti s tím zavedl výrobce i příslušný servis.