

Hydraulické chování otopných soustav s TRV

Hydraulic behaviour of heating systems with thermostatic control valves

Ing. Jiří BAŠTA, Ph.D.

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav
techniky prostředí

Článek se zabývá hydraulickým chováním dvoutrubkové a jednotrubkové otopné soustavy při zavírání termostatických regulačních ventilů. Na příkladech s konkrétními hodnotami ukazuje rozdílné chování dvoutrubkové a jednotrubkové otopné soustavy.

Klíčová slova: vytápění, hydraulika, regulační ventil

Recenzent

Dr. Ing. Petr Fischer

The article deals with hydraulic behaviour of two-pipe and one-pipe heating systems under closing the thermostatic control valves. On examples with concrete values it points to different behaviours of one-tube and two-tube heating systems.

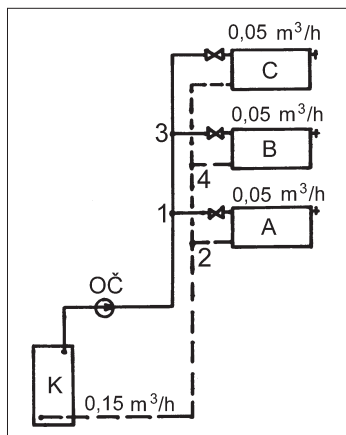
Key words: heating, hydraulics, control valve

Na zjednodušeném modelu dvoutrubkové vertikální otopné soustavy podle obr. 1 lze popsat hydraulické chování soustavy při zavírání termostatických regulačních ventilů otopných těles (TRV).

Pokusme se tedy zodpovědět základní otázky, které vyvstávají spolu s provozováním otopné soustavy s termostatickými regulačními ventily.

Položme si otázky:

- Jak se bude měnit tlaková ztráta potrubní sítě, resp. charakteristika potrubní sítě v případě, že se regulační ventily otopných těles A a B uzavřou?
- Jak se změní průtok otopným tělesem C, když jsou regulační ventily u otopných těles A a B uzavřeny a regulační ventil u otopného tělesa C nezavírá (resp. nemění svůj zdvih)?
- Jaká tlaková diference (rozdíl tlaků) bude na uzavřeném regulačním ventilu otopného tělesa B?
- Jaký by mělo oběhové čerpadlo mít dopravní tlak, pokud chceme zachovat průtok otopným tělesem C roven $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ při uzavřených regulačních ventilech u otopných těles A a B? Jinými slovy, jaký je žádoucí dopravní tlak oběhového čerpadla v okamžiku, když regulační ventily B a C zavřou?



Obr. 1 – Zjednodušené schéma dvoutrubkové vertikální protiproudé otopné soustavy

Výpočtem tlakových ztrát byly určeny hodnoty ve sloupcích 2 a 3 (tab. 1). Ve sloupci 4 je vypočítán měrný hydraulický odpor C z hodnot ve sloupcích 2 a 3 ze vztahu:

Tab. 1 – Tabulka hodnot k obr. 1

1	2	3	4
Úsek	Tlaková ztráta Pa	Průtok m^3/h	C $\text{Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$
3-C-4	4 500	0,05	1 800 000
Z toho ventil	4 000	0,05	-
(1-3) + (4-2)	500	0,10	50 000
1-A-2	5 000	0,05	2 000 000
2-K-1	1 000	0,15	44 444
Celkem	6 000	0,15	266 667

$$C = \frac{\Delta p}{V^2}$$

Zjednodušeně se tak zde počítá s hydraulickým exponentem $z = 2$.

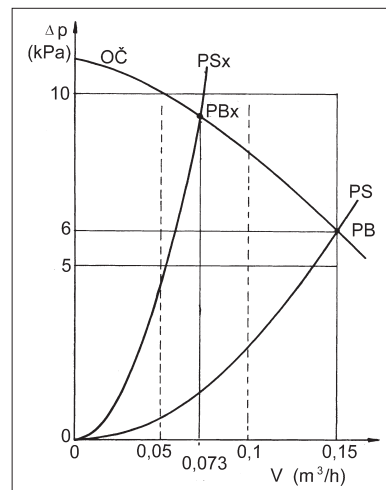
Ad a) a b)

Když bude regulační ventil A a B uzavřen, pak bude voda protékat pouze úseky 2-K-1, (1-3) + (4-2) a 3-C-4. V těchto úsecích protéká stejné množství vody, neboť jsou zapojeny sériově (za sebou). Pro sériové zapojení platí vztah $C_{cel}^1 = \sum C_i$. Součet měrných hydraulických odporů pro úseky 2-K-1, (1-3) + (4-2) a 3-C-4 z C hodnot uvedených v tab. 1 (sloupec 4) činí

$$C_{cel}^1 = 1\,894\,444 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}).$$

Pokud jsou regulační ventily u otopných těles B a C uzavřeny, jsou úseky potrubní sítě 2-K-1 a 1-A-2 řazeny za sebou (sériově). Součet měrných hydraulických odporů podle tab. 1 nabývá hodnoty $C_{cel}^2 = 2\,044\,444 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$.

V případě, že jsou regulační ventily u otopných těles A a B uzavřeny, tak získáváme novou charakteristiku potrubní sítě PS_x s měrným hydraulickým odporem $C_{cel}^1 = 1\,894\,444 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ (obr. 2) a nový pracovní bod PB_x . Dopravní množství čerpadla se sníží z $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$ na pouhých $0,073 \text{ m}^3/\text{h}$. To je zároveň průtok otopným tělesem C.



Obr. 2 – Charakteristiky potrubní sítě dvoutrubkové otopné soustavy za jmenovitých podmínek – PS a při uzavírání regulačních ventilů – PS_x

Ze získaných výsledků můžeme usuzovat na charakteristické reakce dvoutrubkové otopné soustavy při otevírání a uzavírání regulačních ventilů u otopných těles. Následující závěry tak platí pouze pro dvoutrubkovou otopnou soustavu, neboť jednotrubková otopná soustava se chová hydraulicky jinak.

- Při zmenšení zdvihu ventilu, resp. uzavírání regulačních ventilů se průběh charakteristiky potrubní sítě mění na strmý.
- Dopravní množství neregulovaného čerpadla klesá, ale průtok neodstavenými otopnými tělesy naopak vzrůstá.

Ad c)

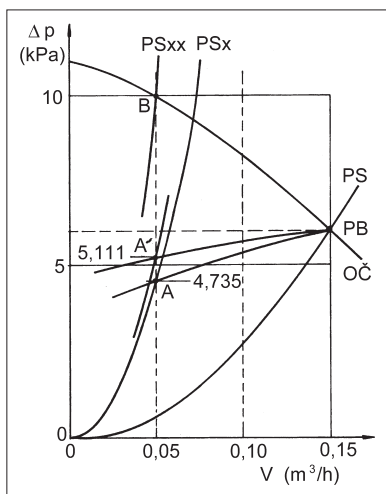
V přípojném potrubí otopného tělesa B (3-B a B-4) nevznikají v případě uzavření regulačního ventilu tlakové ztráty. Tlaková diference na ventilu B je shodná s tlakovou ztrátou, která bude na úseku potrubní sítě 3-C-4.

$$\Delta p_{3-C-4} = C_{3-C-4} \cdot \dot{V}^2 = 1800000 \cdot 0,073 = 9\,592 \text{ Pa.}$$

Tlaková diference na regulačním ventilu B se změní z 4 000 na 9 592 Pa. Při překročení určité hranice tlakové diference na regulačním ventilu otopného tělesa lze očekávat hlukové projevy. Dokud zůstává ventil uzavřen hlukové projevy nenastanou, jakmile začne otevírat, a jsme v oblasti malého zdvihu, nastává tento nepříznivý případ. Je zřejmé, že regulační ventil A je ještě v nepříznivější situaci. Čím blíže je napojený spotřebič (otopné těleso) po hydraulické cestě k čerpadlu, tím větší je tlaková diference na ventilu. Lze obecně konstatovat, že při uzavírání jednoho z ventilů narůstá tlaková diference na ostatních ventilech. To však platí pro případ, kde není čerpadlo regulováno a jednotlivé logické celky potrubní sítě nejsou osazeny regulátory tlakové diference.

Ad d)

Díky hydraulickým zásahům na regulačních ventilech A a B se zvýší průtok otopným tělesem C na $0,073 \text{ m}^3/\text{h}$. V reálné potrubní síti začne v odpovídajícím čase uzavírat i regulační ventil u otopného tělesa C, aby regulačním zásahem nastavil požadovaný průtok $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$. Zde žádané zmenšení zdvihu vede k dalšímu sklápění charakteristiky potrubní sítě PS_{xx} (obr. 3) a s tím spojenému dalšímu nárůstu dopravního tlaku čerpadla (pracovní bod B). Regulační zásah regulačního ventilu C tak podmiňuje další zvýšení potřeby energie pro provoz čerpadla.



Obr. 3 – Požadovaný průběh charakteristiky čerpadla při uzavírání regulačních ventilů

Energeticky smysluplné je nedosahovat hodnoty průtoku $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ škrcením na regulačním ventilu C, ale požadovaný průtok dosáhnout zároveň se snížením tlakové diference, resp. snížením dopravního tlaku čerpadla. Pro zcela otevřený regulační ventil C platí charakteristika potrubní sítě PS_x .

Příslušný měrný hydraulický odpor je $C_{cel}^1 = 1\,894\,444 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$. Pro žádaný průtok $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ je tlaková ztráta rovna

$$\Delta p_{cel} = 1894444 \cdot 0,05^2 = 4\,735 \text{ Pa.}$$

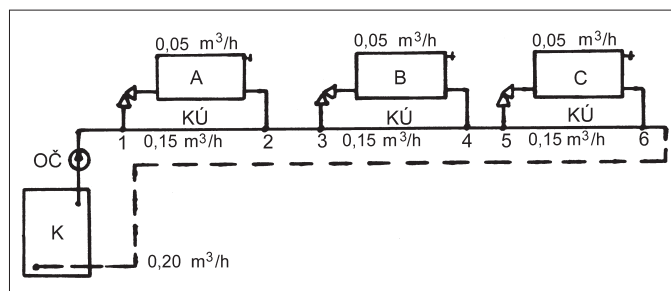
Tato tlaková ztráta musí být kompenzována tlakovou diferencí čerpadla, tj. charakteristika čerpadla by měla procházet bodem A (obr. 3). Nová technologie uplatňovaná při řízení čerpadel nám toto umožňuje (např. regulace $\Delta p - c$, $\Delta p - v$). Příslušná změna otáček oběžného kola čerpadla umožní nastavit charakteristiku čerpadla na bod A. Žádoucí je však znalost regulované charakteristiky PB-A.

Hydraulický vliv řízení čerpadel výše uvedeným způsobem je mnohem komplexnější než mohou naše výpočty ukázat. Senzor v čerpadle nemůže rozpoznat, kde v soustavě dochází k regulačním zásahům, které vyžadují redukci dopravního množství čerpadla např. na $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$. Požadovaný dopravní tlak čerpadla 4735 Pa vznikne tehdy, když jsou otopná tělesa A a B uzavře-

na a poslední otopné těleso C v potrubní síti je protékáno vodou. Pokud však budeme požadovat průtok $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ otopným tělesem A při uzavřených otopných tělesech B a C, pak měrný hydraulický odpor nabývá hodnoty $C_{cel}^2 = 2\,044\,444 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$. Celková tlaková ztráta a rovněž tak i požadovaný dopravní tlak čerpadla je $\Delta p_{cel}^2 = 2\,044\,444 \cdot 0,05^2 = 5\,111 \text{ Pa}$.

Výsledek ukazuje, že charakteristika čerpadla PB-A', podle které by čerpadlo mělo korigovat nárůst tlakové diference, nevykazuje jasně definovaný průběh. Nepříznivý případ nastává, jestliže čerpadlo reaguje především na nejbližší umístěný spotřebič (otopné těleso A) či naopak na nejdále umístěný (otopné těleso C). Je proto rozumné nespoletat u velkých hydraulických celků pouze na řízení čerpadla ($\Delta p - c$, $\Delta p - v$), ale osadit rovněž např. regulátory tlakové diference.

Analogicky jako u dvoutrubkové otopné soustavy popíšeme chování jednotrubkové otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles (obr. 4) v případě, že otopná tělesa A a B budou uzavřena.



Obr. 4 – Zjednodušené schéma jednotrubkové otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles (připsané hodnoty odpovídají otevření všech otopných těles)

Z výpočtu tlakových ztrát potrubní sítě byly určeny hodnoty v tab. 2 ve sloupcích 2 a 3. Sloupec 4 byl vypočten jako u dvoutrubkové otopné soustavy. V úsecích přes otopná tělesa 1-A-2, 3-B-4 a 5-C-6 má regulační ventil tlakovou ztrátu 1000 Pa. V řádku čtvrtém jsou uvedeny hodnoty pro úsek 5-6. Je to úsek potrubní sítě vyjadřující paralelní součet úseků 5-C-6 a 5-KÚ-6. U paralelních úseků se pro stanovení výsledné charakteristiky a tak i pro určení C hodnoty sčítají průtoky ($0,05 + 0,15 = 0,20 \text{ m}^3/\text{h}$) a tlaková ztráta k uzlům 5 a 6 musí být v obou paralelních větvích stejná (1 500 Pa).

Tab. 2 – Tabulka hodnot k obr. 4

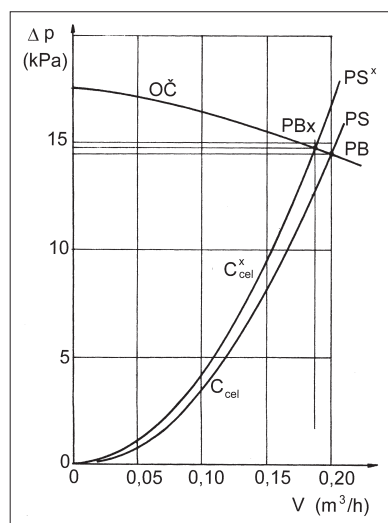
1	2	3	4
Úsek	Tlaková ztráta Pa	Průtok m^3/h	C $\text{Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$
1-A-2 = 3-B-4 = 5-C-6	1 500	0,05	600 000
1-KÚ-2 = 3-KÚ-4 = 5-KÚ-6	1 500	0,15	66 700
5-6 x)	1 500	0,20	37 500
(2-3) + (4-5) + (6-K-1) = ZPS	10 000	0,20	250 000
Celkem	14 500	0,20	362 500

x) Součet paralelních úseků 5-C-6 + 5-KÚ-6.

Při uzavření regulačních ventilů A a B jsou krátké úseky KÚ pod otopnými tělesy řazeny sériově s úsekem 5-6 (úsek KÚ) a zbytkem potrubní sítě (ZPS). V tomto případě je celkový měrný odpor roven

$$C_{cel}^x = C_{1-KÚ-2} + C_{3-KÚ-4} + C_{5-6} + C_{ZPS} = 66\,700 + 66\,700 + 37\,500 + 250\,000 = 420\,900 \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}).$$

Obě charakteristiky potrubní sítě pro jmenovitý provoz (PS) a pro případ uzavření dvou prvních otopných těles v hydraulické řadě (PS^x) jsou zakresleny v obr. 5.



Obr. 5 – Charakteristiky potrubní sítě jednotrubkové otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles za jmenovitých podmínek – C_{cel} a v případě uzavírání regulačních ventilů – C_{cel}^x

$$PS: \Delta p_{cel} = 362\,500 \cdot \dot{V}^2$$

$$PS^x: \Delta p_{cel}^x = 420\,900 \cdot \dot{V}^2.$$

V případě uzavření dvou prvních těles je charakteristika potrubní sítě mírně sklopena a průtok se mění pouze nepatrně z 0,20 na 0,19 m³/h. Porovnání obr. 2 a 5 nám pak ukazuje rozdílné hydraulické chování dvoutrubkové a jednotrubkové otopné soustavy.

Při uzavírání regulačních ventilů u otopných těles roste dopravní tlak neregulovaného čerpadla jen velmi omezeně a dopravní množství čerpadla klesá pouze nepatrně. Jestliže se nepatrně změní průtok vody okruhem jednotrubkové

otopné soustavy změní se rovněž nevýznamně průtok vody otopným tělesem s otevřeným ventilem.

Jak významně se sklápí charakteristika potrubní sítě PS_x (obr. 5) je dáno podílem tlakové ztráty úseku otopného tělesa včetně krátkého úseku pod otopným tělesem KÚ na celkové tlakové ztrátě okruhu a poměrem průtoku přes otopné těleso k průtoku v kmenové trubce.

Závěrem lze říci, že se jednotrubková otopná soustava s jezdeckým napojením otopných těles při zásazích regulačních ventilů chová hydraulicky mnohem stabilněji, než otopná soustava dvoutrubková. U jednotrubkové horizontální otopné soustavy s jezdeckým napojením otopných těles tak nevystává požadavek na použití regulovaných čerpadel způsobem $\Delta p - c$, $\Delta p - v$.

Použité zdroje:

- [1] BAŠTA, J.: *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2003. – 252 s., 209 obr., ISBN 80-01-02808-9.
- [2] BAŠTA, J., KABELA, K.: *Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta*. Druhé přepracované vydání. STP 2001, ISBN 80-02-01426-X, 77 s.
- [3] ROSS, H.: *Hydraulik der Wasserheizung*. R. Oldenbourg Verlag, München 1999. ISBN 3-486-26399-4. ■

* Hélium prozrazuje úniky energie

Héliová detekce netěsností (helium leak detection) potrubí jako přejímací zkouška nebo zkouška potrubních systémů v průmyslu není žádnou novinkou. Novou je technika hledání ztrát energie z dálkového vytápění horkou vodou nebo parou, netěsnostmi vznikajícími chybnou montáží, korozí potrubí nebo pohyby půdy. V technice vyvinuté ve Fraunhoferově ústavu pro životní prostředí, bezpečnost a energii (UMSICHT) v Oberhausenu se při podezření na úniky rozptýlí do vody nebo páry malá množství hélia.

V místech netěsností hélium stoupá na povrch půdy a zde je lze dokázat ve vzduchu nad terénem citlivými mobilními detektory. Proti dosud užívaným značkovacím látkám, jako jsou freony nebo radioizotopy, je hélium snadno dostupné, levné a ekologicky nezávadné. První nasazení techniky se uskutečnilo ve vestfálském Iserlohu.