

Nízkoteplotní koroze a čerpadlo v obtoku kotle

Low-temperature corrosion and pump in boiler by-pass

Ing. Jiří BAŠTA, Ph.D.
 ČVUT v Praze, FSI, Ústav techniky prostředí

Článek pojednává o ochraně kotle proti nízkoteplotní korozi a s ní souvisejícím hydraulickým uspořádáním kotlového okruhu. Předkládá a zdůvodňuje metodiku návrhu čerpadla v obtoku kotle.

Klíčová slova: vytápění, kotel, nízkoteplotní koroze, čerpadlo

Recenzent
 doc. Ing. Karel Brož, CSc.

The article deals with boiler protection against low-temperature corrosion and boiler circuit hydraulic arrangement tied in with this corrosion. Methodology of short-circuiting pump design is presented and justified.

Key words: heating, boiler, low-temperature corrosion, pump

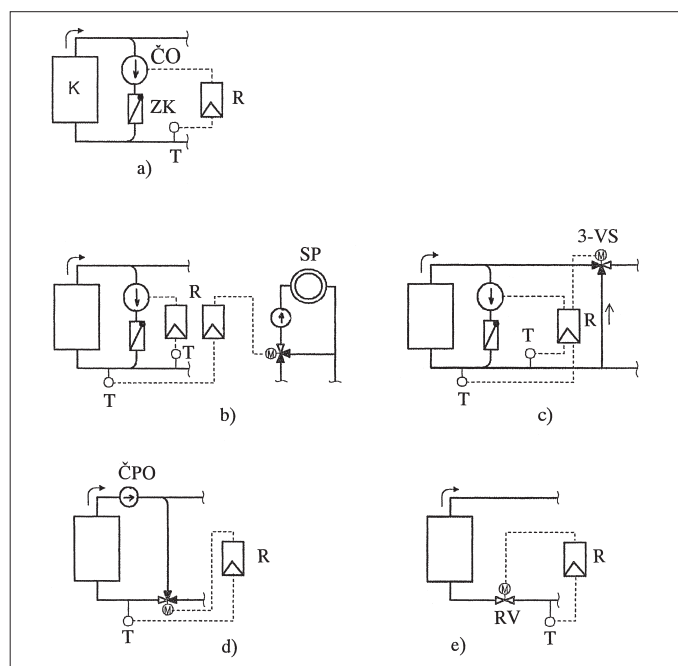
Rovněž u moderních konstrukcí kotlů je třeba dbát na zajištění minimální teploty ve vratném potrubí vzhledem k nízkoteplotní korozi kotle. Setkáváme se tak s různými technickými opatřeními, která umožňují nízkou teplotu ve vratném potrubí ze spotřebitelských okruhů zvýšit, a tak dosáhnout směšováním či jiným opatřením, aby se na teplosměnné plochy kotle nedostala voda o teplotě, která zapříčiní nižší povrchovou teplotu teplosměnných ploch na straně spalin, než je teplota rosného bodu spalin.

Ve vytápění běžná zapojení pro zvýšení teploty ve vratném potrubí jsou prezentována na obr. 1 a v tab. 1. U zapojení podle obr. 1 b) a c) je pro zvýšení teploty ve vratném potrubí použito čerpadlo v obtoku kotle. Pokud je minimální teplota ve vratném potrubí podkročena, pak regulátor spíná čerpadlo v obtoku kotle. Aby se zvedla teplota zpátečky na požadovanou hodnotu (např. při najíždění soustavy), a je-li nedostatečný průtok čerpadla v obtoku kotle, pak musíme minimalizovat průtok spotřebitelskými okruhy. Plné ochrany kotle proti nízkoteplotní korozi se dosáhne zapojením podle obr. 1 d), neboť zde se reguluje teplota

vody ve vratném potrubí do kotle trojcestným směšovací ventilem. Obr. 1 e) ukazuje zapojení, které poskytuje dostatečnou ochranu kotle jen tehdy, pokud je použita speciální konstrukce kotle.

Otopná voda musí kotlem proudit takovým způsobem, aby se část teplé výstupní vody přiměšovala v kotli k vstupní zpětné vodě ze soustavy, a tak na teplosměnné plochy proudila již smíšená teplejší voda než je teplota vody zpětně jdoucí ze soustavy. Protože je však množství přiměšované vody v kotli omezeno, musí se při nízké teplotě zpátečky zmenšit průtok vody škrcením.

Zvýšení teploty ve vratném potrubí dosáhneme rovněž díky beztlakovému či termohydraulickému rozdělovači tehdy, když regulátor dá povel k uzavření spotřebitelských okruhů. To vede ke stavu, kdy primární přívodní voda protéká zkratem beztlakového rozdělovače či termohydraulickým rozdělovačem zpět ke kotli (kotlinám) jen s malým ochlazením. Totéž platí i pro stav, kdy dochází k přenastavení čtyřcestné armatury nebo trojcestných regulačních ventilů u spotřebitelské sítě či uzavírání termostatických radiátorových ventilů, kdy se prostřednictvím beztlakového či termohydraulického rozdělovače zvyšuje teplota vody ve vratném potrubí proudící do kotle.



Obr. 1 Hydraulická zapojení umožňující zvyšování teploty ve vratném potrubí vstupující do kotle

K – kotel, ZK – zpětná klapka, SP – spotřebiče, ČO – čerpadlo obtoku, ČPO – čerpadlo primárního okruhu, RV – regulační ventil, 3-VS – trojcestný směšovací ventil, T – čidlo teploty, R – regulátor

Tab. 1 Hydraulická zapojení pro zvýšení teploty ve vratném potrubí

Č.	Označení	Obr.	Funkce	Příznaky
1	Čerpadlo v obtoku kotle	1a)	Zapínání čerpadla v obtoku při podkročení minimální zadané teploty ve vratném potrubí.	Jednoduché zapojení a řízení; pro plnou ochranu kotle jsou potřebné velké průtoky v obtoku kotle.
2	Čerpadlo v obtoku kotle s regulátorem spotřebitelských okruhů	1b)	Zapínání čerpadla v obtoku při podkročení minimální zadané teploty ve vratném potrubí a uzavření spotřebitelských okruhů.	Použito čerpadlo v obtoku kotle s menším průtokem; jednoduché zapojení; nutný řízený zásah u spotřebitelských okruhů.
3	Čerpadlo v obtoku kotle napojené na regulátor spotřebitelských okruhů	1c)	Zapínání čerpadla v obtoku při podkročení minimální zadané teploty ve vratném potrubí a uzavření okruhu rozdělovačů.	Jako č. 2; když není možné přímé ovlivňování u spotřebitelských okruhů, je nutno doplnit trojcestný směšovací ventil.
4	Zapojení se směšovačem	1d)	Spojité regulace teploty ve vratném potrubí přes trojcestný směšovací ventil v kotlovém okruhu.	Plná ochrana kotle bez použití čerpadla v obtoku kotle; nutný trojcestný směšovací ventil.
5	Speciální konstrukce kotle a průtočný škrtící ventil	1e)	Škrcení průtoku ve vratném potrubí při podkročení minimální zadané teploty.	Velice jednoduché zapojení; nutná speciální konstrukce kotle; nezvyšuje se teplota ve vratném potrubí.

1. ČERPADLO V OBTOKU KOTLE

Čerpadlo v obtoku kotle musí zajistit přiměšováním přivodní vody ke zpětné vodě ze soustavy dostatečně vysokou teplotu vody vracející se do kotle. Podkročení teploty rosného bodu způsobí vznik kyselého kondenzátu ze spalin, což je příčinou nízkoteplotní koroze. V závislosti na mnoha veličinách (především palivu a konstrukci kotle) vyžadují mnohé kotle pro jmenovitý výkon minimální hodnotu teploty zpátečky. Pro bezsirá paliva se tyto hodnoty pohybují mezi 40 až 70 °C. Podle Schlapmanna jsou minimální hodnoty teploty ve vratném potrubí proudící do kotle následující:

Ocelový kotel s plynovým tlakovým hořákem	60 až 65 °C
Litinový kotel s plynovým tlakovým hořákem	50 až 55 °C
Ocelový kotel s olejovým rozprašovacím hořákem	50 až 55 °C
Litinový kotel s atmosférickým hořákem	40 až 45 °C
Litinový kotel s olejovým rozprašovacím hořákem	35 až 45 °C.

Měli bychom však vždy zjistit přesné hodnoty udávané pro příslušný typ kotle jeho výrobcem.

Čerpadla v obtoku kotlů jsou použitelná i v případech, kdy výrobce kotle předepisuje minimální průtok vody kotlem, zejména tehdy, jestliže hořák běží, ale otopná soustava odebírá jen velmi malou část tepelného výkonu. U mnoha kotlů je požadován minimální průtok vody, aby bylo dosaženo dostatečného odvodu tepla (ochlazení) z teplosměnné plochy kotle a zabráněno výrazné tvorbě vodního kamene a nepřipustnému tepelnému prnutí materiálu kotle.

Projektovaný průtok čerpadla v obtoku kotle se řídí tím, zda kotel vyžaduje zajištění minimálního průtoku vody či minimální teploty zpátečky nebo obojí.

Případ 1

U kotle je vyžadováno zajištění minimálního průtoku.

V projekčních podkladech výrobců kotlů je buď minimální průtok udáván přímo, nebo ho lze určit z maximálního teplotního rozdílu (či přípustné oblasti rozdílu). V druhém případě lze použít hodnoty z tab. 2.

Tab. 2 Minimální průtok vody kotlem vztažený na 1 kW výkonu m_Q [kg/h.kW]

$\Delta t_{K,max}$	K	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
m_Q	kg/h.kW	171,4	85,7	57,1	42,9	34,3	28,6	24,5	21,4	19,0	17,1	15,6

Příklad 1

Výpočet minimálního průtoku kotlem.

Podle údajů výrobce máme kotel s jmenovitým výkonem $Q_N = 325$ kW a přípustným rozdílem teplot Δt od 10 do 30 K. Minimální průtok otopné vody kotlem se určí pro největší přípustný teplotní rozdíl $\Delta t_{max} = 30$ K. Z tabulky 2 odečteme pro teplotní rozdíl 30 K hodnotu $m_Q = 28,6$ kg/h.kW. Minimální průtok vody kotlem je

$$m_{K,min} = Q_N \cdot m_Q = 325 \cdot 28,6 = 9295 \text{ kg/h.}$$

Minimální objemový průtok vody kotlem při teplotě přivodní vody 80 °C ($\rho_{80} = 972$ kg/m³) je

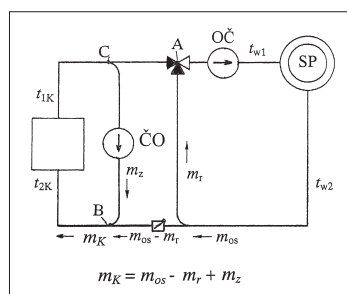
$$V_{K,min} = \frac{m_{K,min}}{\rho_{80}} = \frac{9295}{972} = 9,56 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Na tento průtok dimenzujeme průtok čerpadla v obtoku kotle.

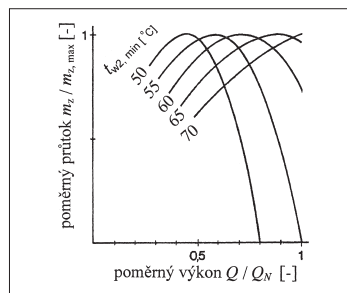
Případ 2

U kotle je vyžadováno zajištění minimální teploty zpátečky.

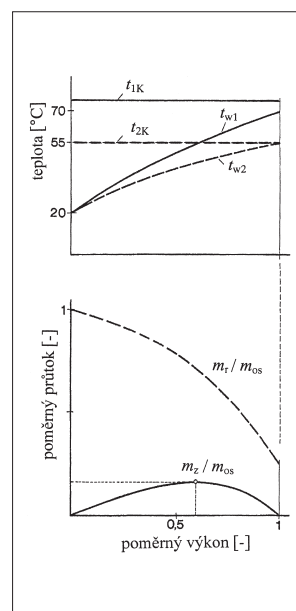
V tomto případě jsou hydraulické poměry komplikovanější a potřebujeme znát



Obr. 2 Schéma zapojení čerpadla v obtoku kotle ČO – čerpadlo obtoku, OČ – oběhové čerpadlo, A – směšování v armatuře, B – směšovací bod, C – rozdělovací bod



Obr. 4 Průtok zajišťovaný čerpadlem v obtoku vztažený na max. hodnotu v závislosti na poměrném tepelném výkonu a min. požadované teplotě ve vratném potrubí tekoucí do kotle Předpoklady: průtok soustavou, vstupní teplota do kotle (vratné potrubí) a výstupní teplota z kotle (přívod) jsou konstantní. Otopná soustava počítána pro 70/55/20 °C.



Obr. 3 Teoretické provozní charakteristiky teplovodního vytápění 70/55 °C s regulací směšováním a čerpadlem v obtoku (označení shodné se vztahem 1) Nahoře – křivky průběhů teplot. Dole – průtokové charakteristiky pro zpětnou vodu přimíchávanou směšovací armaturou (obr. 2 bod A) a vodu dodávanou čerpadlem v obtoku (směšovací bod B) v závislosti na poměrném tepelném výkonu vztažené k průtoku otopnou soustavou.

teplotu ve vratném potrubí a průtok otopnou soustavou. Poté lze ze vztahu (1) určit průtok čerpadla v obtoku kotle (obr. 2, směšovací bod B). Teplota zpátečky a průtok však závisejí na druhu a způsobu provozování soustavy (resp. spotřebitelských okruhů), na projektovaných teplotách kotle a otopné soustavy a na okamžité potřebě tepla. Jak ukázaly výpočty, pohybuje se maximální hodnota přimíchávaného množství do trojcestného směšovacího ventilu, při určitém tepelném výkonu, mezi 40 až 100 % jmenovitého průtoku soustavou (obr. 3). Z diagramu na obr. 3 je patrné, že pro bezpečné dodržení požadované teploty ve vratném potrubí je potřebný průtok čerpadlem v obtoku kotle nutno určit při 60 % jmenovitého výkonu kotle.

Za povšimnutí stojí, že tyto hodnoty platí jen za určitých předpokladů. Krom průběhů teplot v přivodním a vratném potrubí v závislosti na potřebě tepla (horní část obr. 3) je zde i předpoklad konstantního průtoku soustavou (spotřebitelskými okruhy). Stejný předpoklad platí i pro obr. 4, který ukazuje maxima průtoku čerpadlem v obtoku kotle pro různé minimální teploty zpátečky. Např. vidíme, že při požadovaném nepodkročení teploty ve vratném potrubí 50 °C a maximálním průtoku čerpadlem ve vratném potrubí, vychází tepelný výkon pod 50 % jmenovitého. A tak by se muselo stále hledat příslušné maximum, což by neúčelně prodlužovalo a komplikovalo výpočet.

Rovnice určující průtok čerpadla v obtoku kotle (viz obr. 2) nabývá tvaru:

$$m_Z = m_{OS} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{w2}} \cdot \frac{t_{2K} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{2K}} \quad (1)$$

kde

- m_Z hmotnostní průtok dávající čerpadlem v obtoku kotle
- m_r hmotnostní průtok ve vratném potrubí do směšovací armatury

m_{os}	hmotnostní průtok otopnou soustavou
m_K	hmotnostní průtok kotle
t_{w1}	teplota přívodní vody do soustavy
t_{w2}	teplota zpětné vody ze soustavy
t_{1K}	teplota vody proudící z kotle
t_{2K}	teplota vody proudící do kotle

Další komplikací, kterou je třeba zohlednit je, že u mnohých otopných soustav není konstantní průtok v otopných okruzích, a tudíž není splněn jeden z předpokladů. Je třeba provést vhodný výpočet s tím, že je průtok otopnou soustavou proměnný. Ten lze však uskutečnit za dalšího předpokladu, že teplota přívodní vody do soustavy je konstantní, a tak získat potřebné výsledky. Takovéto výpočty ukazují, že dříve uvedené výsledky za příslušných podmínek, včetně konstantního průtoku soustavou, leží pod nově získanými výsledky, resp. že u proměnného průtoku soustavou dostáváme větší požadované průtoky čerpadlem v obtoku kotle.

Otopné soustavy jsou však provozovány s proměnnou teplotou přívodní vody i proměnným průtokem. O vztahu mezi tepelným výkonem a teplotou přívodní vody, stejně jako o tepelném výkonu a průtoku soustavou, nelze napsat obecně platný a spolehlivý výpočet zohledňující všechny stavy. Proto se tudíž omezujeme na nejméně příznivý stav při konstantní vstupní teplotě, bez ohledu na to, zda se ve skutečnosti mění a podle výsledků dimenzujeme čerpadlo v obtoku kotle.

Na základě výše popsaného přístupu a podmínek jsou vypočtené hodnoty průtoku vztažené na jednotkový jmenovitý výkon sestaveny do tab. 3. S určitou

Tab. 3 Hmotnostní průtok obtokem kotle vztažený na 1 kW výkonu kotle m_o [kg/h·kW]. Tabulka je stanovena za předpokladu konstantní teploty přívodní vody a konstantní teploty vody zpátečky proudící do kotle a proměnného průtoku otopnou soustavou.

$t_{2K,min}$ [°C]	Výstupní teplota vody z kotle t_{1K} [°C]					
	70	75	80	85	90	95
Otopná soustava 90/70 °C, $n = 1,3$						
40					1,73	1,47
45					2,40	2,02
50					3,24	2,69
55					4,81	3,86
60					7,04	5,53
65					10,16	7,76
70					15,46	11,11
Otopná soustava 80/60 °C, $n = 1,3$						
40			2,18	1,76	1,45	1,22
45			3,72	2,96	2,41	2,00
50			5,76	4,49	3,60	2,96
55			8,65	6,54	5,14	4,15
60			14,03	10,02	7,55	5,90
65			23,79	15,66	11,16	8,46
70			46,44	26,39	17,41	12,48
Otopná soustava 70/55 °C, $n = 1,3$						
40	4,41	3,46	2,78	2,29	1,92	1,64
45	7,38	5,49	4,24	3,38	2,76	2,30
50	12,09	8,62	6,48	5,06	4,07	3,34
55	20,71	13,49	9,62	7,30	5,75	4,65
60	40,83	23,08	15,22	10,91	8,24	6,45
65	114,99	45,64	25,83	16,99	12,17	9,18
70		127,08	51,40	28,93	18,99	13,58
Otopná soustava 50/40 °C, $n = 1,1$ (podlahové vytápění)						
40	3,35	2,55	2,00	1,61	1,33	1,12
45	7,06	5,16	3,93	3,10	2,51	2,07
50	14,30	9,88	7,25	5,55	4,39	3,56
55	28,57	18,37	12,86	9,52	7,35	5,84
60	57,14	32,65	21,43	15,24	11,43	8,91
65	142,86	61,22	35,71	23,81	17,14	12,99
70		146,94	64,29	38,10	25,71	18,70

obežetností jsou tyto hodnoty dobře použitelné pro dimenzování čerpadla v obtoku kotle.

Příklad 2

Výpočet průtoku čerpadla v obtoku kotle.

Mějme jmenovitý výkon kotle $Q_N = 325$ kW a od výrobce požadavek na zajištění minimální teploty ve vratném potrubí kotle $t_{2K,min} = 65$ °C. Otopnou soustavu projektujeme na teploty 70/55 °C a výstupní teplotu z kotle na konstantní hodnotu $t_{1K} = 75$ °C.

V tab. 3 odečteme pro soustavu 70/55 °C a kotel 75/65 °C průtok vztažený na 1 kW výkonu $m_o = 45,64$ kg/h.kW. Průtok čerpadla v obtoku kotle bude

$$V_z = \frac{m_o \cdot Q_N}{\rho} = \frac{45,64 \cdot 325}{975} = 15,2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Příklad 3

U kotle je vyžadováno zajištění jak minimálního průtoku, tak minimální teploty ve vratném potrubí.

V tomto případě platí současně předpoklady určené pro případ 1. a 2. Pokud akceptujeme přibližné řešení z případu 2, pak je návrh velmi jednoduchý. Porovnáme výsledky z prozatímních předpokladů, tj. porovnáme výsledek pro zajištění minimálního průtoku a výsledek pro zajištění minimální teploty ve vratném potrubí a zvolíme větší hodnotu z obou výsledků.

Rovněž je třeba si uvědomit, že není zcela respektováno veškeré chování soustavy. Za kritický případ lze považovat náběh zařízení z chladného stavu (např. na začátku otopného období), kdy je teplota ve vratném potrubí přibližně rovna vnitřní teplotě v místnostech. Účinek na minimální přiměšovaný průtok kotlovým zkratem a dimenzování čerpadla v obtoku kotle ukazuje příklad 3.

Příklad 3

Výpočet přiměšovaného průtoku zkratovým potrubím kotle pro přechodný stav pro zajištění zvýšení teploty zpátečky (obr. 2).

Zadaná data:

$$t_{w1} = 70 \text{ °C}, t_{w2} = 50 \text{ °C}, t_{1K} = 75 \text{ °C}, t_{2K} = 55 \text{ °C}.$$

Podle rovnice (1) určíme poměr průtoků

$$\frac{m_z}{m_{os}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{w2}} \cdot \frac{t_{2K} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{2K}} = \frac{70 - 50}{75 - 50} \cdot \frac{55 - 50}{75 - 55} = 0,2$$

Za předpokladu, že je teplota zpátečky ze soustavy $t_{w2} = 20$ °C, nabyvá poměr průtoků hodnoty:

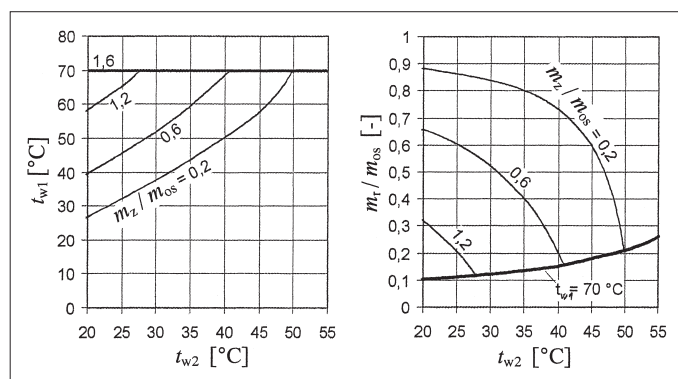
$$\frac{m_z}{m_{os}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{w2}} \cdot \frac{t_{2K} - t_{w2}}{t_{1K} - t_{2K}} = \frac{70 - 20}{75 - 20} \cdot \frac{55 - 20}{75 - 55} \approx 1,6.$$

Dimenzování čerpadla v obtoku kotle na tuto nejvyšší hodnotu však není smysluplné. Smysluplnější je zajistit regulaci, aby průtok z otopné soustavy ($m_{os} - m_z$) byl redukován tak, aby i při dimenzování čerpadla v obtoku kotle na jmenovité podmínky byla zaručena minimální přípustná hodnota teploty vody ve vratném potrubí tekoucí do kotle. To lze v praxi zajistit požadavkem na regulaci, která sníží požadovanou teplotu přívodní vody t_{w1} . Směšovací armatura se tak přestaví do polohy, kdy je mnohem větší podíl přiměšované vratné vody, a tak se dosáhne požadované snížení průtoku, který proudí od soustavy ke zdroji tepla. Obr. 5 (levá část) ukazuje hodnoty z příkladu 3. Čerpadlo v obtoku kotle je dimenzováno na maximální průtok $m_z / m_{os} = 1,6$, a tak lze i při nejnižších teplotách

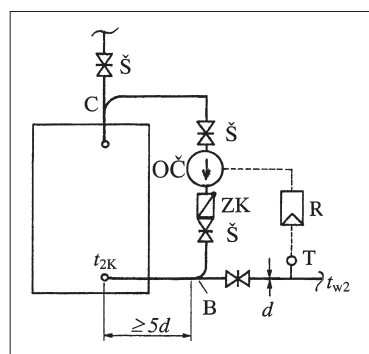
tách zpátečky t_{w2} zajistit ochranu proti nízkoteplotní korozi kotle. Pokud je však průtok čerpadla v obtoku kotle menší (např. $m_z / m_{os} = 0,6$), klesá v tomto případě, při teplotě zpátečky $t_{w2} < 40$ °C, i požadovaná teplota přívodní vody t_{w1} . Pro případ s regulovanou trojcestnou směšovací armaturou platí obr. 5 (pravá část). Snížení teploty přívodní vody znamená pomalejší natápění soustavy. Čím větší je navržené čerpadlo v obtoku kotle, tím rychlejší je natápění soustavy, ale pro normální provoz je pak čerpadlo předimenzováno. To vede k vyšším provozním nákladům soustavy (větší spotřeba elektrické energie). Vylepšení přinese aplikace čerpadla s plynulou změnou otáček, čímž snížíme i provozní náklady. Teplota zpětné vody jdoucí do kotle t_{zK} je zde regulovanou veličinou. Změnou otáček čerpadla v obtoku kotle, resp. směšovacím poměrem v bodě B (obr. 2) se reguluje teplota zpátečky tak, aby byla zajištěna její minimální požadovaná hodnota.

2. STANOVENÍ DOPRAVNÍHO TLAKU ČERPADLA V OBTOKU KOTLE

Čerpadlo v obtoku kotle musí kryt tlakovou ztrátu od místa rozdělení proudů



Obr. 5 Vliv dimenzování čerpadla a regulace při natápění soustavy na požadovanou hodnotu teploty přívodní vody a přiměšovaný průtok armaturou.



Obr. 6 Schéma zapojení čerpadla v obtoku kotle k příkladu 4

ČO – čerpadlo obtoku, R – regulátor, B – směšovací bod, C – rozdělovací bod, Š – šoupě, ZK – zpětná klapka, T – čidlo teploty, d – průměr potrubí, t_{w2} – teplota ve vratném potrubí, t_{zK} – teplota ve vratném potrubí do kotle

(bod C, obr. 2 a 6) k místu spojení proudů (bod B, obr. 2 a 6) včetně kotle. Tato úvaha vyplývá ze zapojení paralelních větví.

Určíme tedy tlakovou ztrátu úseku od rozdělení proudů ke spojení proudů, ve kterém bude čerpadlo v obtoku kotle. Ve výpočtu použijeme navržený jmenovitý průtok čerpadla v obtoku kotle. Z návrhového diagramu výrobce kotle určíme jeho tlakovou ztrátu pro průtok za jmenovitých teplot či pro minimální doporučený průtok, jestliže nabývá vyšší hodnoty. Výslednou hodnotu tlakových ztrát určuje suma. Pokud je ve zkratu regulační armatura určíme její ztrátu z k_{vs} hodnoty a rovněž přičteme.

Příklad 4

Návrh dopravního tlaku čerpadla v obtoku kotle.

Známe parametry kotle a soustavy

$$t_{w1} = 70 \text{ °C}, t_{w2} = 55 \text{ °C}, t_{1K} = 80 \text{ °C}, t_{2K,min} = 65 \text{ °C}, Q_N = 325 \text{ kW.}$$

Zapojení odpovídá obr. 6 a z tab. 3 je odečteno $m_Q = 25,83 \text{ kg/h.kW}$. Průtok kotlovým zkratem je při 80 °C

$$V_z = \frac{m_Q \cdot Q_N}{\rho} = \frac{25,83 \cdot 325}{972} = 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 2,4 \text{ l/s.}$$

Zvolená dimenze zkratového potrubí metodou rychlostí je DN 65 s délkou 2,8 m. Tomu odpovídá dynamický tlak $p_d = 186 \text{ Pa}$ a měrná tlaková ztráta $R = 54,1 \text{ Pa/m}$.

Místní odpory:

1 × T – kus, rozdělení	2,0
2 × oblouk $r/d = 2,5$	2,0,3 = 0,6
2 × šoupátko	2,0,3 = 0,6
1 × zpětná klapka	7,0
1 × T – kus, spojení	1,9
Celkem	12,1.

Tlaková ztráta obtokového potrubí

$$\Delta p_{z,p} = l \cdot R + Z = 2,8 \cdot 54,1 + 12,1 \cdot 186 = 2402 \text{ Pa.}$$

Tlaková ztráta kotle při $V_K = 19,1 \text{ m}^3/\text{h}$ je $\Delta p_K = 1500 \text{ Pa}$.

Celková tlaková ztráta $\Delta p_z = \Delta p_{z,p} + \Delta p_K = 2402 + 1500 = 3902 \text{ Pa}$.

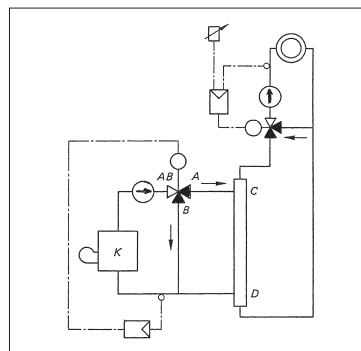
Pracovní bod, na který navrheme čerpadlo v obtoku kotle má parametry:

$$V_K = 8,64 \text{ m}^3/\text{h} = 2,4 \text{ l/s}$$

$$\Delta p_{z,\check{c}} = 3,9 \text{ kPa} = 0,39 \text{ m.}$$

Je vhodné volit čerpadlo s co možná nejvíce plochou charakteristikou, čímž se dosáhne při všech výkonech potřebné přiměšované množství. Ze stejného důvodu se potrubí obtoku kotle volí volně (bohatě dimenzováno). Rovněž důležité je použití T – kusu s plynulým náběhem. Aby se dosáhlo dobrého promíchání přívodní a zpětné vody, je žádoucí dodržet mezi přírubou kotle a směšovacím bodem B (obr. 6) vzdálenost rovnu alespoň pěti průměrům potrubí.

Hydraulické zapojení čerpadla v obtoku kotle lze řešit analyticky jen s určitými omezeními a ne zcela přesně. Optimální řešení vyhovující všem provozním stavům lze dosáhnout už jen s obtížemi. Pro nové soustavy tak doporučuji zvolit raději jiné, výhodnější a vhodnější řešení, které bez obtíží zvládá ochranu kotle za různých provozních stavů.



Obr. 7 Schéma zapojení s termohydraulickým (či beztlakým) rozdělovacím ventilem pro zajištění minimální požadované teploty zpětné vody do kotle

Toto řešení představuje použití řízené trojcestné rozdělovací armatury v přívodní větvi kotlového okruhu (obr. 7) či trojcestné směšovací armatury ve zpětné větvi kotlového okruhu. Trojcestný rozdělovací ventil na obr. 7 zajišťuje ochranu kotle proti nízkoteplotní korozi či spolu s kotlovým čerpadlem ochranu proti podkročení minimálního přípustného průtoku kotle. Pro řízení trojcestného rozdělovacího ventilu je jedinou regulovanou veličinou teplota zpětné vody proudící do kotle.

Článek pojednává jen o čisté problematice ochrany kotle. Nejsou zde rozebrány případy, kdy částečná ochrana kotle je dána regulací a provozem soustavy, jako je tomu např. při použití čtyřcestné armatury.

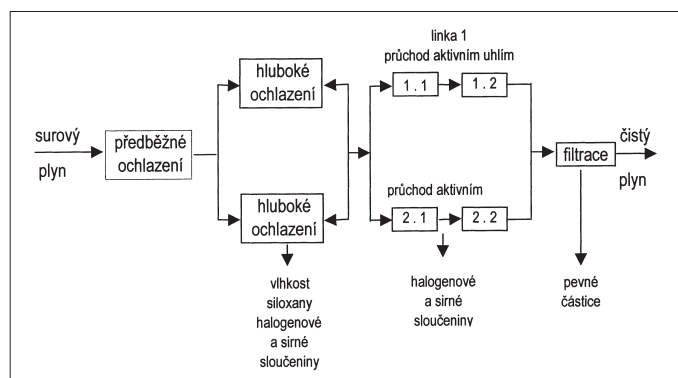
Literatura:

- [1] BAŠTA, J., BROŽ, K., CIKHART, J., ŠTORKÁN, M., VALENTA, V. a kol.: Topenářská příručka. GAS s.r.o., Praha 2001. 2393 s. ISBN 80-86176-82-7 (sv.1), ISBN 80-86176-83-5 (sv.2)
- [2] BAŠTA, J., KABELLE, K.: Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta. Druhé přepracované vydání. STP 2001, ISBN 80-02-01426-X, 77 s.
- [3] BAŠTA, J.: Dimenzování směšovacích armatur a hydraulické propojení zdroje tepla s otopnou soustavou In: Vytápějme levně a bezpečně VI. – Pardubice: O.z. Hovorková, 2000. – s. 107–116
- [4] ROOS, H.: Auslegung und Betriebsverhalten von Kesselbeimischpumpen. HLH, Bd. 41, Nr. 6, 1990
- [5] BAŠTA, J.: Dimenzování směšovacích armatur a hydraulické propojení zdroje tepla s otopnou soustavou. In: Vytápění, větrání, instalace. 8, č.2 (1999), s. 84–88
- [6] BURKHARDT, W., KRAUS, R.: Projektierung von Warmwasserheizungen. Oldenbourg Industrieverlag GmbH, München 2001. ISBN 3-486-26425-7
- [7] VDMA 24770: Kesselfolgeschaltungen. Grundschaftungen, hydraulische Forderungen, Zu- und Abschaltkriterien. Hrsg.: Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V., Frankfurt a. M. 1989.

* Palivové články nacházejí uplatnění i pro kalový plyn

Zařízení na bázi palivových článků nachází uplatnění nejen pro vodík a zemní plyn, ale i pro odpadní kalové plyny. V čistících zařízeních se vytvářejí anerobními procesy při zvýšené teplotě vedle metanu (cca 60 až 65 %) a oxidu uhličitého také organické složky.

Pro energetické využití tohoto plynu byly použity palivové články s elektrolytem kyseliny fosforečné (PC25C) o výkonu 200 kW na elektrické a 205 kW na tepelné straně. Plyn použitý v palivových článkách však musí být předem upraven a zbaven siriých a halogenových sloučenin ve speciálně vyvinutém zařízení (obr. 1)



Obr. 1 Schéma úpravy kalového plynu pro využití v palivových článkách

Sestává z dvoustupňové čistící jednotky a adsorpční části s filtračním zařízením. Čištění plynu spočívá v jeho hlubokém ochlazení, přičemž se odděluje siloxan a vlhkost plynu. Další proces spočívá v odstranění halogenových a siriých sloučenin na aktivním uhlí a v oddělení částic o rozměru nad 0,5 μm.

Před vstupem do palivových článků se plyn upravuje na plyn bohatý vodíkem přidávkou vodní páry při vysoké teplotě 900 °C na niklovém katalyzátoru. Vzhledem k obsahu oxidu uhelnatého se pak vede do konverzního zařízení, kde oxid uhelnatý reaguje s vodní parou na vodík a CO₂. Do palivových článků pak vstupuje plyn obsahující převážně vodík. Další proces probíhající v palivových článkách je běžný jako u ostatních palivových článků typu PAFC.

Fachberichte: Einsatz von Klärgas in einer Brennstoffzelle, gwf-Gas/Erdgas č. 3/2001 (Per)

* Víte kolik elektrické energie spotřebují vaše domácí spotřebiče i když je právě nepoužíváte?

Některé přístroje sice vypínáme, ale ponecháváme je v pohotovostním (tzv. stand-by) režimu, kdy je lze zprovoznit dálkovým ovládním. A ony tiše a nenápadně spotřebovávají elektrický proud:

- počítač s příslušenstvím: 20 W
- video s ukazatelem času: 10 W
- stereořez s hodinami: 5 W
- mikrovlnka s hodinami: 4 W
- elektrický sporák s hodinami: 4 W
- kávovar s hodinami: 4 W
- zapnutý bezdrátový telefon: 3W
- zapnutý telefonní záznamník: 2 W

A máte možná další spotřebiče. Za den je to jako stále svítící žárovka 60 W a za rok?

Pramen: Service d'Énergie 4/2000

(Laj)

* Management budovy přes internet

Na 3. mezinárodním odborném veletrhu Expo Real, konaném v říjnu 2000 v Mnichově, se mj. představila firma ABB Gebäudetechnik AG. s nabídkou profesionálního managementu budovy přes internet. „Pocit pohody, hospodárnost a zachování hodnot“ je heslem této služby, která má zvýšit užítost budov u vlastníků, správců a nájemců. Ústředním stavebním kamenem této koncepce je zřízení webové stránky budovy, která poskytne uživateli prostřednictvím charakteristických dat o budově důležité informace, jako je např. spotřeba energie, a další servis.

CCI 14/2000

(Ku)