

SRDCE TEPLOVODNÍHO TOPENÍ - HYDRAULIKA

Jauschowitz Rudolf, Prof. Dipl.-Ing.

Srdce teplovodního topení, hydraulika

Vydavatel:	Herz Armaturen Ges.m.b.H.
Nakladatelství:	vlastní náklad
Úprava, sazba, grafiky:	Herz Armaturen Ges.m.b.H.
Úprava obálky:	Herz Armaturen Ges.m.b.H.
Tisk a provedení:	

© 2004 Herz Armaturen Ges.m.b.H., Wien

**Srdce teplovodního topení,
hydraulika / Rudolf Jauschowitz**

Wien: Herz Armaturen Ges.m.b.H., 2004
ISBN: 3-

Dílo je chráněno autorským právem.
© by Herz Armaturen Ges.m.b.H., Wien 2004

Předmluva

Základním předpokladem pro dosažení správné funkce teplovodního topného systému je kvalifikovaný návrh hydraulického vyvážení. Tato příručka má pomoci technikům i praktikům při projektovém řešení konkrétního teplovodního topného systému.

V publikaci byly použity příslušné platné normy a technické směrnice doplněné v případech nutnosti základními vztahy termodynamiky a hydrodynamiky.

Důležité je, že jsou zde popisovány části zařízení - ventily, čerpadla apod. - používané v běžné praxi. Pro přehlednost jsou uváděny také příklady jejich použití. Při výběru byla dána přednost rakouským produktům.

Zvláštní poděkování patří na tomto místě lektorům

Dipl.-Ing. Peteru Jauschowitzovi, Pinkafeld
Dipl.-Ing. Prof. Rudolfo Hochwarterovi
a. j.

za podněty a korektury. Poděkování patří i těm firmám, které daly k dispozici své podnikové ilustrace.

Zvláštní poděkování patří společnosti Herz-Armaturen Ges.m.b.H. pod vedením jejího ředitele Dr. Glinzerera, bez jehož pomoci by tato příručka nevznikla.

Wien 2003

Obsah

1	ZÁKLADY	10
1.1	Základy termodynamiky	10
1.1.1	Zákon o zachování energie	10
1.1.2	První zákon termodynamiky (uzavřená soustava)	10
1.1.3	Množství tepla Q_j	10
1.1.4	Obecná rovnice pro množství tepla	11
1.1.5	Výkon P	11
1.1.6	Tepelný výkon = tepelný tok Φ	12
1.1.7	Hmotnostní tok q_m v závislosti na tepelném toku Φ	12
1.1.8	Účinnost η	13
1.1.9	Stupeň využití η_N	13
1.1.10	Prostup tepla	13
1.2	Základy nauky o proudění (hydrauliky)	15
1.2.1	Rovnice kontinuity	15
1.2.2	Dynamický tlak p_d	16
1.2.3	Hydrostatický tlak p_{st}	16
1.2.4	Hydraulický a ekvivalentní průměr	18
1.2.5	Reynoldsovo číslo	19
1.2.6	Tření v rovné trubce	20
1.2.7	Součinitel tření v potrubí	20
1.2.8	Tlaková ztráta vyvolaná místními odpory	21
1.2.9	Tlaková ztráta regulačních ventilů a jiných regulačních členů	24
1.2.10	Tlaková ztráta v potrubních úsecích s konstantním průřezem	26
1.2.11	Charakteristika potrubní sítě	27
1.2.12	Paralelní zapojení potrubních úseků	29
2	OBĚHOVÁ ČERPADLA	33
2.1	Základy, pojmy	33
2.1.1	Průtok čerpadla	33
2.1.2	Dopravní výška čerpadla H	33
2.1.3	Výkon čerpadla	33
2.1.4	Elektrický příkon motoru P_{el} a účinnost η_p	34
2.1.5	Pozitivní sací výška	35
2.1.6	Zákony afinity	35
2.1.7	Charakteristika čerpadla a pracovní bod	36
2.1.8	Pole charakteristik čerpadla	37
2.2	Tvar křivky charakteristiky čerpadla	38
2.2.1	Regulovatelná čerpadla	39
2.2.2.	Sériové a paralelní zapojení čerpadel	40
2.3	Volba čerpadel a tepelný výkon topných těles	
2.4	Konstrukce čerpadel	46
2.4.1	Montáž čerpadel	47

3	CHARAKTERISTIKY PROVOZNÍHO TLAKU	48
3.1	Rozdělení tlaku v síti	48
4	SYSTÉM PŘEDÁVÁNÍ TEPLA VE VYTÁPĚNÝCH PROSTORECH	54
4.1	Okrajové podmínky	54
4.2	Dimenzování systémů pro vytápění místností	54
4.3	Výpočtové teploty	55
4.4	Pokyny k projektování	55
4.5	Podklady pro dimenzování	55
4.6	Topná tělesa jako výměníky tepla	57
4.7	Tepelný výkon pokojových topných těles	59
4.7.1	Normový tepelný výkon	59
4.7.2	Redukovaný výkon topného tělesa	59
5	SYSTÉM ROZVODU TEPLA	67
5.1	Dimenzování	67
5.2	Pokyny k projektování	69
5.3	Rozvod tepla v budově	70
6	ZDROJE TEPLA	71
6.1	Dimenzování zdroje tepla	71
6.2	Dimenzování podílu tepla pro vytápění	71
6.2.1	Tepelný příkon budovy Φ_n	71
6.2.2	Výkon zdroje tepla	71
6.3	Dimenzování - ohřev užitkové vody	72
6.4	Větrací zařízení a klimatizace	72
6.5	Ostatní odběry tepla - technologické/procesní	72
6.6	Zařízení s více kotlovými jednotkami	73
7	REGULACE A HYDRAULICKÉ SYSTÉMY	74
7.1	Základy, pojmy	74

7.1.1	Co je to regulace?	74
7.1.2	Dimenzování a pojmy podle ÖNORM H 5012	74
7.1.3	Co je to řízení?	76
7.1.4	Termostatické regulátory, funkce a konstrukce	79
7.1.5	Regulační ventily, autorita ventilů	81
7.2	Regulace výkonu	82
7.2.1	Regulace směšováním	83
7.2.2	Regulace průtokem	85
7.3	Hydraulická zapojení a jejich dimenzování	86
7.3.1	Škrticí zapojení	87
7.3.2	Zapojení s obtokem (rozdělovací zapojení)	89
7.3.3	Vstříkovací zapojení s přímým ventilem	92
7.3.4	Vstříkovací zapojení s trojcestným ventilem	95
7.3.5	Směšovací zapojení	97
7.3.6	Dvouokruhové směšovací zapojení	99
7.3.7	Zapojení s hydraulickým oddělovačem	101
7.4	Kritéria pro volbu regulace vytápění	105
7.4.1	Správné umístění pokojového čidla	105
7.4.2	Správné umístění venkovního čidla	106
7.4.3	Správné umístění čidla na přívodu	106
7.5	Regulace pro nízkoteplotní vytápění	106
8	SPECIÁLNÍ ARMATURY V TEPLOVODNÍCH SYSTÉMECH	108
8.1	Výběr regulačních armatur	108
8.1.1	Určení regulačního armatury	108
8.1.2	Určení parametrů regulačních ventilů podle údajů zařízení	108
8.1.3	Určení jmenovité světlosti (DN)	111
8.1.4	Charakteristiky ventilů	111
8.2	Armatury pro hydraulické vyvážení	113
8.2.1	Regulační ventil větve	113
8.2.2	Regulátor diferenčního tlaku	113
8.2.3	Přepouštěcí ventil	114
8.2.4	Přednastavitelné termostatické ventily s termostatickými hlavicemi	114
8.2.5	Výběr termostatických ventilů	115
8.2.6	Výběr čidel a jejich umístění	117
8.2.7	Výběr čerpadel a vznik hluku	119
9	DIMENZOVÁNÍ DVOUSTRUBKOVÝCH TEPLOVODNÍCH TOPNÝCH SYSTÉMŮ	120
9.1	Volbou rychlosti	120
9.2	Předpokladem průměrné ztráty třením	122

9.3	Teplovodní topné systémy s přirozenou cirkulací	123
9.4	Výpočet paralelně zapojených částí potrubních rozvodů	124
9.4.1	Zásada hydraulické rovnováhy	124
9.5	Potrubní síť při zadaném čerpadle	125
9.6	Postup po krocích při dimenzování topného systému s oběhovým čerpadlem	125
9.7	Regulační ventily topných těles	129
9.8	Rozdělovač a sběrač	131
10	DIMENZOVÁNÍ JEDNOTRUBKOVÝCH TEPLOVODNÍCH TOPNÝCH SYSTÉMŮ	132
10.1	Jednotrubkový topný systém s obtokem	132
10.2	Jednotrubkové speciální ventily	137
11	HYDRAULICKÉ VYVÁŽENÍ	139
11.1	Přednastavení regulačních ventilů topných těles	139
11.2	Hydraulické vyvážení	142
11.2.1	Postup při hydraulickém vyvážení	142
12	ZAJIŠTĚNÍ KVALITY	143

Použité značky ve vzorcích a jednotky¹

Značka	Jednotka	Význam	Značka	Jednotka	Význam
A	m^2	volný průtokový průřez	R	$Pa \cdot m^{-1}$	tlaková ztráta na metr potrubí
c	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita	R	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	tepelný odpor
D	m	vnitřní průměr potrubí	Re	-	Reynoldsovo číslo
DN	mm	jmenovitá světlost potrubí, armatur	U	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla (k)
H	mWS	dopravní výška ²⁾	W	Nm	práce
h	$kJ \cdot kg^{-1}$	entalpie	w	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění
α	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla	$Z, \Delta p_E$	Pa	tlaková ztráta místními odpory
k, ε	m	drsnost stěn potrubí	Δp	Pa	dopravní tlak, rozdíl tlaků, tlaková ztráta
k_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	průtokový součinitel částečně otevřeného ventilu	Δp_R	Pa	tlaková ztráta potrubí
k_{vs}	$m^3 \cdot h^{-1}$	průtokový součinitel plně otevřeného ventilu	Δp_V	Pa	tlaková ztráta ventilu
l	m	délka potrubí	ΔT_{ln}	K	logaritmický teplotní spád
m	kg	hmotnost	$\Delta T_{\bar{i}}$	K	aritmetický teplotní spád
P	W	výkon	$\Delta \theta$	K	teplotní spád rozdíl teplot ($\theta_V - \theta_R$)
p	$Pa = N \cdot m^{-2}$	tlak	Φ, P	W	tepelný tok = tepelný výkon (\dot{Q})
Q	J	množství tepla	η	-	účinnost
q	$W \cdot m^{-2}$	tepelný tok	λ	-	součinitel tření v potrubí
q_l	$W \cdot m^{-1}$	tepelný tok vztážený k délce	λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost
q_m	$kg \cdot s^{-1}$	hmotnostní tok (\dot{m})	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita
q_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	objemový tok (\dot{V})			

¹⁾ Běžné značky v závorce, ostatní značky podle ISO, EN a ÖNORM²⁾ V české terminologii se používá m v.s. (metr vodního sloupce). V publikaci budou nadále uváděny jednotky dle autora knihy.

θ_R	°C	teplota vratného média (t_R)	ζ	-	součinitel místních odporů
θ_V	°C	teplota přívodního média (t_V)	$\frac{\rho}{2} w^2$	Pa	dynamický tlak podle Prandtla
ρ	kg.m ⁻³	hustota			

Násobky a zlomky

jednotek mohou být tvořeny pomocí předpon SI.

P	(peta)	1 000 000 000 000 000	10 ¹⁵	
T	(tera)	1 000 000 000 000	10 ¹²	(bilion)
G	(giga)	1 000 000 000	10 ⁹	(miliarda)
M	(mega)	1 000 000	10 ⁶	(milion)
k	(kilo)	1 000	10 ³	
h	(hekto)	100	10 ²	
da	(deka)	10	10 ¹	
		1		
d	(deci)	0,1	10 ⁻¹	1/10
c	(centi)	0,01	10 ⁻²	1/100
m	(mili)	0,001	10 ⁻³	1/1 000
μ	(mikro)	0,000 001	10 ⁻⁶	1/1 000 000

Důležité přepočty

1 bar	≅	10 mWS = 100 kPa	
0,1 mbar	≅	1 mmWS = 10 Pa	
1 kcal	≅	4,2 kJ	1 kcal = 4,1868 kJ ≈ 4,2 kJ
1 kWh	≅	3600 kJ	
1 kcal/h	=	1 kcal · h ⁻¹ = $\frac{4,2 \cdot 1000}{3600}$	= 1,16 W

Seznam literatury

- /1/ Pracovní skupina docentů pro klimatizační techniku, LEHRBUCH DER KLIMATECHNIK, svazek 1: Grundlagen, 1974, nakladatelství C.F. Müller, Karlsruhe
- /2/ Pracovní skupina docentů pro klimatizační techniku, LEHRBUCH DER KLIMATECHNIK, svazek 2: Berechnung und Regelung, 1976, nakladatelství C.F. Müller, Karlsruhe
- /3/ CERBE/HOFFMANN, Einführung in die Wärmelehre, 8. vydání 1987, nakladatelství Hanser
- /4/ BRÜNNER, Zentralheizungsbauer, 8. vydání 1995, nakladatelství Bohmann
- /5/ VISSMANN HEIZUNGS-HANDBUCH, 1987, nakladatelství Gentner
- /6/ H. ROOS, Hydraulik der Warmwasserheizung, 2. vydání, 1994, nakladatelství Oldenbourg
- /7/ IHLE, Die Pumpen-Warmwasserheizung, svazek 2, 3. vydání, 1979, nakladatelství Werner
- /8/ DAS MUSS ICH WISSEN, svazek 2, nakladatelství TOPOS
- /9/ CHRISTOPH SCHMID, Heizungs- und Lüftungstechnik, Bau und Energie, Leitfaden für Planung und Praxis, svazek 5, 1992, nakladatelství Verlag der Fachvereine Zürich
- /10/ HEIZUNGSTECHNIK BAND I, Pracovní skupina docentů pro vytápěcí techniku, nakladatelství Oldenbourg, 1980
- /11/ HEIZUNGSTECHNIK BAND II, Pracovní skupina docentů pro vytápěcí techniku, nakladatelství Oldenbourg, 1980
- /12/ MUSTERPROJEKT FÜR DIE GEWERKE DER INSTALLATIONSTECHNIK UND FÜR DIE GESUNDHEITSTECHNIK, sešit 8a, Spolkové ministerstvo pro hospodářské věci, 1986
- /13/ RECKNAGEL SPRENGER, SCHRAMEK, Heizung + Klimatechnik, nakladatelství Oldenbourg
- /14/ HELMKER, Waagrechte Einrohrheizung, 1966, nakladatelství Krammer
- /15/ PRAXISHANDBUCH HAUSTECHNIK, 1989, nakladatelství Bohmann
- /16/ HEIZUNGSANLAGEN, Handbuch zur Sanierung und Planung von Raumheizung und Warmwasserbereitung, 1986, nakladatelství Bohmann
- /17/ HEIZUNGSTECHNIK IN DER PRAXIS, Fachbuch für den Planer und Installateur, 1982, Švýcarská nátlaková skupina pro úspornější vytápění (ASH)
- /18/ DUBBEL, Techn. Handbuch des Maschinenbaus, 16. vydání
- /19/ WAGNER Walter, Rohrleitungstechnik, 1996, nakladatelství Vogel
- /20/ BIRAL PUMPEN in der Gebäudetechnik, Peter Schneider
- /21/ Wilo Gesamtkatalog Gebäudetechnik
- /22/ Genik a technická dokumentace Stelrad Österreich

1 Základy

1.1 Základy termodynamiky

1.1.1 Zákon o zachování energie

Pro všechny přeměny energie platí základní přírodní zákon formulovaný H. v. Helmholtzem .

Energie uzavřené soustavy je konstantní
 $W = \text{konst.}$

H. v. Helmholtz (1821-1894) – německý fyziolog a fyzik

Energie ani nevzniká ani se neztrácí. Může dojít pouze ke změně formy energie. Podle tohoto fyzikálního zákona není správné používání dále uvedených označení:

Výrobce energie místo dodavatel energie
 Spotřeba energie místo potřeba energie

Tepelná energie Q

Teplo je forma energie a označuje se také jako množství tepla Q .

Jednotkou tepelné energie Q je joule = J. V praxi se přednostně používá kilowathodina kWh.

1.1.2 První zákon termodynamiky (uzavřená soustava)

Část tepelné energie dodané systému zvýší jeho **vnitřní** energii ΔU . Tento přírůstek vnitřní energie U se projeví zvýšením teploty nebo změnou skupenství. Část přivedené tepelné energie Q se promění v práci W .

$$Q \Rightarrow \Delta U + W$$

Tepelná energie dodaná uzavřené soustavě je rovna součtu přírůstku vnitřní energie a práce přitom vykonané.

1.1.3 Množství tepla Q_i

Množství tepla je tepelná energie látky pevného nebo kapalného skupenství o teplotě θ vztažené k 0°C .

$$Q_i = m \cdot c \cdot \theta$$

Kde:

Q_i	kJ	množství tepla
m	kg	hmotnost
c	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	měrná tepelná kapacita (dříve měrné teplo)
θ	K	teplota

Tabulka 1-1: Měrná tepelná kapacita c

měrná tepelná kapacita mezi 0 °C a 100 °C	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{Wh}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
voda	4,20	1,163
měď	0,385	0,105
hliník	0,904	0,252
ocel, železo	0,465	0,128
zeď z plných cihel	0,84	0,236
minerální olej	2,00	0,560
vzduch	1,00	0,280

Měrná tepelná kapacita c je takové množství tepla, které je potřeba k ohřátí látky s hmotností 1 kg o 1 K. Je závislá na teplotě.

Výměna tepla a rovnovážná teplota

Při těsném kontaktu teplého tělesa se studeným, předává teplé těleso energii tělesu studenému, dokud není teplota obou těles v rovnováze. Při dokonalé tepelné izolaci soustavy se dosáhne teplotní rovnováhy při rovnovážné teplotě θ_m .

$$m_1 \cdot c_1 \cdot \theta_1 + m_2 \cdot c_2 \cdot \theta_2 = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2) \theta_m$$

nebo

$$m_1 \cdot c_1 \cdot (\theta_1 - \theta_m) = m_2 \cdot c_2 \cdot (\theta_m - \theta_2)$$

1.1.4 Obecná rovnice pro množství tepla

Množství tepla se nedá měřit přímo; může být změřena teplota před a po ohřevu (ochlazení) a určena hmotnost tělesa. S pomocí měrné tepelné kapacity lze nyní vypočítat dodané (odevzdané) množství tepla.

Přijaté (nebo odevzdané) množství tepla pro změnu teploty $\Delta\theta$, je tedy pro $c = \text{konst}$:

$$\Delta Q = m \cdot c \cdot \Delta\theta$$

Kde:

Q	kJ	množství tepla
m	kg	hmotnost
c	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita (dříve „měrné teplo“)
$\Delta\theta$	K	teplotní rozdíl

1.1.5 Výkon P

Jednotka: W (Watt) = $\text{J}\cdot\text{s}^{-1}$

Watt se rovná výkonu, při kterém dojde k přeměně energie 1 joulu za 1 sekundu.

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J}\cdot\text{s}^{-1} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Tyto jednotky jsou v zásadě rovnocenné a mohou se používat bez omezení; např. watt by mohl být používán přednostně pro elektrický výkon a pro tepelný výkon, joule za sekundu pro tepelný výkon a Newtonmetr za sekundu pro mechanický výkon.

Výkon je práce vykonaná během určitého času (jednotky času); čím menší čas, tím vyšší výkon.

$$\text{výkon} = \frac{\text{práce}}{\text{čas}}$$

$$P = \frac{W}{t}$$

Práce	$\text{N}\cdot\text{m} = \text{J}$	Joule
Výkon	$\frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$	Watt

1.1.6 Tepelný výkon = tepelný tok Φ

$$q_m = \frac{\Phi 3600}{c \cdot \Delta\theta} \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\text{tepelný tok} = \frac{\text{množství tepla}}{\text{čas}}$$

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta\theta}{t} = q_m \cdot c \cdot \Delta\theta$$

Dosud bylo pro tepelný tok používáno označení \dot{Q} nebo P .

1.1.7 Hmotnostní tok q_m v závislosti na tepelném toku Φ

V topných systémech se požadovaný hmotnostní tok v potrubních vedeních, topných tělesech a hmotnostní tok čerpadel q_m , určuje pomocí dopravovaného tepelného toku Φ a teplotního rozdílu $\Delta\theta$.

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta}$$

Kde:

q_m	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	hmotnostní tok
Φ	kW	tepelný tok = tepelný výkon P
c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
$\Delta\theta$	K	teplotní rozdíl ($\theta_V - \theta_R$)

Dosud bylo pro hmotnostní tok \dot{m} a pro objemový tok (průtok) \dot{V} používáno odlišné značení:

$$\dot{m} = \frac{P}{c \cdot \Delta t}$$

$$\text{Pomocí hustoty } \rho = \frac{\text{hmotnost}}{\text{objem}} = \frac{m}{V} = \frac{q_m}{q_v} \quad \text{v } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

vypočteme

$$\text{objemový tok } q_v = \frac{q_m}{\rho} \quad \text{v } \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Poznámka:

Hustota vody může být ve vytápěcí technice při zachování dostatečné přesnosti uvažována $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Pak odpovídá $1 \text{ l} = 1 \text{ kg}$

Příklad: Hmotnostní tok potrubí pro vytápění, tepelný tok

Připojovací úsek A teplovodního topení s tepelným tokem 30 kW je připojen na topný registr pracující s teplotním rozdílem $\Delta\theta = 20$ K. Jaký je potřebný hmotnostní tok?

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{30}{4,2 \cdot 20} = 0,357 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 1286 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

nebo

$$q_m = \frac{30000}{1,16 \cdot 20} = 1286 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

pro teplotu vody 80 °C je hustota $\rho = 971,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

objemový tok bude $q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{1286}{971,6} = 1,32 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

1.1.8 Účinnost η

Účinnost udává, kolik z dodaného výkonu (energie) se užitečně odevzdává.

$$\begin{aligned} \text{účinnost} &= \frac{\text{odevzdaný výkon}}{\text{dodaný výkon}} = \\ &= \frac{\Phi_{ab}}{\Phi_{zu}} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \end{aligned}$$

$$\eta_N = \frac{\text{využité množství tepla}}{\text{dodané množství tepla}} = \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}}$$

1.1.9 Stupeň využití η_N

Stupněm využití se rozumí poměr odevzdaného (využitého) množství tepla k (přivedenému) dodanému množství tepla během období využití. Např. kolik z dodaného množství tepla je k dispozici pro skutečný účel použití.

1.1.10 Prostup tepla

Prostupem tepla stěnou se rozumí celkový proces přenosu tepla z jednoho média do druhého. Prostup tepla se tedy skládá z:

- přestupu tepla $\alpha_i =$ proudění z vnitřního prostředí
- vedení tepla (λ/d) svislou stěnou
- přestupu tepla $\alpha_e =$ proudění do venkovního prostředí

Rovnice pro výpočet prostupu tepla svislou stěnou předpokládá jednorozměrný stacionární tepelný tok. U stavební konstrukce, která se skládá z více vrstev je celkový tepelný odpor R tvořen součtem tepelných odporů při vedení tepla R_λ jednotlivých vrstev a tepelným odporem při přestupu tepla z vnitřního R_i a do vnějšího R_e prostředí.

$$R = R_i + \sum R_\lambda + R_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{U}$$

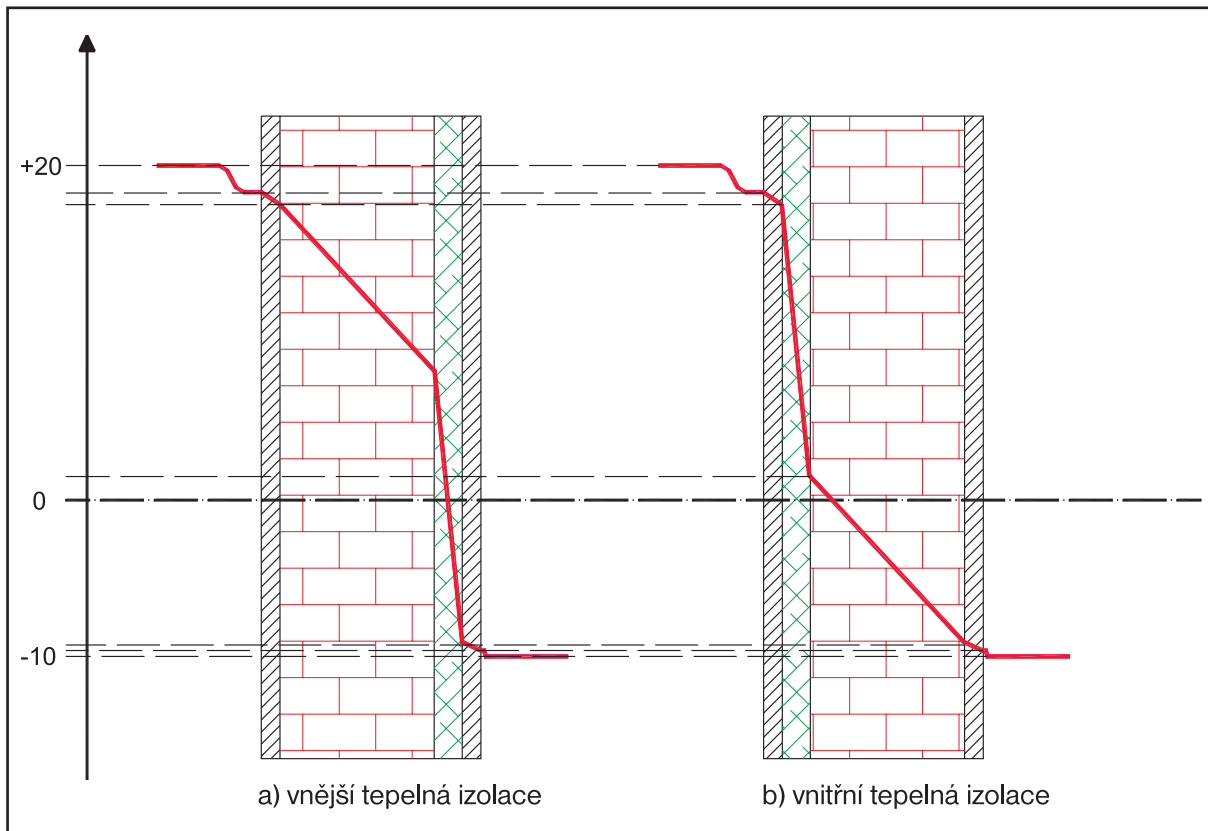
α_i	$W.m^2K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně
α_e	$W.m^2K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnější straně
d	m	tloušťka stavební konstrukce
λ	$W.m^{-1}K^{-1}$	tepelná vodivost
U	$W.m^2K^{-1}$	součinitel prostupu tepla (dříve k)

Kde:

R	$m^2.K.W^{-1}$	tepelný odpor při prostupu tepla $R = 1/U$
R_i	$m^2.K.W^{-1}$	tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně
R_λ	$m^2.K.W^{-1}$	tepelný odpor při vedení tepla $R_\lambda = d/\lambda$
R_e	$m^2.K.W^{-1}$	tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně

Symbols k pro U a \dot{Q} pro $\Phi = P$ jsou ještě běžné.
Součinitel prostupu tepla U se tvoří jako obrácená hodnota R .

Obrázek 1-1 ukazuje průběh teplot ve stavební konstrukci.



Obrázek 1-1 Průběh teplot v tepelně izolované stěně při (a) vnější, (b) vnitřní izolaci

Tepelný tok rovnou stěnou ve stacionárním stavu je úměrný ploše stěny A a rozdílu teplot mezi vnitřním a vnějším prostorem (ne mezi povrchovou teplotou!).

$$\Phi_o = P_o = U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) = L \cdot \Delta\theta$$

kde je:

Φ_o, P_o	W	tepelný výkon při prostupu tepla, tepelný tok
U	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	součinitel prostupu tepla
A	m^2	vztažná plocha
θ_i	K	vnitřní teplota
θ_e	K	venkovní teplota
$L=U \cdot A$	$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$	vodivost

$$w = \frac{q_v}{A} = \frac{q_v \cdot 4}{D^2 \cdot \pi}$$

Kde:

w	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost
A	m^2	volný průtočný průřez
D	m	vnitřní průměr potrubí
q_v	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	objemový tok
q_m	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	hmotnostní tok

Pro **rozšíření potrubí** z A_1 na A_2 podle obrázku 1-2 platí pro $\rho = \text{konst.}$ rovnice kontinuity

$$q_v = w_1 \cdot A_1 = w_2 \cdot A_2$$

1.2 Základy nauky o proudění (hydrauliky)

1.2.1 Rovnice kontinuity

Při stacionárním proudění kapaliny potrubím zůstává hmotnostní tok konstantní, platí

$$q_m = \rho \cdot w \cdot A = \text{konst.}$$

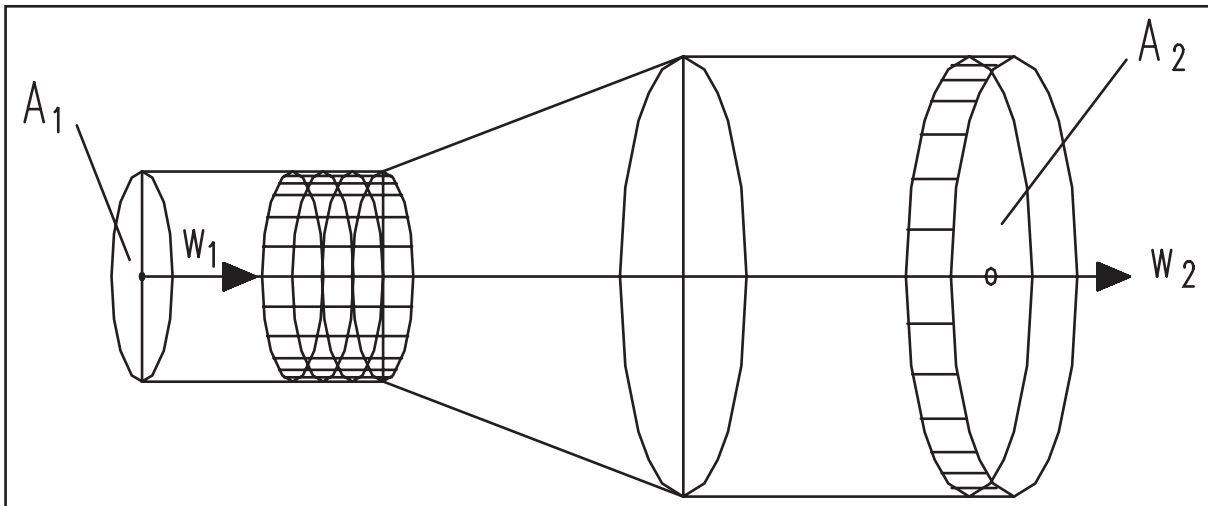
U nestlačitelných médií ($\rho = \text{konst.}$) je objemový tok konstantní.

$$q_v = w \cdot A = \text{konst.}$$

Rychlost v potrubí s vnitřním průměrem D se vypočítá

nebo
$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

tj. rychlosti proudění se chovají opačně než příčné průřezy.



Obrázek 1-2 Rozšíření potrubí

1.2.2 Dynamický tlak p_d

Dynamický tlak je tlak, který vyvine proudící médium na rovinu kolmou ke směru proudění. Jednotkou tlaku p je Pascal Pa.
 $1 \text{ bar} = 10^3 \text{ mbar} = 10^5 \text{ Pa}$

Staré jednotky:
 technická atmosféra
 $1 \text{ at} = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

fyzikální atmosféra
 $1 \text{ atm} = 1,033 \text{ at} = 101,3 \text{ kPa} = 760 \text{ Torr}$

$$p_d = \frac{\rho}{2} w^2$$

kde:

p_d Pa dynamický tlak
 ρ kg.m^{-3} hustota
 w m.s^{-1} rychlost

Tento tlak se označuje také jako Prandtlův dynamický tlak.

1.2.3 Hydrostatický tlak p_{st}

Hydrostatický tlak je tlak, který vyvine proudící kapalina na rovinu rovnoběžnou se směrem proudění, např. na stěnu trubky. Hmotnost kapaliny sama vytváří statický tlak. Dále se přičítá tlak v systému, který je vytvářen např. expanzní nádobou nebo zařízením udržujícím konstantní tlak.

$$p_{st} = \rho \cdot g \cdot h + p_{sys}$$

kde:

p_{st} Pa = N.m^{-2} statický tlak
 ρ kg.m^{-3} hustota
 g m.s^{-2} gravitační zrychlení =
 $= 9,81 \text{ m/s}^2$
 h m výška vodního sloupce
 p_{sys} Pa = N.m^{-2} tlak v systému

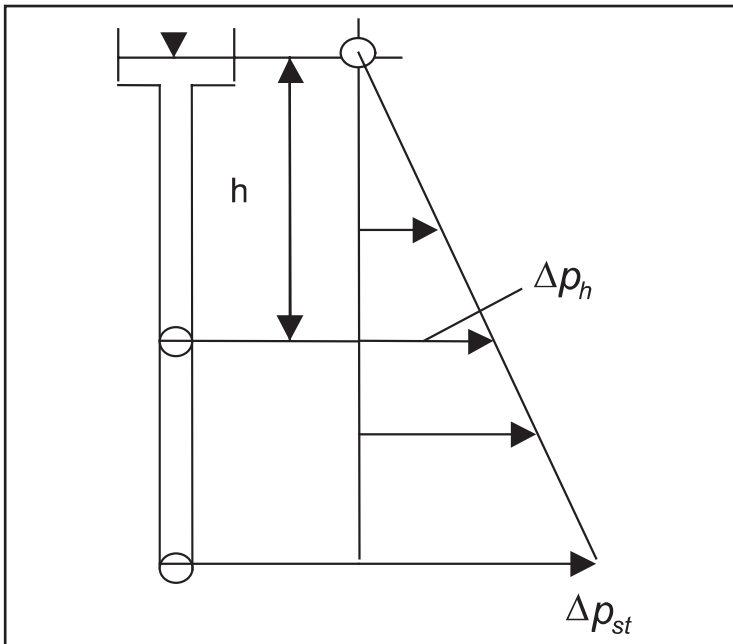
Statický tlak Δp_h se s výškou h lineárně snižuje. (Obrázek 1-3)

Celkový statický tlak se skládá ze statického tlaku p_{st} a vnějšího tlaku p_o .

Kde:

$p_{st\ ges}$	$\text{Pa} = \text{Nm}^{-2}$	celkový statický tlak (absolutní tlak)
p_{st}	$\text{Pa} = \text{Nm}^{-2}$	statický tlak
p_o	$\text{Pa} = \text{Nm}^{-2}$	vnější tlak

$$p_{st\ ges} = p_{st} + p_o$$



Obrázek 1-3 Hydrostatický tlak

Příklad: Rozdělení tlaku

Vypočítejte tlak, kterým působí vodní sloupec na stěnu potrubí, když je podle obrázku 1-3 hloubka h pod hladinou v otevřené nádobě rovna 10 metrům.

$$p_{st} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 10 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}\text{s}^{-2} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Pa} = 0,981 \text{ bar} \sim 1 \text{ bar}$$

Tento tlak je vůči tlaku okolního prostředí p_{amb} přetlakem. Absolutní tlak je pro $p_{amb} = 0,96 \text{ bar}$ (tlak vzduchu při nadmořské výšce 400 m):

$$p_{abs} = p_{st} + p_{amb} = 98,1 \text{ kPa} + 0,96 \text{ kPa} = 98,1 + 96 = 194,1 \text{ kPa} = 1,94 \text{ bar}$$

Výsledek:

Vodní sloupec o výšce 10 m vytvoří statický přetlak 10 mWS = 1 bar = 100 kPa.

Celkový tlak

$$p_{tot} = p_d + p_{st}$$

se označuje také jako **provozní tlak** v zařízeních. Je to tlak v určitém bodě zařízení.

1.2.4 Hydraulický a ekvivalentní průměr

Pro potrubí nekruhového průřezu jsou pro dosažení podobných poměrů proudění nutné následující přepočty.

Hydraulický průměr

U potrubí, resp. kanálů nekruhového průřezu, může být při dobré shodě se zákony tlakových ztrát platnými pro turbulentní proudění v potrubí kruhového průřezu dosazen za průměr D hydraulický průměr d_h .

$$d_h = \frac{4A}{U}$$

Kde:

d_h	m	hydraulický průměr
A	m ²	příčný průřez proudění
U	m	kapalinou smáčený obvod

U potrubí s kruhovým průřezem je hydraulický průměr roven vnitřnímu průměru $d_h = D$

Pro obdélníkový průřez se stranami a a b platí:

$$d_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$$

Pro čtvercový průřez proudění se stranou a platí:

$$d_h = \frac{4a^2}{4a} = a$$

Obdélníkový kanál s hydraulickým průměrem d_h má při **stejně rychlosti** stejnou tlakovou ztrátu jako potrubí kruhového průřezu se stejným průměrem.

Skutečná rychlost proudění $w_{skuteč.}$ se pro příslušný příčný průřez proudění A zjistí:

$$w_{skuteč.} = \frac{q_v}{A}$$

Kde:

$w_{skuteč.}$	m.s ⁻¹	rychlost
q_v	m ³ .s ⁻¹	objemový tok
A	m ²	vztažná plocha, volný průtokový průřez

Příklad: Potrubí s obdélníkovým průřezem

Hledá se hmotnostní tok a hydraulický průměr pro tvarovou trubku 40 × 60 mm, kterou protéká voda.

Tloušťka stěny $s = 2 \text{ mm}$
 Průřez $A = 36 \times 56 = 2016 \text{ mm}^2 = 0,002 \text{ m}^2$
 Obvod $U = (36 + 56) \cdot 2 = 184 \text{ mm} = 0,184 \text{ m}$

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{4 \cdot 0,002}{0,184} = 0,0435 \text{ m}$$

Pro skutečnou rychlost proudění $w = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bude hmotnostní tok

$$q_m = A \cdot w \cdot \rho = 0,002 \cdot 2 \cdot 1000 = 4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 14400 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Z d_h a skutečné rychlosti proudění se z diagramu pro kruhové průřezy zjistí ztráta třením v potrubí R . Tento postup se používá přednostně.

Ekvivalentní průměr

Ekvivalentní průměr d_g se přednostně používá u vzduchových kanálů s obdélníkovým příčným průřezem proudění.

Obdélníkový kanál s ekvivalentním průměrem d_g má při **stejném objemovém toku** stejnou tlakovou ztrátu jako potrubí kruhového průřezu se stejným průměrem.

$$d_g = \sqrt[5]{\frac{32}{\pi^2} \frac{a^3 b^3}{a+b}} = 1,27 \sqrt[5]{\frac{a^3 b^3}{a+b}}$$

Použití pro d_g je tam, kde je zadán tlakový spád pro určitý objemový tok, např. při výpočtu sítě rozvodů vzduchu vysokotlakých klimatizací a při vyvažování potrubních úseků (odboček). Pomocí d_g je možno snadněji zjistit potřebné rozměry obdélníkového kanálu, obzvláště jsou-li vypracovány odpovídající tabulky.

1.2.5 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je bezrozměrné a vyjadřuje charakter proudění v potrubí. Proudění v potrubí jsou podobná, mají-li stejné Reynoldsovo číslo Re .

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu}$$

Kde:

w $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ rychlost
 D m vnitřní průměr trubky
 ν $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ kinematická viskozita

U vody

10 °C $\nu = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 80 °C $\nu = 0,37 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

u extra lehkého topného oleje HEL

20 °C $\nu = 6,00 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Až po $Re \leq 2320$ (prakticky 3000) je proudění **laminární** (vrstvené), tzn. že rychlostní profil má tvar paraboly.

Od $Re = 2320$ je proudění považováno za **turbulentní**.

Jedná se o obvyklé proudění v topenářské technice, kdy částice kapaliny kromě pohybu ve směru rychlosti vykonávají kmitavé pohyby do více směrů, jsou tedy turbulentní a vykazují zploštělý rychlostní profil. Profil je o to plošší, čím vyšší je Reynoldsovo číslo.

1.2.6 Tření v rovné trubce

Pro výpočet tlakové ztráty Δp_R proudících médií v rovných potrubích kruhového průřezu platí při délce l :

$$\Delta p_R = R \cdot l = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho}{2} w^2$$

Kde:

Δp_R	Pa	tlaková ztráta v potrubí
R	Pa.m ⁻¹	tlak. ztráta na metr potrubí=ztráta třením v potrubí
l	m	délka potrubí
λ	-	součinitel tření v potrubí
D	m	vnitřní průměr trubky
ρ	kg.m ⁻³	hustota
w	m.s ⁻¹	rychlost
$\frac{\rho}{2} w^2$	Pa	náporový tlak podle Prandtla

Hodnota R v Pa/m je **tlaková ztráta** na metr potrubí a označuje se také jako specifická **ztráta třením v potrubí**. Tuto hodnotu R je třeba odečíst z diagramů nebo tabulek (příloha).

1.2.7 Součinitel tření v potrubí

Bezrozměrný součinitel tření v potrubí λ závisí na drsnosti stěny trubky k v mm, druhu proudění (Re) a teplotě média.

Obvyklé hodnoty:

$\lambda = 0,02 \dots 0,05$ pro proudění vody

Pro **laminární** proudění ($Re < 2320$) platí pro součinitel tření v potrubí:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Pro výpočet součinitele tření λ technických trubek v oblasti **turbulentního** proudění platí podle COLEBROOKA

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{k}{d_h} \right]$$

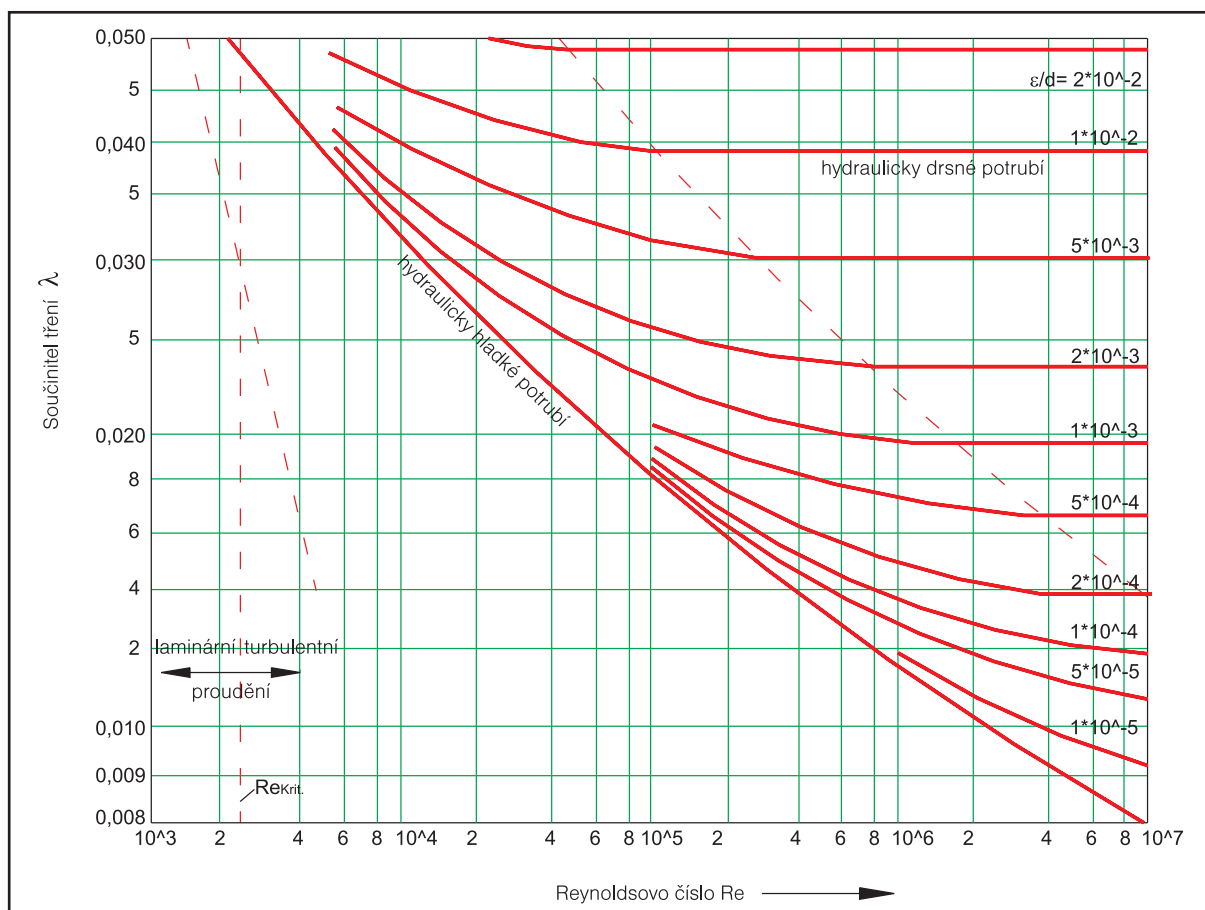
Kde:

λ	-	součinitel tření v potrubí
k	m	drsnost stěny potrubí
d_h	m	hydraulický průměr
Re		Reynoldsovo číslo

Tab. 1-2 Absolutní drsnost k pro různé trubky /7/ a /19/

	mm
tažené trubky (např. Cu)	0,0013...0,0015
obchodně běžné ocelové trubky (průměr)	0,045
běžné ocelové trubky částečně zkorodované	0,15...0,2
běžné ocelové trubky silně zkorodované	1,0...3,0
plast	0,0015...0,0070

Hodnotu λ je možné zjistit z diagramu (obrázek 1-4).

Obrázek 1-4 Součinitel tření λ pro trubky

1.2.8 Tlaková ztráta vyvolaná místními odpory

Dodatečné tlakové ztráty způsobené místními odpory tj. armaturami, tvarovkami, nádobami, přístroji a podobně musí být zahrnuty do výpočtů.

Tyto tlakové ztráty jsou úměrné dynamickému tlaku při střední rychlosti proudění a mohou být tedy zjištěny pomocí součinitele místních odporů ζ .

Tlaková ztráta se vypočítá:

$$\Delta p_E = Z = \sum \zeta \frac{\rho}{2} w^2$$

kde:

Δp_E	Pa	tlaková ztráta vyvolaná místními odpory (Z)
ζ	-	součinitel místního odporu
ρ	kg.m ⁻³	hustota (pro vodu $\rho \approx 1000$ kg.m ⁻³)
w	m.s ⁻¹	rychlost

Rychlost je možno vypočítat podle rovnice kontinuity, nebo odečíst z tabulek (příloha).

Armatury, tvarovky, nádoby, přístroje a podobně vyvolávají tlakové ztráty z důvodu tření na stěnách a změn směru proudění. Jsou zahrnuty v součinitelích místního odporu ζ , které se zjišťují empiricky. Je nutné určit správně rychlost, ke které se vztahuje ζ (viz tabulka součinitele místního odporu ζ - příloha).

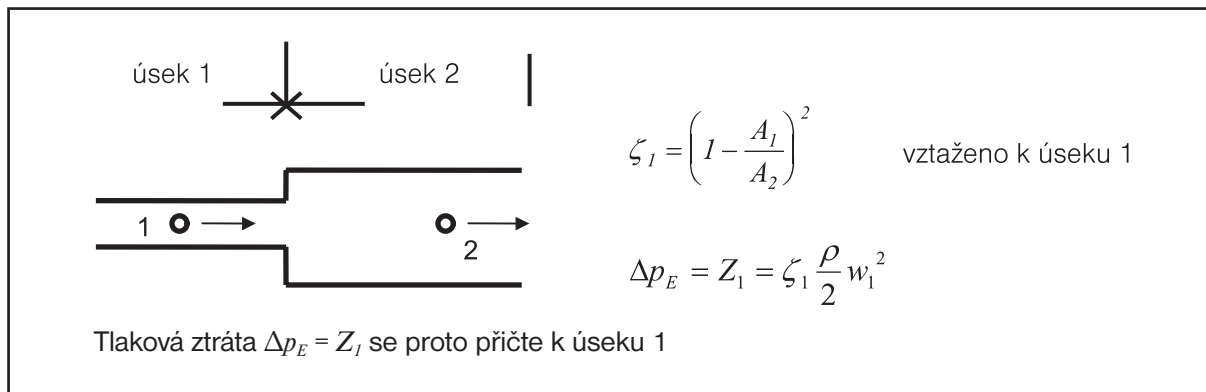
Pro praktické využití jsou v tabulkách zaokrouhlené hodnoty pro typické místní odpory (viz formulář H 106 v příloze).

Příklady některých místních odporů

a) Náhlé rozšíření potrubí

Tlaková ztráta je v podstatě způsobena směřováním v důsledku rozdílné rychlosti a směru pohybu částic proudící kapaliny v místě náhlé změny průřezu.

V teorii se proto používá impulzní rovnice.



Obrázek 1-5 Místní odpor rozšířením potrubí

b) Odbočka - průchod

Při rozvětvení se mění množství protékající kapaliny odtokem (dělením) nebo přítokem (spojením). Rozdělením, resp. spojením toku vznikají v odtékajícím, resp. přitékajícím toku a hlavním toku tlakové ztráty.

Součinitel místního odporu ζ závisí na různých veličinách:

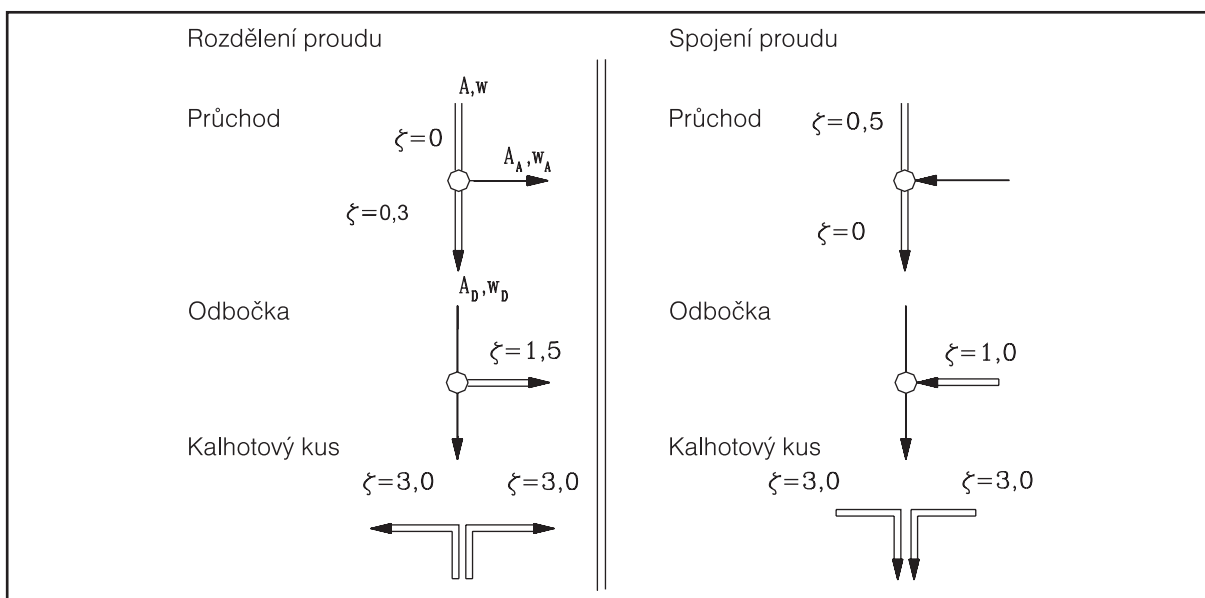
- na tvaru průtočného průřezu (kruhový nebo obdélníkový průřez),
- na poměrech průřezů A/A_A , resp. A/A_D ,
- na poměrech rychlostí w/w_A , resp. w/w_D ,
- úhlu odbočky β a
- na tvaru odbočky (např. kónický tvar).

Tyto ovlivňující veličiny vedou ve výsledcích k velkému počtu hodnot ζ .

Při výpočtu tlakové ztráty je třeba dbát na to, k jakému dynamickému tlaku se vztahuje hodnota ζ ; k dynamickému tlaku při rychlosti toku w před rozdělením nebo k dynamickému tlaku při rychlosti toku w_A v odbočce po rozdělení. Při spojení toků se mohou vyskytnout dokonce negativní hodnoty ζ , a to z důvodu zisku energie připojením dílčího toku bohatého na energii. Ztráta v odbočce se dá snížit pomocí kónického přechodu, ale také zaoblením přechodu z hlavní trubky do odbočky. Rozdělení toku ve tvaru oblouku (oblouková odbočka) vede rovněž, obzvláště pro 90° odbočku, k menším tlakovým ztrátám. Totéž platí i pro spojení toků.

Pro běžné poměry je možné počítat s hodnotami uvedenými v obrázku 1-6.

Pro dělení v rozdělovači je možné stanovit průměrnou hodnotu $\zeta = 0,5$ a pro spojení ve sběrači průměrnou hodnotu $\zeta = 1,0$ vztaheno k připojovacímu průřezu.



Obrázek 1-6 Součinitele místních odporů odbočky/průchodu pro T-kusy

c) Měřiče tepla:

Měřiče tepla se instalují pro měření spotřeby tepla jednotlivých spotřebitelů bytových jednotek. Před každým měřičem je nutno zabudovat filtr pro zachycení nečistot a vytvořit trasu pro uklidnění proudění v délce od 5D do 8D na vstupu, a od 2D do 3D na výstupu. Čidla se vsazují pokud možno do oblouků proti směru proudění a to do teploměrných jímek. Tlaková ztráta průtokoměrů topné vody se zjistí z firemních podkladů.

d) Topná tělesa:

Tlaková ztráta článkových topných těles, deskových topných těles, konvektorů, kterými protéká voda malou rychlostí může být vypočtena v Pa při dosazení hodnoty $\zeta = 2,5$ pomocí následující rovnice:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_H^2$$

w_H je rychlost vody ve vstupním průřezu např. DN 20 podle ÖNORM M 5611 pro normální závitové trubky, ne rychlost v přípojovacím potrubí topných těles. Čistě teoreticky by mělo být každé topné těleso považováno za dílčí úsek. U topných těles s malými průřezy pro průtok vody se tlaková ztráta určuje z tlakových diagramů obsažených ve firemních údajích.

e) Trubkový registr podlahového a stěnového vytápění:

Tlaková ztráta topného okruhu může být vypočtena pomocí délky l . Hodnoty R se zjistí z tabulek výrobce.

$$\Delta p_{FB} = R \cdot l$$

f) Teplovzdušný topný registr, výměníky tepla a sluneční kolektory

Všeobecně platí:

Tlaková ztráta Δp_N při jmenovitém objemovém průtoku q_N se zjistí z technických podkladů.

Skutečná tlaková ztráta Δp_2 je závislá na druhé mocnině okamžitého objemového průtoku q_{v2} :

$$\Delta p_2 = \Delta p_N \left(\frac{q_{v2}}{q_{vN}} \right)^2$$

Příklad: Tlaková ztráta ohřivače vzduchu

Teplovzdušný topný registr má podle firemních podkladů tlakovou ztrátu na straně vody 1,2 mWs při jmenovitém objemovém průtoku 3,2 m³.h⁻¹.

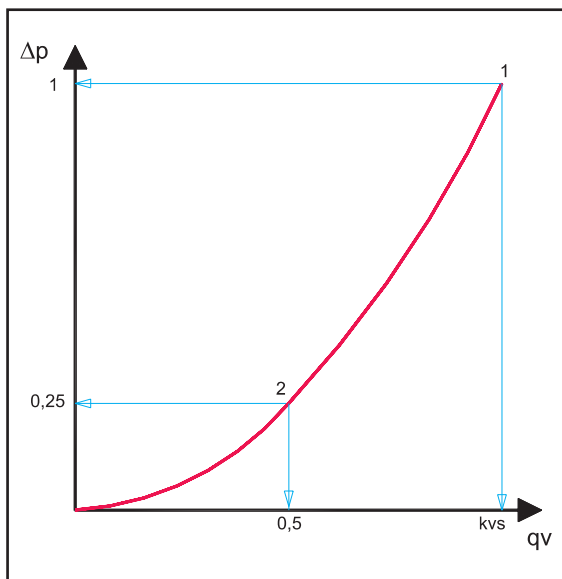
Hledá se jeho tlaková ztráta při průtoku 5 m³.h⁻¹.

$$\Delta p_2 = \Delta p_N \left(\frac{q_{v2}}{q_{vN}} \right)^2 = 1,2 \left(\frac{5}{3,2} \right)^2 = 2,93 \text{ mWs}$$

1.2.9 Tlaková ztráta regulačních ventilů a jiných regulačních členů

Změní-li se průtok vody, změní se i tlaková ztráta.

Tlakové ztráty regulačního ventilu nebo ventilu s přednastavením se mohou graficky znázornit v charakteristice tlakových ztrát ventilu (obrázek 1-7)



Obrázek 1-7 Charakteristika tlakových ztrát ventilu

Průtokový součinitel ventilu k_v udává objemový průtok q_v vody v m³.h⁻¹ při tlakové ztrátě 1 bar (podle VDI/VDE - 2173) /19/.

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_v}}$$

U hustoty $\rho \neq 1000$ (např. pára) se stanoví

$$k_v = q_v \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_v}}$$

Hodnota k_v regulační armatury udává průtok v m³.h⁻¹, při kterém má plně otevřený ventil (jmenovitý zdvih H) tlakovou ztrátu 1 bar = 100 kPa.

Hodnota k_{vs} platí pro jmenovitý zdvih H_{100} , tzn. při 100 % regulačního rozsahu zdvihu kuželky.

Pro $q_{v1} = k_{vs}$ a $\Delta p_1 = 1$ bar bude tlaková ztráta ventilu

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}} \right)^2 \text{ k}$$

$$\Delta p_V = \zeta \frac{\rho}{2} w^2 = 10^5 \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \text{ v Pa}$$

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \text{ bar s } q_v \text{ v m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ nebo}$$

$$\Delta p_V = 100 \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \text{ kPa s } q_v \text{ v m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

U ventilů se může tlaková ztráta vypočítat pomocí hodnoty součinitele místního odporu ζ vztáženého k přípojovacímu průřezu ventilu podle vztahu:

Kde:

ζ	-	součinitel místního odporu
ρ	kg.m ⁻³	hustota
w	m.s ⁻¹	rychlost v přípojovacím průřezu ventilu
q_v	m ³ .h ⁻¹	objemový tok
k_{vs}	m ³ .h ⁻¹	průtokový součinitel plně otevřeného ventilu
Δp_V	bar	tlaková ztráta ventilu

Nezávisle na přípojovacím průřezu je možné tlakovou ztrátu vypočítat pomocí průtokového součinitele ventilu k_{vs} .

Příklad: Regulační ventil - dimenzování

Má být vybrán regulační ventil pro tlakovou ztrátu Δp_V při průtoku q_v .

Tlaková ztráta ventilu $\Delta p_V = 5$ kPa = $5 \cdot 10^{-2}$ bar

Objemový průtok $q_v = 1,5$ m³.h⁻¹

$$k_V = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_V}} = \frac{1,5}{\sqrt{5 \cdot 10^{-2}}} = 6,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

zvoleno $k_{vs} = 6$ (viz příloha)

Skutečná tlaková ztráta zvoleného ventilu se vypočítá takto:

$$\Delta p_V = 100 \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 = 100 \left(\frac{1,5}{6,3} \right)^2 = 5,7 \text{ kPa}$$

Příklad: Ventily na topných tělesech – tlaková ztráta

Hodnoty místních odporů ventilů na topných tělesech se vztahují k rychlosti vody w v normálním závitovém potrubí podle DIN 2440 (ÖNORM M 5611). Pro vodu platí:

$$\Delta p_V = \zeta \frac{\rho}{2} w^2 = \zeta 500 \cdot w^2 \quad \text{v Pa}$$

U jiných potrubních přípojek, např. Cu, plast, se tlakové ztráty zjišťují pomocí hodnoty k_v .

Hodnoty místních odporů se u v tomto případě nesmí použít.

Herz AS č. 6823 průměr 1" = DN 25 $k_{vs} = 8,2$
 Vypočítej pro $q_v = 500 \text{ l/h} = 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ tlakovou ztrátu ventilu

$$\Delta p_V = 100 \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 = 100 \left(\frac{0,5}{8,2} \right)^2 = 0,37 \text{ kPa}$$

1.2.10 Tlaková ztráta v potrubních úsecích s konstantním průřezem

Jako **dílčí úsek** se označuje ta část potrubí, která dopravuje při stejném vnitřním průměru potrubí stejný hmotnostní tok.

ρ	kg.m ⁻³	hustota
w	m.s ⁻¹	rychlost
ζ	-	součinitel místního odporu
R	Pa . m ⁻¹	tlaková ztráta na metr trubky
Δp	Pa	tlaková ztráta
Δp_E	Pa	tlaková ztráta způsobená místními odpory

Tlaková ztráta pro dílčí úsek (konstantní průtok a průměr potrubí) o délce l se skládá z tlakové ztráty způsobené třením v potrubí a součtu tlakových ztrát v místních odporech.

Tlaková ztráta se mění s druhou mocninou objemového toku.

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_1 - p_2 = R \cdot l + \Delta p_E = \\ &= \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho}{2} w^2 + \sum \zeta \frac{\rho}{2} w^2 \end{aligned}$$

Tlak se například zvyšuje podle uvedené rovnice

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}} \right)^2$$

kde:

λ	-	součinitel tření v potrubí
l	m	délka potrubí
D	m	vnitřní průměr potrubí

kde:

Δp	Pa	tlaková ztráta
q_{v1}	m ³ .s ⁻¹	objemový tok při Δp_1
q_{v2}	m ³ .s ⁻¹	objemový tok při Δp_2

1.2.11 Charakteristika potrubní sítě

Charakteristika potrubní sítě je křivka, která vyjadřuje souvislost mezi tlakovou ztrátou této sítě a dopravovaným množstvím. Tento vztah vyjadřuje Bernoulliho rovnice. Pro určité dopravované množství je nutná určitá dopravní výška potrubní sítě. Tato výška sestává z podílu hydrostatického tlaku, tj. výšky vodního sloupce H_0 která musí být překonána, a z tlakových ztrát systému. Tyto tlakové ztráty tvoří součet jednotlivých tlakových ztrát sériově zapojených dílčích úseků.

$$\Delta p = \sum \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho}{2} w^2 + \Delta p_v + \Delta p_{st}$$

$$\Delta p_{st} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_0$$

Tlaková ztráta potrubní sítě se skládá ze ztrát třením v přímém potrubí, ztrát v místních odporech a regulačních ventilech.

Pro charakteristiku potrubní sítě uzavřené soustavy platí rovnice:

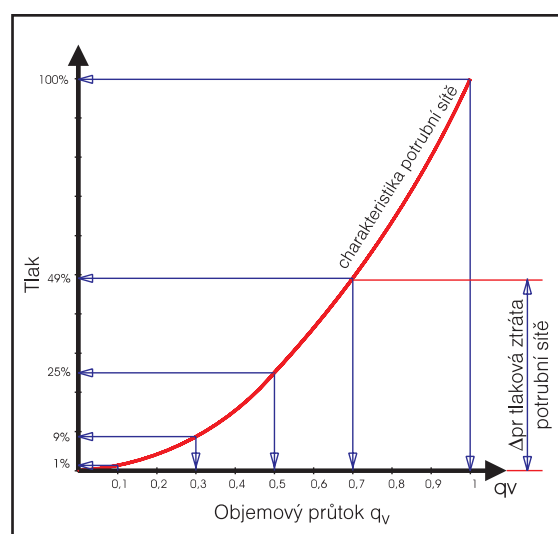
$$\begin{aligned} \Delta p &= \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho}{2} \cdot w^2 + \sum \zeta \frac{\rho}{2} \cdot w^2 = \\ &= \left(\sum \lambda \frac{l}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho}{2} \frac{q_v^2}{A^2} = K \cdot q_v^2 \end{aligned}$$

kde:

Δp	Pa	tlaková ztráta
ρ	kg.m ⁻³	hustota
w	m.s ⁻¹	rychlost
ζ	-	součinitel místního odporu
λ	-	součinitel tření v potrubí
l	m	délka potrubí
A	m ²	průtočný průřez
D	m	vnitřní průměr potrubí
q_v	m ³ .s ⁻¹	objemový tok

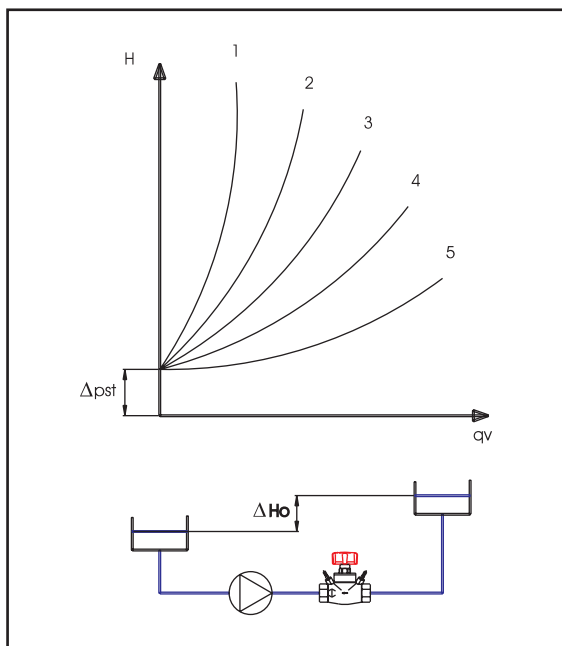
K	Pa.s ² .m ⁶	konstanta potrubní sítě
Δp_v	Pa	tlaková ztráta regulačních ventilů a ventilů s přednastavením
Δp_{st}	Pa	hydrostatický tlak
g	m.s ⁻²	tižové zrychlení = 9,81
H_0	mWS	výška vodního sloupce

Křivka je kvadratická parabola a je znázorněná na obrázku 1-8.



Obrázek 1-8 Charakteristika potrubní sítě

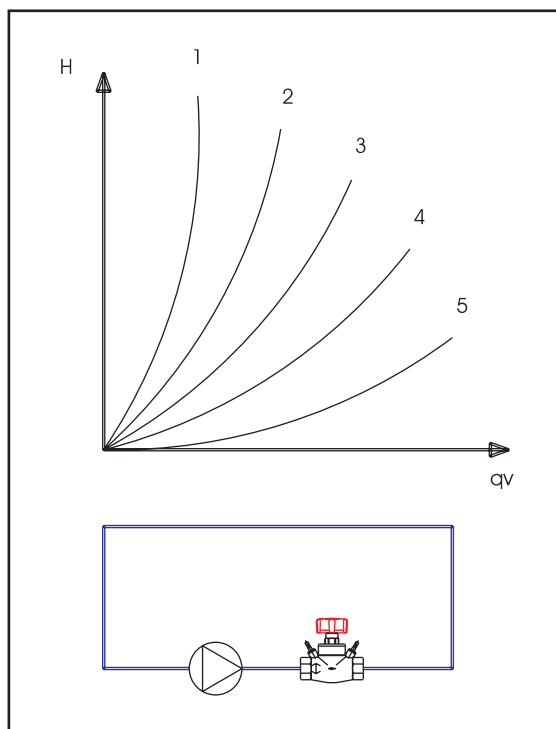
Charakteristika potrubní sítě **otevřeného** systému udává podíl hydrostatického tlaku, který musí být čerpadlem překonán při dopravě vody do místa s výškovým rozdílem H_0 . Obrázek 1-9 ukazuje charakteristiku potrubní sítě takového systému. Křivky ve tvaru paraboly platí pro polohy škrcení ventilu 1 až 5 a začínají u statické výtlačné výšky ΔH_0 .



Obrázek 1-9 Charakteristika potrubní sítě otevřeného systému

Topný systém je do sebe uzavřený okruh. Tzn., že stejné množství vody, které je od kotle dopravováno oběhovým čerpadlem k topným tělesům, protéká vratným potrubím od topných těles zpět do kotle. Vždy se tedy vrací stejné množství vody, které se dodá do topného systému. Dopravní výška zde tedy neslouží k překonání určitého výškového rozdílu. Cirkulace topné vody vyvolaná čerpadlem je sice zpravidla podporována působením gravitace (ochlazená voda ve vratném potrubí je těžší než teplá voda v přívodním potrubí), ale tento vliv se bere v úvahu jen tehdy, když dosáhne většího podílu na výtlačné výšce čerpadla. To se stává u velmi nízkých tlaků čerpadel nebo u zařízení ve výškových budovách.

V uzavřeném systému prochází parabolická charakteristika sítě nulovým bodem. To je patrné z obrázku 1-10. Charakteristika potrubní sítě ukazuje souvislosti mezi výtlačnou výškou a objemovým tokem v potrubní síti. Má-li cirkulovat 70 % celkového množství, je zapotřebí jen 49% tlaku, při 50 % množství je to již jen 25 % atd. V technických podkladech výrobců čerpadel bývají charakteristiky potrubní sítě zakresleny ve formě křivek nebo ve dvojitých logaritmických diagramech ve formě přímek.



Obrázek 1-10 Charakteristika potrubní sítě uzavřeného systému

Topný systém má během topného období nekonečně mnoho provozních stavů a každému z těchto provozních stavů náleží odpovídající charakteristika systému. Obrázek 1-10 znázorňuje charakteristiku uzavřeného systému. Charakteristika 5 udává odpory při změnách objemového toku otevřeným ventilem. Obvyklým způsobem se dosahuje v topných systémech stavů částečného zatížení škrcením ventilů, např. termostatických ventilů. Při tom narůstají odpory. Strmost křivky se zvětšuje, až je při dopravním toku 0 dosaženo kolmice.

1.2.12 Paralelní zapojení potrubních úseků

Při hydraulickém paralelním zapojení potrubních úseků se vodní tok rozdělí na složky q_{m1} a q_{m2} . Rozdělení se uskuteční v rovnováze, kdy je tlaková ztráta úseku 1 a 2 stejně velká. Rozdíl tlaků odpovídá **uzlovému tlakovému rozdílu KDD**, tj. rozdílu mezi body A a B.

V každém dílčím úseku platí pro charakteristiku potrubní sítě:

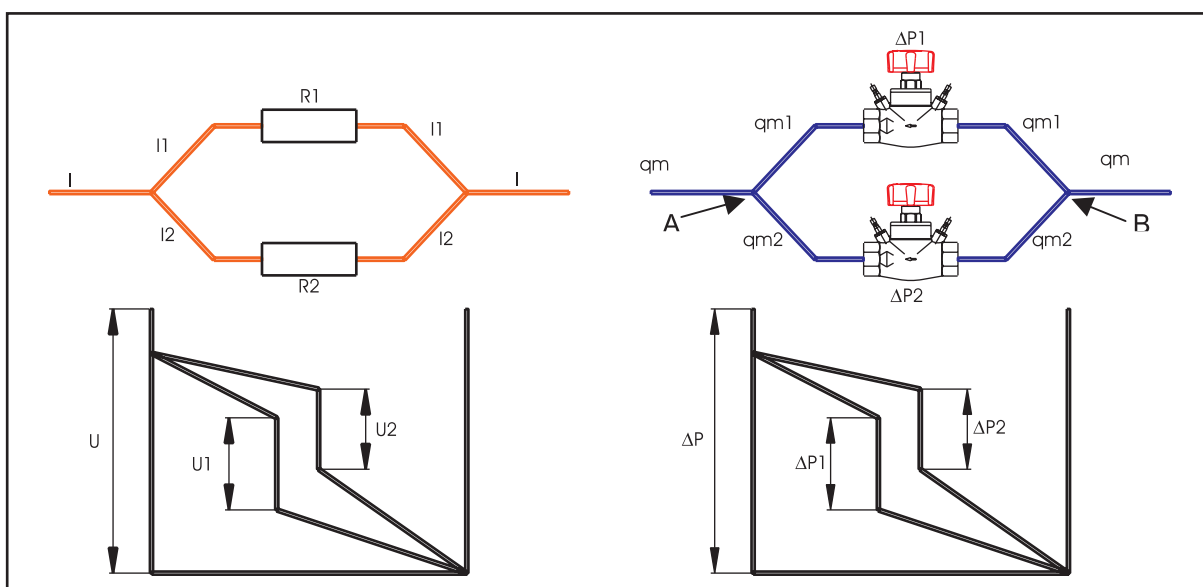
$$\Delta p_1 = K_1 \cdot q_{m1}^2$$

$$\Delta p_2 = K_2 \cdot q_{m2}^2$$

V rovnovážném stavu bude uzlový tlakový rozdíl:

$$KDD = \Delta p = K_1 \cdot q_{m1}^2 = K_2 \cdot q_{m2}^2$$

Srovnání elektrických a hydraulických paralelních zapojení je zřejmé z obrázku 1-11.



Obrázek 1-11 Srovnání elektrického a hydraulického paralelního zapojení odporů

Součet úbytků napětí resp. tlakových ztrát u paralelně zapojených tras musí být stejně velký.

Vyvažovací diagram:

Jednoduché grafické znázornění tlakových poměrů je možné uskutečnit ve vyvažovacím diagramu (obrázek 1-12).

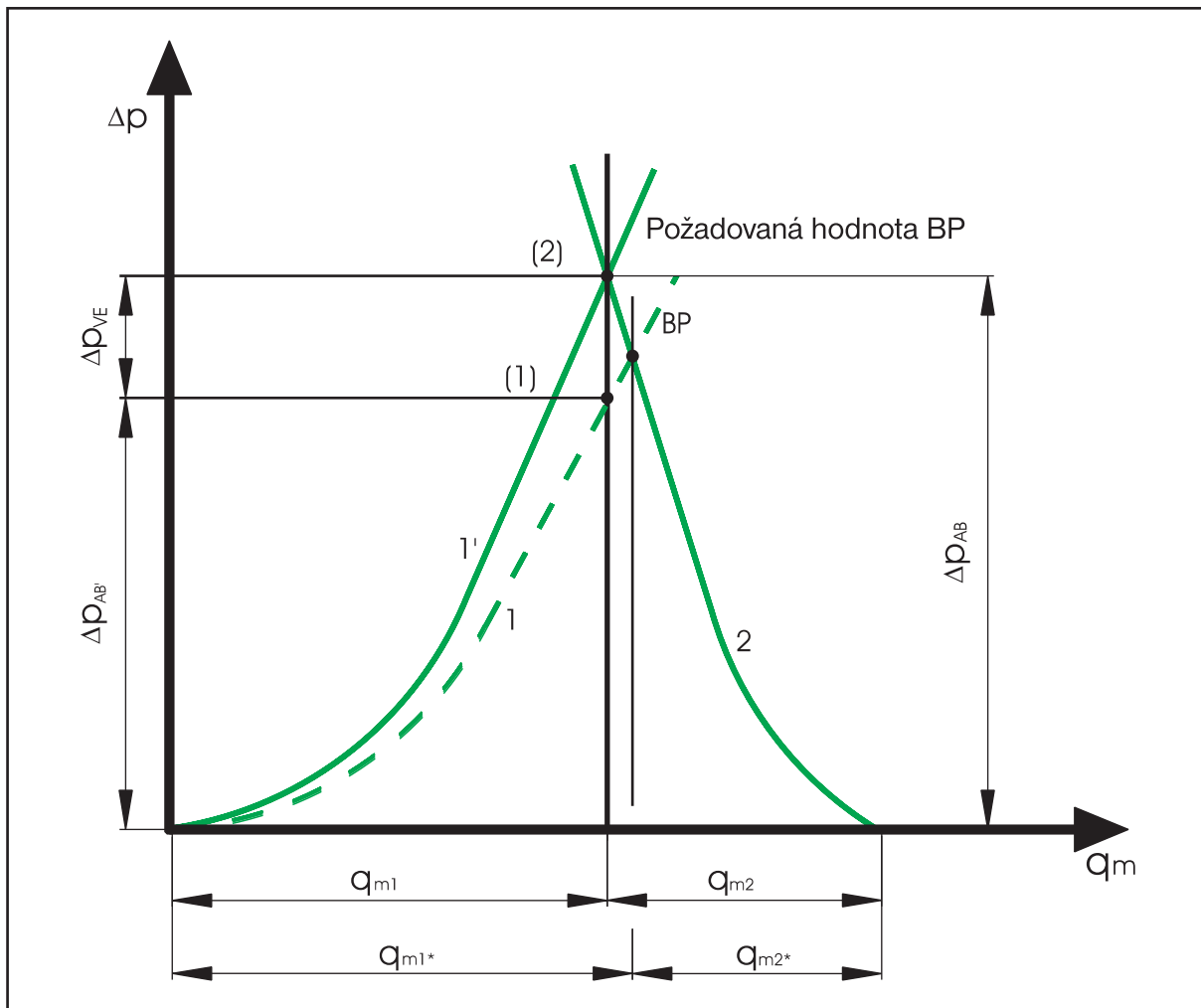
Sestrojení vyvažovacího diagramu se provede následovně:

- potřebné hmotnostní toky $q_{m1} + q_{m2}$ se nanesou na osu x
- nakreslí se obě charakteristiky paralelních úseků (parabola 1 a 2)
- vede se kolmice z požadovaného pracovního bodu BP (2)

- vzniknou dva průsečíky (1) (2) s kolmicí procházející bodem (2)
- rozdíl výšky mezi horním (2) a dolním (1) bodem je tlaková ztráta Δp_{VE} při q_{m1} , která se musí dodatečně seškrtnit ventilem.

Když se nyní tlaková ztráta okruhu 1 dodatečně zvýší o Δp_{VE} v důsledku škrcení ventilem, vznikne nová charakteristika (1*) pro regulovaný úsek.

Průsečík této čáry 1* s charakteristikou paralelně zapojeného úseku 2 je požadovaný jmenovitý pracovní bod (2).



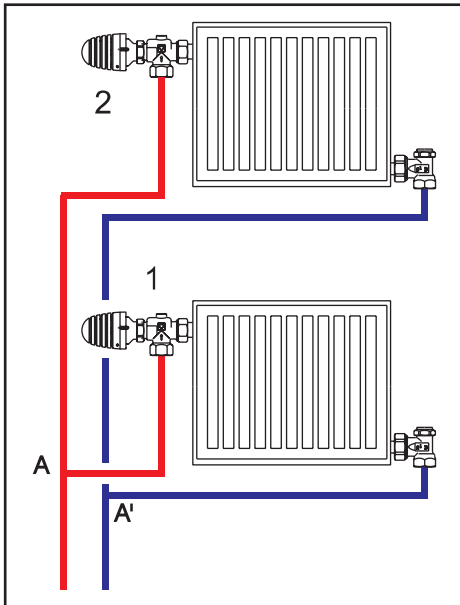
Obrázek 1-12 Vyvažovací diagram paralelně zapojených částí sítě

Bez vyvážení:

Pokud by se Δp_{VE} neseškrtil ventilem, vznikl by rovnovážný stav BP mezi oběma paralelními potrubními úseky. Tím by došlo k rozdělení hmotnostních toků na q'_{m1} a q'_{m2} .

Požadovaná hodnota BP leží však u (2) a odchylka průtoků se zjistí přímo z diagramu.

Příklad: Připojení dvou topných těles



Obrázek 1-13 Dvě paralelně zapojená topná tělesa

Dvě topná tělesa jsou zapojena paralelně a tlakové poměry mají být vyrovnány regulačním ventilem topného tělesa.

- Topné těleso 1: předávaný výkon topného tělesa $\Phi_1 = 1600 \text{ W}$
tlaková ztráta v přípojovacím potrubí topného tělesa A - A' = 250 Pa
- Topné těleso 2: předávaný výkon topného tělesa $\Phi_2 = 800 \text{ W}$
tlaková ztráta v přípojovacím potrubí A - A' = 60 Pa

Teplotní spád činí 10 K

Oba 1/2" ventily topných těles se musí vyvážit tak, aby tlaková ztráta každého topného tělesa byla stejně velká. Je možné předpokládat, že tlaková ztráta topného tělesa 1 je větší než tlaková ztráta topného tělesa 2, a tudíž se počítá s naplno otevřeným ventilem topného tělesa 1.

Ventil topného tělesa 2 se musí nastavit na uzlový tlakový rozdíl A-A'.

Výpočet objemového toku (u vody, kde 1 l odpovídá 1 kg):

$$q_{v1} = \frac{\Phi_1}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{1600}{4200 \text{ s} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 10} = 0,038 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 0,038 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} = 136,8 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$q_{v2} = \frac{\Phi_2}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{800}{4200 \text{ s} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 10} = 0,019 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 0,019 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} = 68,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

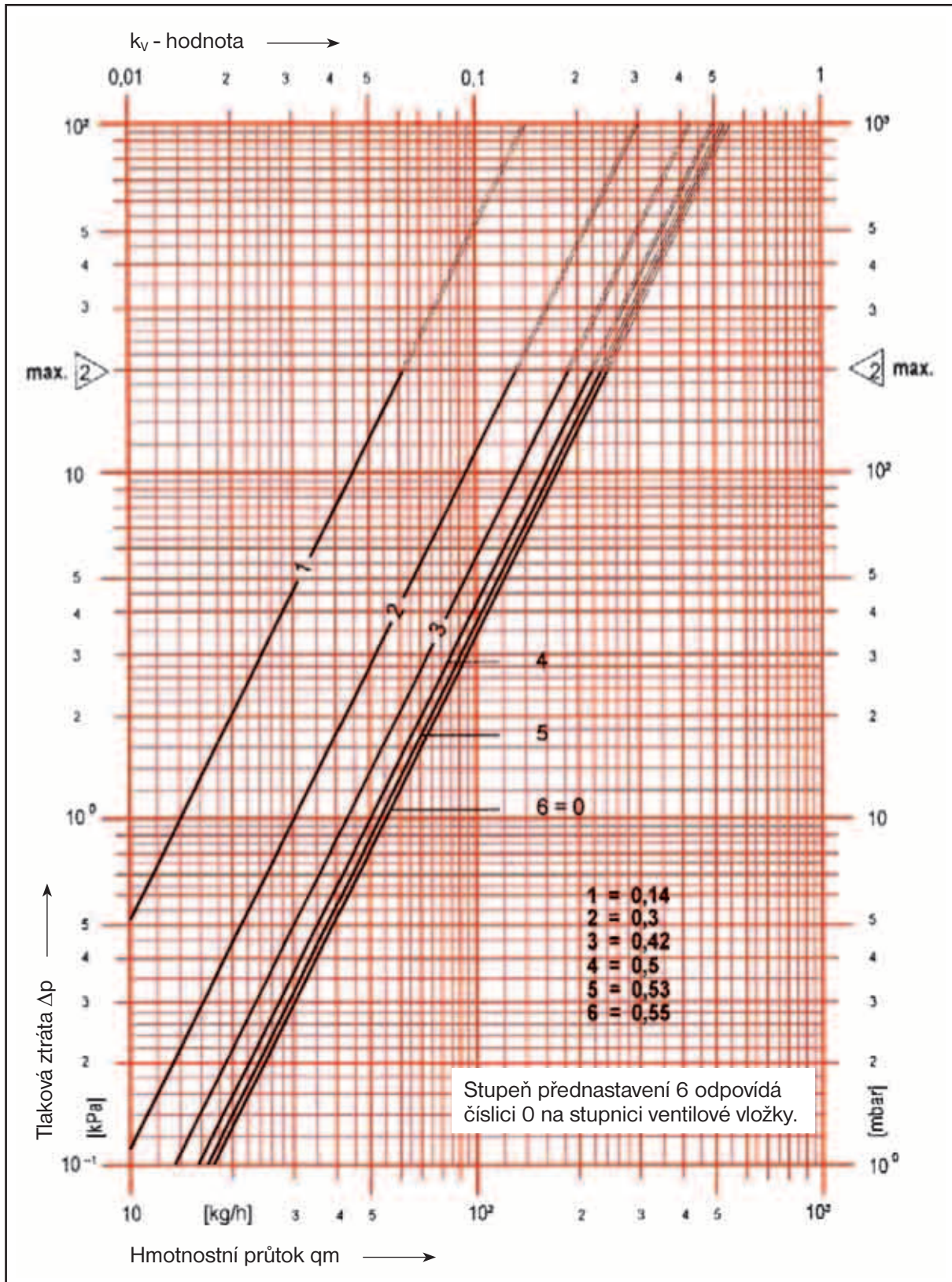
zvolený ventil topného tělesa HERZ TS-98-V 1/2"

tlaková ztráta ventilu topného tělesa 1:

$\Delta p_{HRv1} = 1500 \text{ Pa}$ u zcela otevřeného ventilu

tlakový spád na ventilu topného tělesa: $\Delta p_{HRv2} : \Delta p_1 = \Delta p_2$

$$250 \text{ Pa} + 1500 \text{ Pa} = 60 \text{ Pa} + \Delta p_{HRv2} \rightarrow \Delta p_{HRv2} = 1690 \text{ Pa} \quad \text{poloha nastavení ventilu} \quad \text{VE} = 5$$



Obrázek 1-14 HERZ TS-98-V 1/2"

2 Oběhová čerpadla

2.1 Základy, pojmy

Oběhové čerpadlo pro vytápění má za úkol zajistit cirkulaci vody v uzavřeném teplovodním topném systému, tzn. dopravovat horkou vodu z kotle k tepelným spotřebičům a ochlazenou vodu od spotřebičů zpět do kotle.

2.1.1 Průtok čerpadla

Průtok čerpadla je čerpadlem dopravovaný využitelný objemový tok z jeho výtlačného průřezu.

Průtok systému se vypočítá součtem tepla předaného spotřebiči a tepelných ztrát při rozvodu tepla.

$$q_v = \frac{\Phi_H + \Phi_V}{\rho \cdot c \cdot \Delta\theta}$$

kde:

Φ_H	W	tepelný tok ve spotřebiči
Φ_V	W	tepelné ztráty při rozvodu tepla
$\Delta\theta$	K	teplotní spád, rozdíl teplot tepelného toku
c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita (voda $c=4,196 \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota (voda při 80°C = $971,6 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Poznámka:

Hustota může být v topenářské technice stanovena s dostatečnou přesností na $1000 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

2.1.2 Dopravní výška čerpadla H

Dopravní výška systému je energie předaná čerpadlem dopravované kapalině. Je vztažena k tíhovému zrychlení a jednotka je v m.

$$H = \frac{\sum (l \cdot R + Z)}{\rho \cdot g}$$

kde:

l	m	délka potrubí
R	[Pa/m]	tlaková ztráta
Z	[Pa]	místní odpor
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota (voda při 80°C = $971,6 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení = $9,81 \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

2.1.3 Výkon čerpadla

Je užitečný výkon předaný oběhovým čerpadlem dopravnímu toku.

$$P = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H$$

Kde:

q_v	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	objemový tok (\dot{V})
P	W	výkon čerpadla
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení = $9,81 \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota
H	mWS	dopravní výška

2.1.4 Elektrický příkon motoru P_{el} a účinnost η_p

elektrický příkon motoru

$$P_{el} = \frac{q_v \cdot \Delta p_p}{\eta_{celk.}}$$

kde:

q_v $m^3 \cdot s^{-1}$

dopravní objemový tok

Δp_p Pa

dopravní tlak 1 mWS

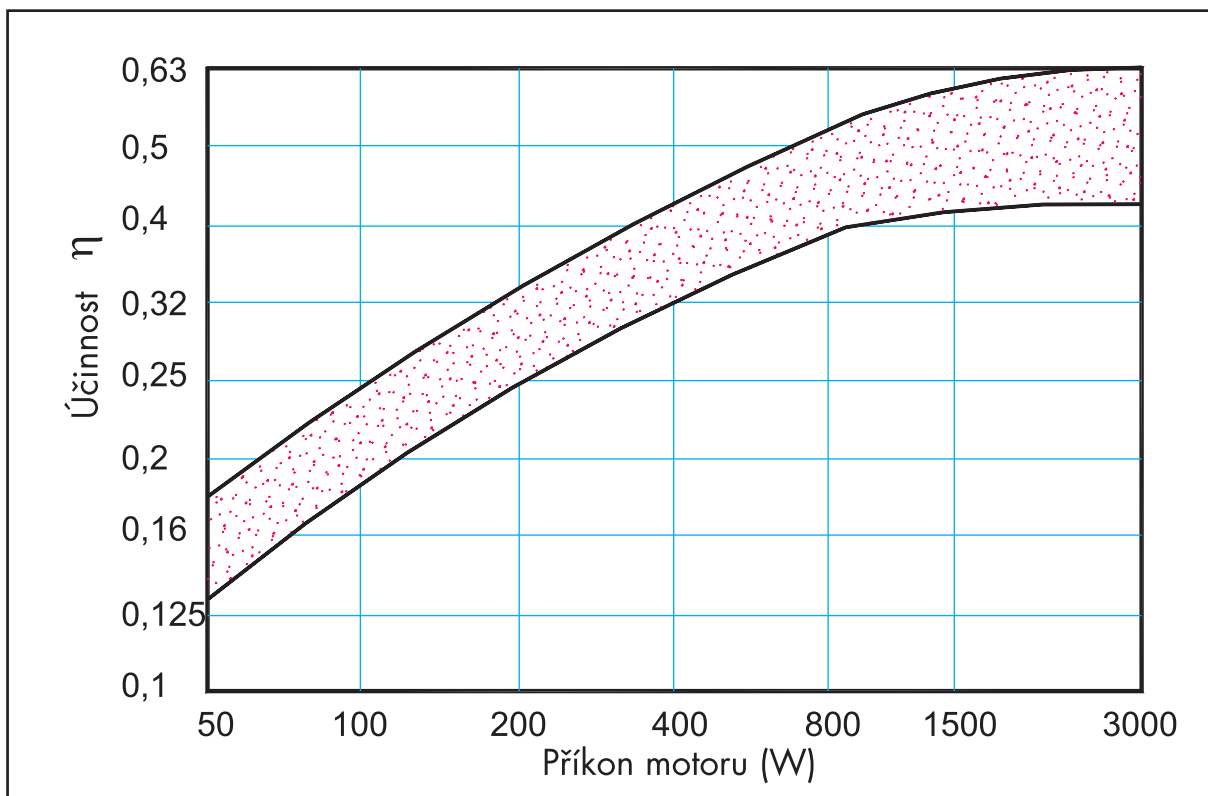
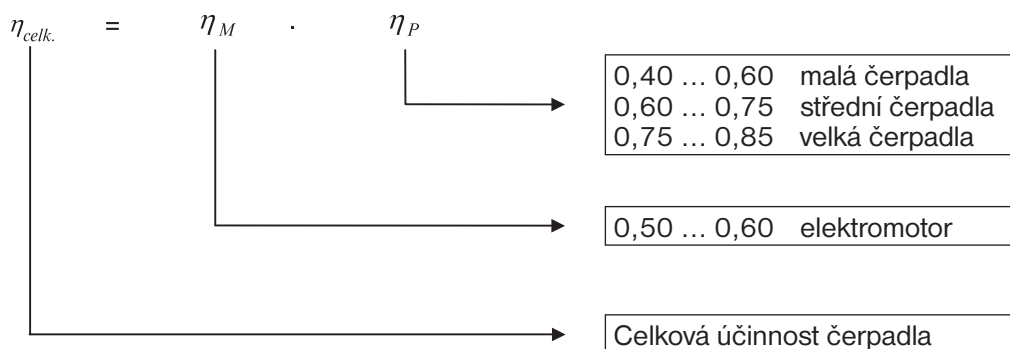
= 10 kPa =

= 10 000 Pa

$\eta_{celk.}$ -

účinnost = $\eta_M \cdot \eta_P$

Pro elektricky poháněná oběhová čerpadla platí:



Obr. 2-1 Pásmo celkové účinnosti čerpadla

2.1.5 Pozitivní sací výška

Pozitivní sací výška $H = \text{NSPH}$ (Net Positive Suction Head) = přebytek energie po odečtení ekvivalentu tlaku nasycených par v sacím hrdle čerpadla.

$$H = \frac{p_d - p_{st}}{\rho \cdot g} + \frac{w_d^2 - w_s^2}{2g} + (h_d - h_s)$$

kde:

p_d	Pa	dynamický tlak
p_{st}	Pa	statický tlak
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	hustota
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení = 9,81 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
w_d	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost ve výtlačném hrdle
w_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost v sacím hrdle
h_d	m	geodetická výška výstupního hrdla
h_s	m	geodetická výška sacího hrdla

Pozitivní sací výška systému musí být bezpodmínečně vyšší, než je výrobcem udávaná hodnota NSPH čerpadla, aby se zabránilo kavitaci.

2.1.6 Zákony afinity

Pro každé čerpadlo platí s dobrým přiblížením následující zákony (zákony proporcionality a afinity).

Objemový průtok je přímo úměrný počtu otáček.

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Dopravní výška je přímo úměrná druhé mocnině počtu otáček.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

Elektrický příkon je přímo úměrný třetí mocnině počtu otáček

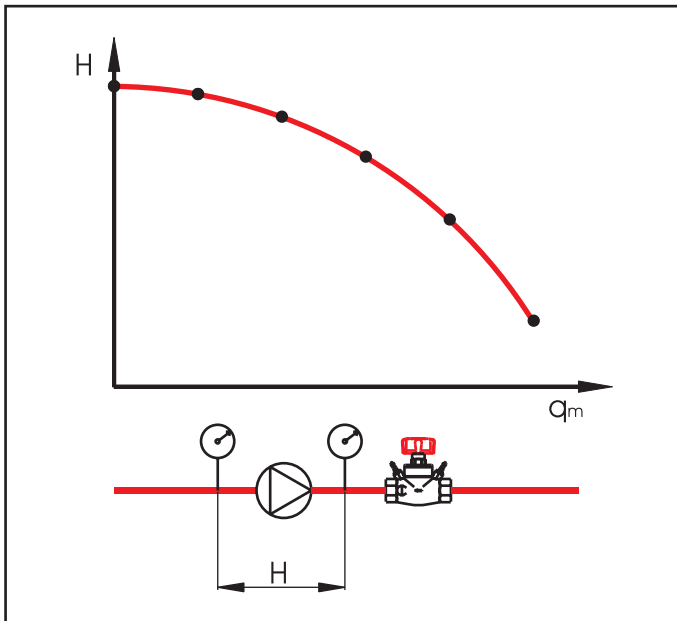
$$\frac{P_{E1}}{P_{E2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

2.1.7 Charakteristika čerpadla a pracovní bod

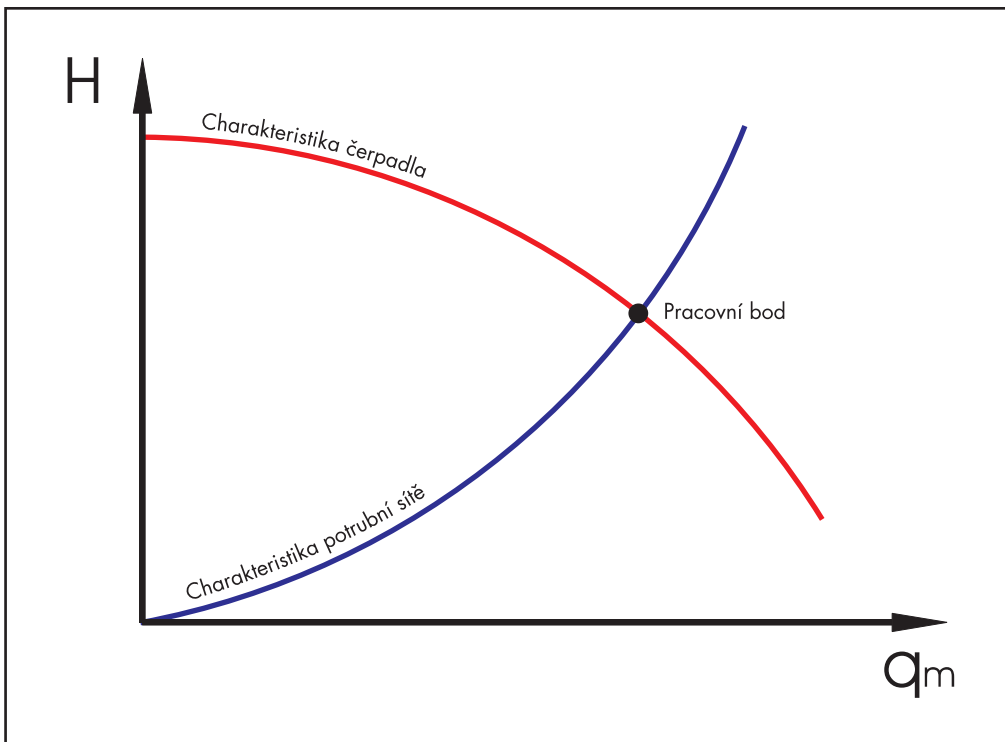
Tato charakteristika udává souvislost mezi objemovým průtokem a tlakem čerpadla při konstantním počtu otáček. Měří se na zkušebním zařízení metodou škrcení výtlačku čerpadla a nazývá se také výkonovou charakteristikou čerpadla.

Při uzavřeném ventilu, tedy při nulovém dopravovaném množství, je dosahováno nejvyššího tlaku, **dopravní výšky odpovídající nulovému průtoku**. Tato výška se často udává při značení čerpadel.

Pod pracovním bodem se rozumí průsečík charakteristiky potrubní sítě s charakteristikou čerpadla.



Obrázek 2-2 Charakteristika čerpadla

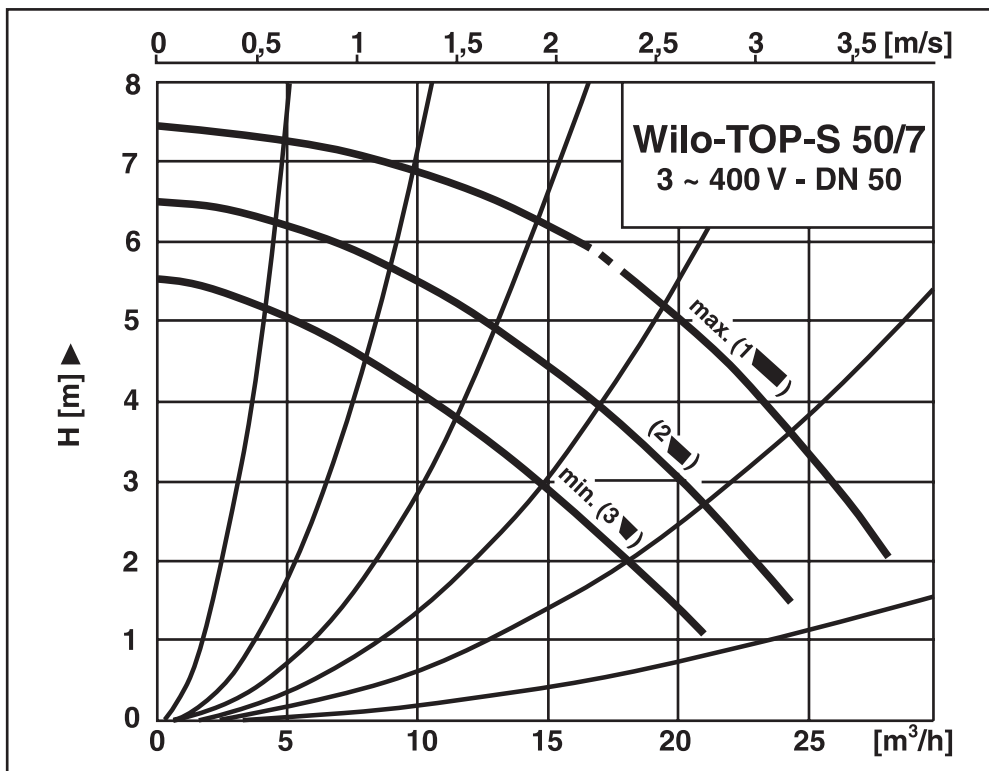


Obrázek 2-3 Pracovní bod čerpadla

2.1.8 Pole charakteristik čerpadla

Pro snadnější přizpůsobení určitého čerpadla charakteristikám různých potrubních sítí nebo provozním stavům byla vyvinuta čerpadla s polem charakteristik. To vede ke snížení počtu typů čerpadel. U dnešních čerpadel se třemi počty otáček je nejnižší stupeň zvolen tak, aby vykazoval přibližně 50 % výkonu nejvyššího stupně.

Toto rozšíření pracovního rozsahu umožňuje dokonalejší přizpůsobení provozním stavům. Samozřejmým předpokladem je návrh čerpadla pro maximální počet otáček. Jen tak může být během období nízkého zatížení počet otáček snížen a přizpůsoben okamžité potřebě.

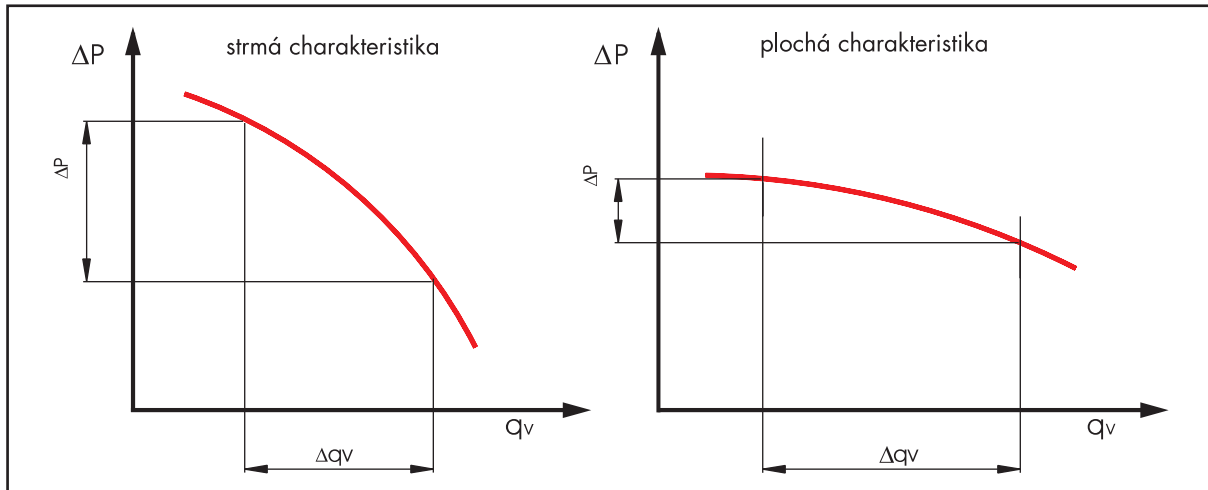


Obrázek 2-4 Charakteristika čerpadla se třemi stupni otáček /21/

2.2 Tvar křivky charakteristiky čerpadla

U strmé charakteristiky se však při změně průtoku změni dopravní výška čerpadla výrazně. Viz obrázek 2-5

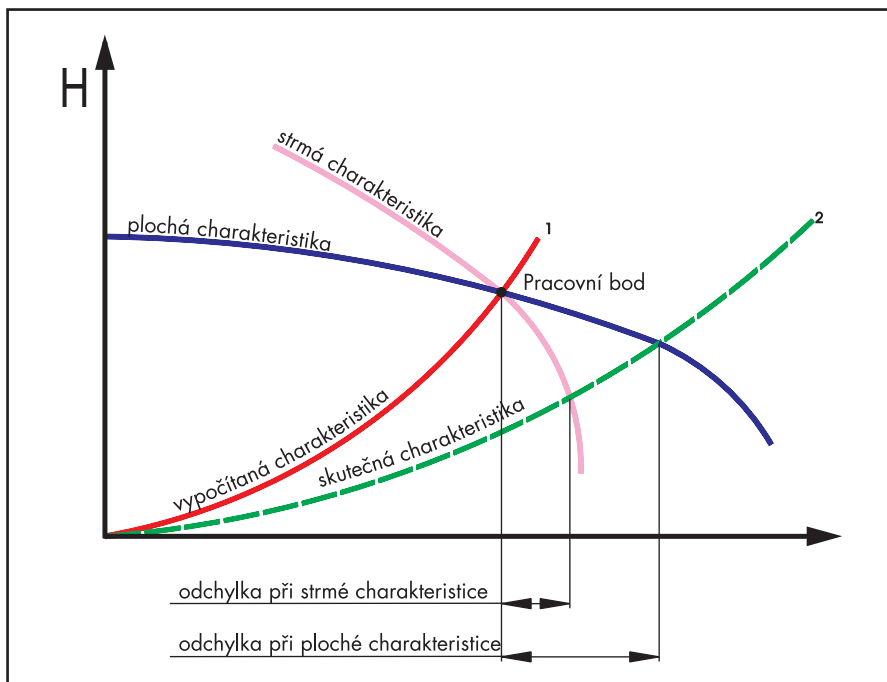
U ploché charakteristiky čerpadla se měni dopravní výška při změně průtoku jen nepatrně.



Obrázek 2-5 Strmá a plochá charakteristika čerpadla

Rozdílné charakteristiky zařízení 1 a 2 dávaji rozdílné jmenovité provozní body BP.

Z obrázku 2-6 je patrné, že odchylka je u strmé charakteristiky menší než u ploché charakteristiky.



Obrázek 2-6 Odchylky při různých charakteristikách

2.2.1 Regulovatelná čerpadla

Dimenzování čerpadel je prováděno vždy pro nejvyšší možný tepelný tok, skutečný tepelný tok však je ve většině případů nižší (během 60 % provozu je hodnota tepelného toku necelých 30 % projektované hodnoty). Z toho důvodu je hospodárné přizpůsobit výkon čerpadla provoznímu stavu. Zejména pokud je regulace tepelného toku prováděna škrcením a ne regulací teploty na přívodu, je hospodárnější a méně hlučné neregulovat čerpadla automaticky podle jeho škrticí křivky, ale prostřednictvím regulačních systémů. K tomu patří stupňovitá regulace změnou průměrů oběžných kol nebo počtu otáček, přestavením rozváděcích lopatek (regulace vířením), připojováním nebo odpojováním čerpadel ve skupině čerpadel, nebo plynulou změnou počtu otáček pomocí změny kmitočtu. Změny kmitočtu se provádějí frekvenčním měničem.

2.2.1.1 Elektrická změna výkonu

Snížení hydraulického výkonu čerpadla vyvolá snížení elektrického příkonu. Tím se také dosáhne snížení hlučnosti.

Možnosti změny výkonu

- přepínáním pólů
- přepínáním vinutí
- elektronicky pomocí tyristoru
- elektronickou regulací počtu otáček frekvenčním měničem

Elektronické řízení výkonu pomocí tyristoru způsobuje nežádoucí nárůst hluku motoru. Elektronická regulace fázovým posunem nebo frekvenčním měničem mají výhodu v plynulosti.

2.2.1.2 Druhy regulací

Regulace $\Delta p-c$

Při regulaci $\Delta p-c$ udržuje elektronika v přípustném rozsahu průtoků čerpadlem vytvořený tlakový rozdíl v systému na konstantní nastavené požadované hodnotě H_s .

Regulace $\Delta p-v$

Při regulaci $\Delta p-v$ řídí elektronika požadovanou hodnotu čerpadlem udržovaného tlakového rozdílu v systému lineárně mezi H_s a $1/2 H_s$. Požadovaná hodnota tlakového rozdílu H_s se mění spolu s dopravním tokem Q .

2.2.1.3 Provoz čerpadla s regulovanými otáčkami

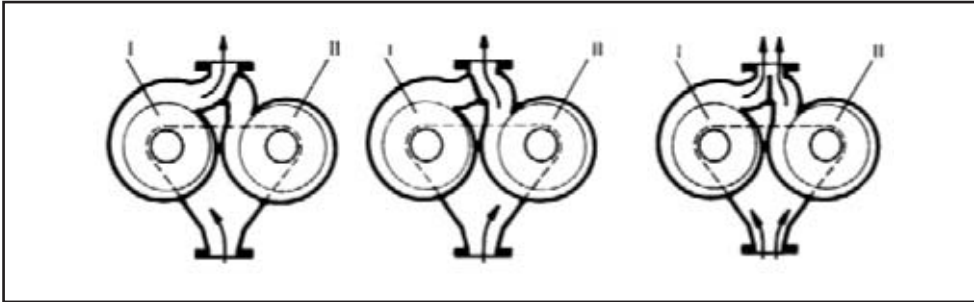
Dodatečné přizpůsobení výkonu čerpadla požadavkům odběru tepla je možné pomocí regulace počtu otáček motoru. V závislosti na druhu regulace topného systému je plného výkonu čerpadla využíváno jen v krátkém časovém období a čerpadlo může tedy být po většinu času provozováno se sníženým počtem otáček. Příkon čerpadla je pak znatelně nižší.

Dnes jsou nabízeny kompaktní, elektronicky regulované čerpadlové jednotky. Ty se skládají z čerpadla, motoru, frekvenčního měniče s integrovaným vysílačem požadované hodnoty a z potřebných obslužných a zobrazovacích jednotek s rozhraními pro výstup provozních dat. Vyznačují se jednoduchou obsluhovatelností. Při výběru je nutné posoudit, zda bude dosaženo optimální účinnosti v rozsahu převážujících provozních stavů. Dále musí být zaručena dostatečná rezerva výkonu motoru pro případ přetížení. Hodnota NPSH musí být tak velká, aby se zabránilo kavitaci čerpadla.

Tímto druhem provozu se šetří nejen elektrická energie v důsledku snížení cirkulujícího množství vody, ale také zabraňuje vzniku nežádoucího hluku.

2.2.2 Sériové a paralelní zapojení čerpadel

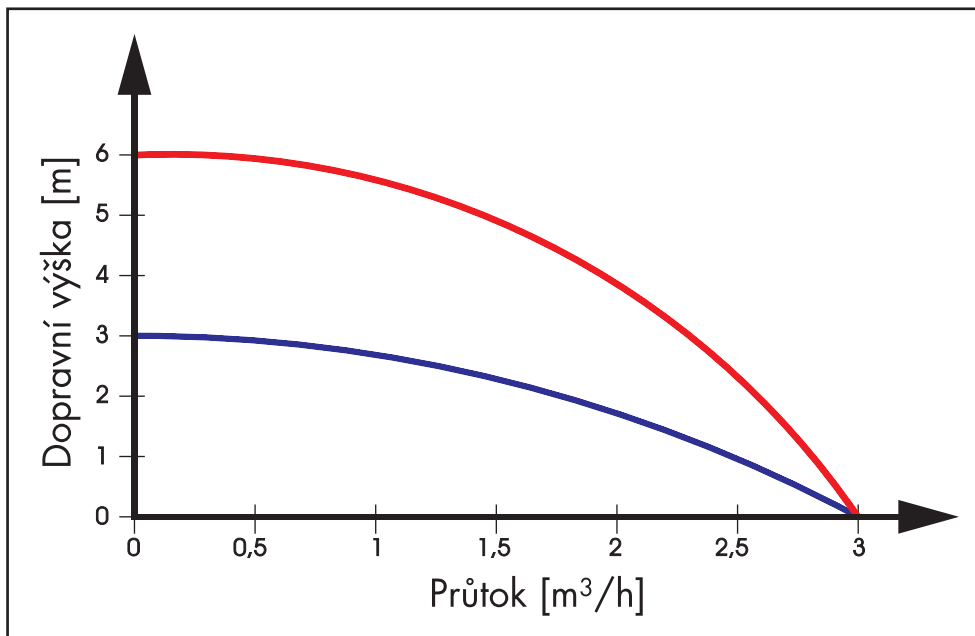
Při požadavcích na vysokou bezpečnost provozu nebo vytvoření výkonnostních rezerv se používají dvojitá čerpadla.



Obrázek 2-7 Druhy provozu pro dvojitá čerpadla /21/

Pokud je při relativně malém objemovém toku požadavek velké dopravní výšky, zapojí se dvě čerpadla za sebou. Charakteristiky se sčítají podle obrázku. Při nulovém průtoku ($V=0$), například když obě čerpadla pracují proti uzavře-

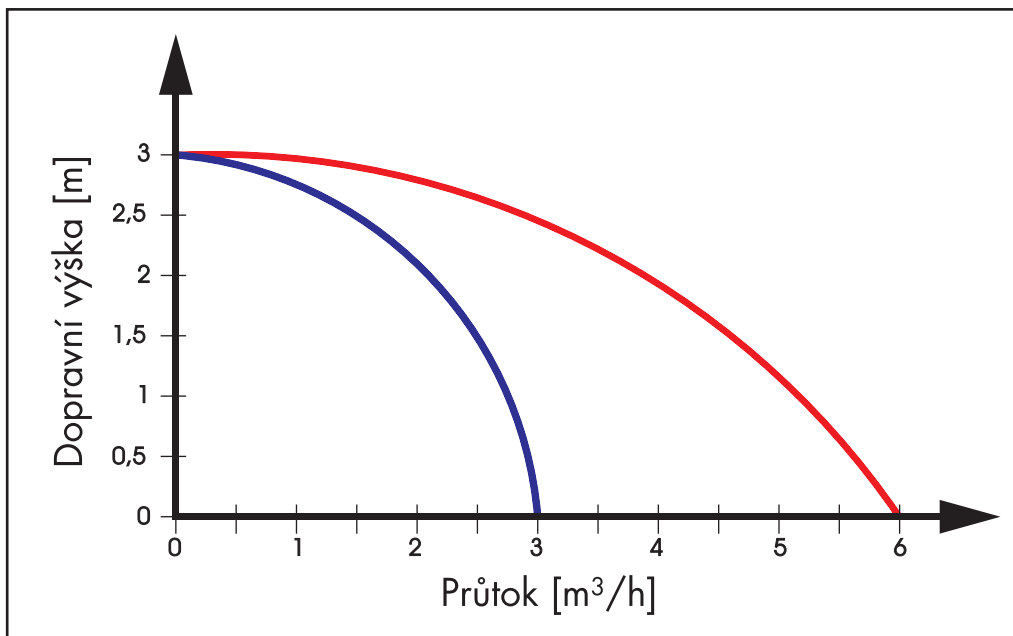
nému šoupátku, sečítají se obě dopravní výšky. V jiném krajním případě, u beztlakového čerpání ($H=0$), nemohou ani obě čerpadla společně čerpat více než jedno samostatně.



Obrázek 2-8 Sériové zapojení dvou čerpadel

Při požadavku velkého objemového toku s poměrně malou dopravní výškou se zapojí několik čerpadel vedle sebe. Použijí-li se dvě čerpadla stejného typu, sečtou se obě charakteristiky podle obr. 2-9.

Jen při beztlakovém čerpání ($H=0$) dochází ke zdvojnásobení objemového toku. Analogicky k zapojení za sebou dosahují v druhém krajním bodě (nulový výkon) obě čerpadla dopravní výšky čerpadla jednoho.

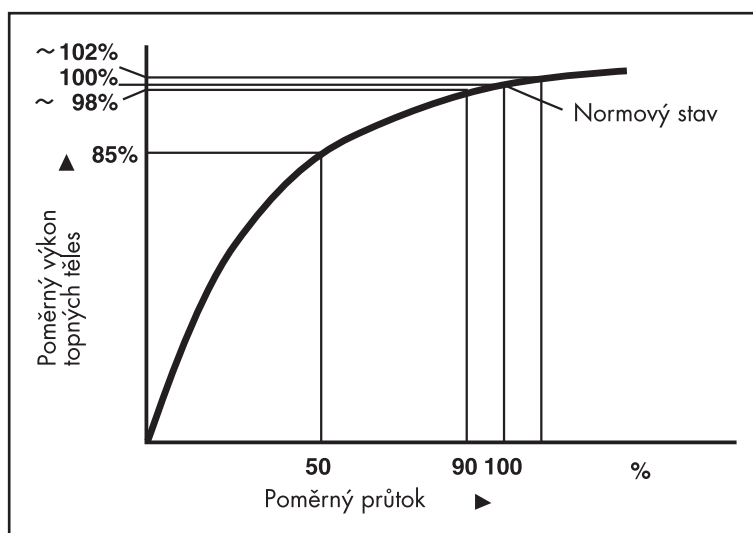


Obrázek 2-9 Paralelní zapojení dvou čerpadel

2.3 Volba čerpadel a tepelný výkon topných těles

změnou objemového toku. Z výkonové charakteristiky je patrné, že 10 % změna objemového toku při projektované teplotě znamená jen $\pm 2\%$ změny výkonu topného tělesa.

Obrázek 2-10 ukazuje typickou výkonovou křivku pokojového topného tělesa. Z diagramu je patrné, jak se mění výkon topného tělesa se



Obrázek 2-10 Výkonová charakteristika topného tělesa

Příklad:

Sníží-li se objemový tok na polovinu (na 50 %), výkon topného tělesa ještě stále dosahuje $\approx 85\%$ topného výkonu Φ_{100} .

Ze zadaných hodnot se vypočítá požadovaná hodnota objemového toku:

Objemový průtok

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{\Phi}{c \cdot \rho \cdot \Delta\theta}$$

$$q_v = \frac{\Phi}{1,163 \cdot 0,972 \cdot \Delta\theta} = \frac{\Phi}{1,13 \cdot \Delta\theta} \quad m^3 h^{-1}$$

pro vodu $80\text{ }^\circ\text{C}$

kde:

q_v	$m^3 \cdot h^{-1}$	objemový tok
q_m	$kg \cdot h^{-1}$	hmotnostní tok
Φ	W	tepelný tok = tepelný výkon P
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
c	$Wh \cdot kg^{-1} K^{-1}$	měrná tepelná kapacita
$\Delta\theta$	K	$=(\theta_v - \theta_R)$ teplotní spád

Příklad: Výběr čerpadel pro obytný blok

Tepelná ztráta obytného bloku $\Phi = 613\text{ kW}$,

Přívod teplé vody: $\theta_v = 90\text{ }^\circ\text{C}$ Zpátečka: $\theta_R = 70\text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta\theta = 20\text{ K}, \quad \rho = 0,9716\text{ kg} \cdot m^{-3} \text{ při } 80\text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_v = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta \cdot \rho} = \frac{613}{1,16 \cdot 20 \cdot 0,9716} = 27,2\text{ m}^3 \cdot h^{-1}$$

Dopravní výška H musí pokrýt celkovou tlakovou ztrátu topného okruhu s největším tlakovým spádem.

Tlaková ztráta v potrubní síti se skládá ze ztrát:

- **přímého potrubí**

$$R \cdot l$$

- **místních odporů**

$$\sum \Delta p_E = \sum \zeta \frac{\rho}{2} w^2$$

- **regulačních armatur, regulačního ventilu**

$$p_v = 10^5 \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2$$

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p = R \cdot l + \sum p_E + p_v$$

Předpoklad:

Tlaková ztráta nepříznivého teplovodního okruhu se vypočítá pro nejdelší potrubní trasu, kde $R = 100 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$

Pro jednotlivé odpory mimo regulační ventily se počítá s 60 % podílem z celkové tlakové ztráty.

Délka vedení přívodu a zpátečky $l = 223 \text{ m}$

ztráta tlaku	Pa
potrubním vedením $223 \text{ m} \cdot 100 \text{ Pa/m} = 22300 \text{ Pa}$	22 300
podíl 60 % tlakové ztráty v potrubí z celkové ztráty tlaku $100\% = \frac{22300 \times 60}{100} =$	13 380
trojcestný směšovací ventil $k_{vs} = 200$, DN 125 $p_v = 100 \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{27,2}{200} \right)^2 = 1,85 \text{ kPa} =$	1 850
potřebná výtlačná výška čerpadla Δp_p	37 530
	= 3,7 mWS

Konstanta potrubní sítě
$$K^* = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{27,2}{\sqrt{3,7}} = 14,1$$

Každý jmenovitý pracovní bod leží na charakteristice potrubní sítě ve tvaru paraboly

$$q_v = K^* \sqrt{\Delta p}$$

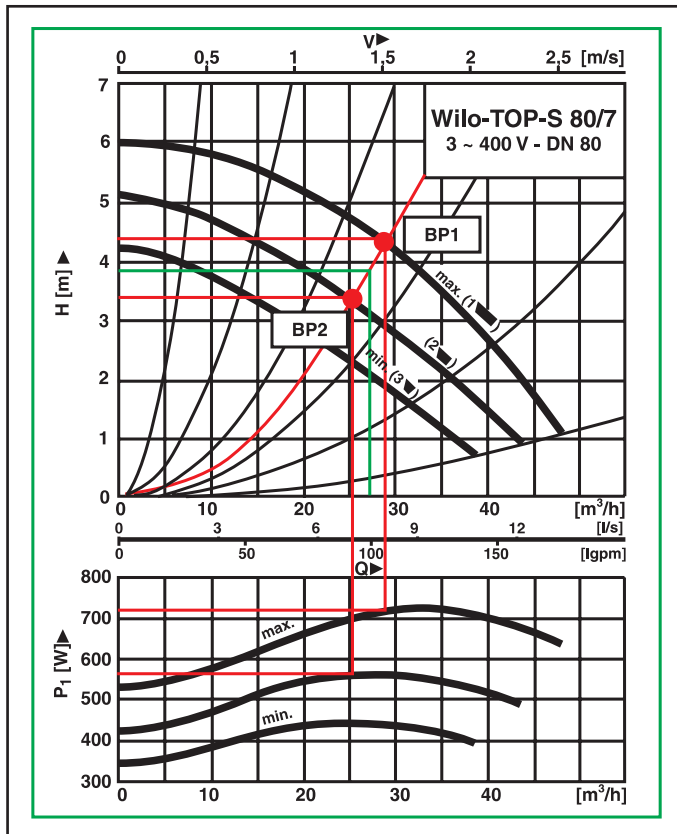
Ve dvojitě logaritmickém diagramu se zobrazí parabola jako přímka. Jelikož čerpadlo může pracovat jen dle své charakteristiky, odečte se z průsečíku obou čar skutečný **pracovní bod**.

Příklad: Volba čerpadla

Postup volby čerpadla:

Počítáme s jmenovitým pracovním bodem z předchozího příkladu

Zvolené čerpadlo: WILO TOP-S 80 / 7



Obrázek 2-11 WILO TOP-S 80 / 7 /21/

Odečtený pracovní bod pro stupeň 1:

$$q_v = 29 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$H = 4,15 \text{ mWS} = 41,5 \text{ kPa}$$

$$P_{el} = 710 \text{ W}$$

Odečtený pracovní bod pro stupeň 2:

$$q_v = 25,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$H = 3,2 \text{ mWS} = 32 \text{ kPa}$$

$$\text{Stupeň 2: } P_{el} = 570 \text{ W}$$

Spotřeba elektrické energie:

U stupně 1 při 220 topných dnech bez letního vypnutí vychází pro $P_{el} = 710 \text{ W}$ při $n = 1450$

$$W = P_{el} \cdot t = 0,71 \cdot 5280 = 3949 \text{ kWh}$$

Při uvádění topného zařízení do provozu se obvykle zjistí, že charakteristika potrubní sítě je plošší, než předpokládal výpočet. Příčinou bývá použití potrubí s jinými jmenovitými světlostmi a délkami, dále změny při instalaci. K tomu občas přistupuje velkorysé užívání faktorů hrubého odhadu a bezpečnostních koeficientů při výpočtu potrubní sítě.

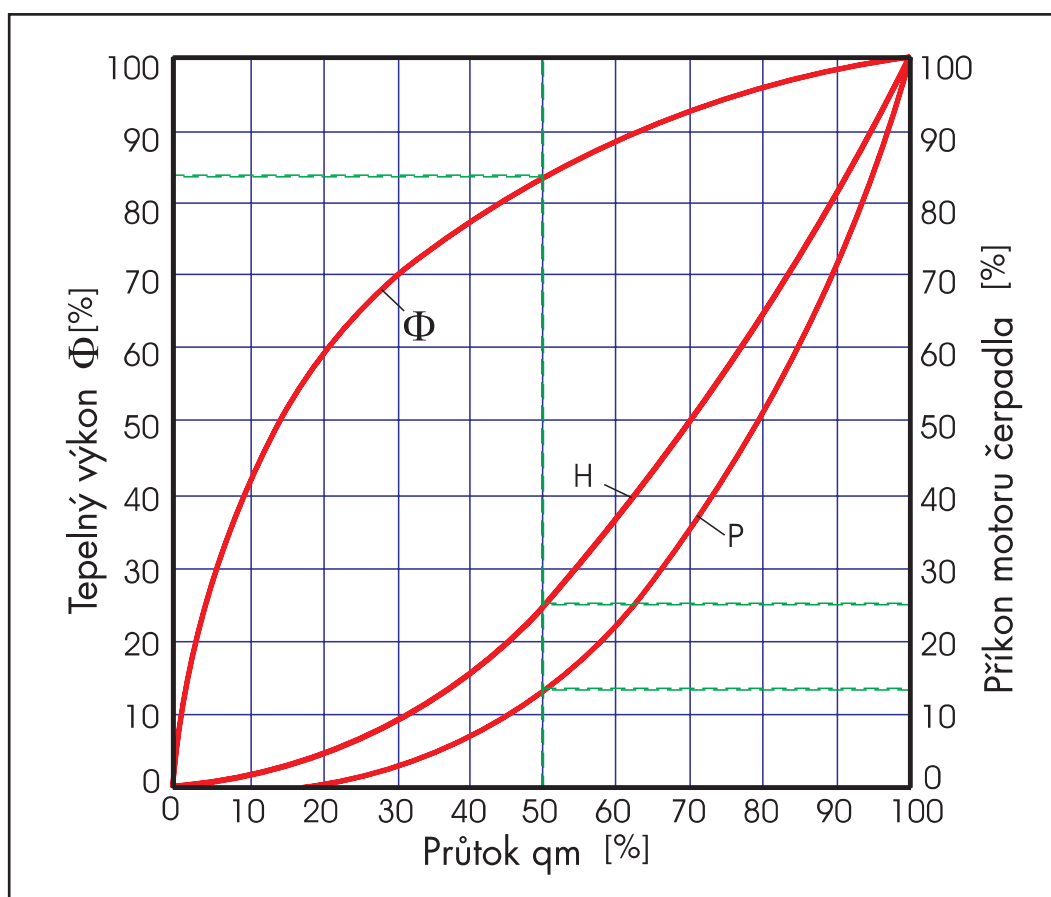
Výkon čerpadla, který je podle výpočtu pro systém potřebný, může ve většině případů zajistit menší čerpadlo. Z této volby vyplývá řada výhod:

- 1) nižší investiční náklady a menší spotřeba proudu
- 2) nižší hladina hluku čerpadla
- 3) nižší hladina hluku způsobovaného průtokem topného média s příliš vysokou rychlostí u předdimenzovaného čerpadla, obzvláště na termostatických ventilech otopných těles.

Výběr čerpadla má být proveden tak, aby pracovní bod ležel ve střední třetině charakteristiky čerpadla. V této oblasti dosahuje čerpadlo optimálních provozních hodnot. Zde leží v diagramech čerpadel pracovní body s nejvyšší účinností.

V případě pochybností je vhodné volit pro topné systémy menší čerpadlo.

Na obrázku 2-12 jsou procentuálně vyjádřeny: tepelný výkon topných ploch Φ , dopravní výška čerpadla H a elektrický příkon pohonu čerpadla P .



Obrázek 2-12 Tepelný výkon a příkon motoru čerpadla jako funkce průtoku

Příklad odečítání z digramu:
Pro 50 % průtoku je potřeba jen 12,5 % příkonu motoru čerpadla.

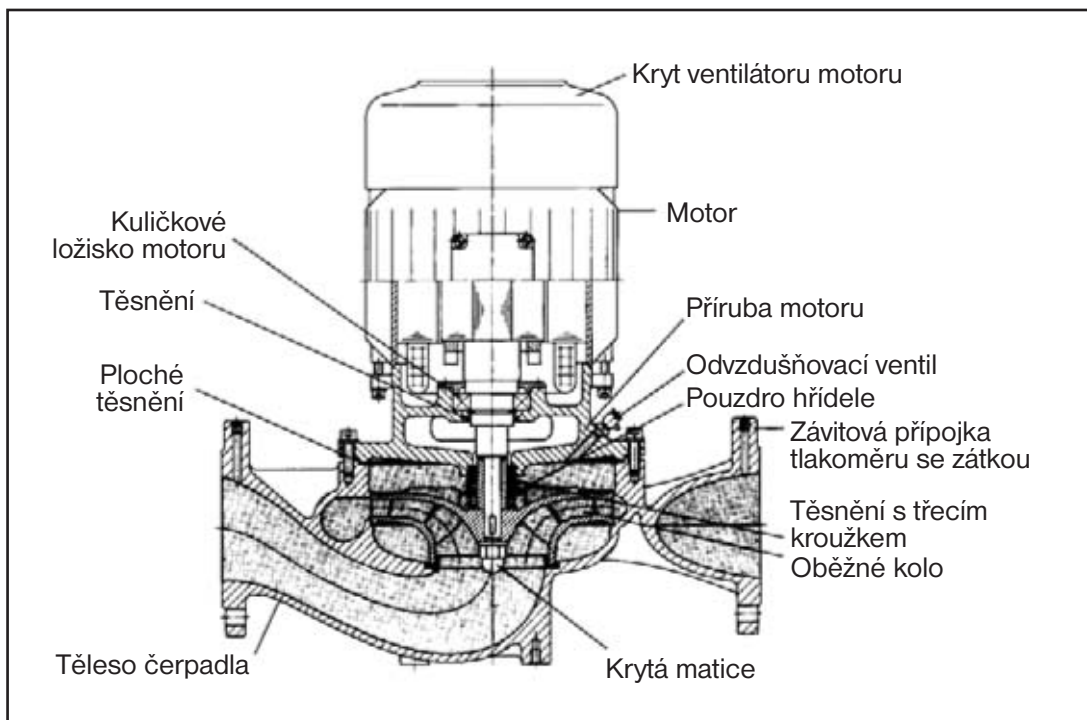
Tepelný výkon topného tělesa tím klesne na 82,5 %.

2.4 Konstrukce čerpadel

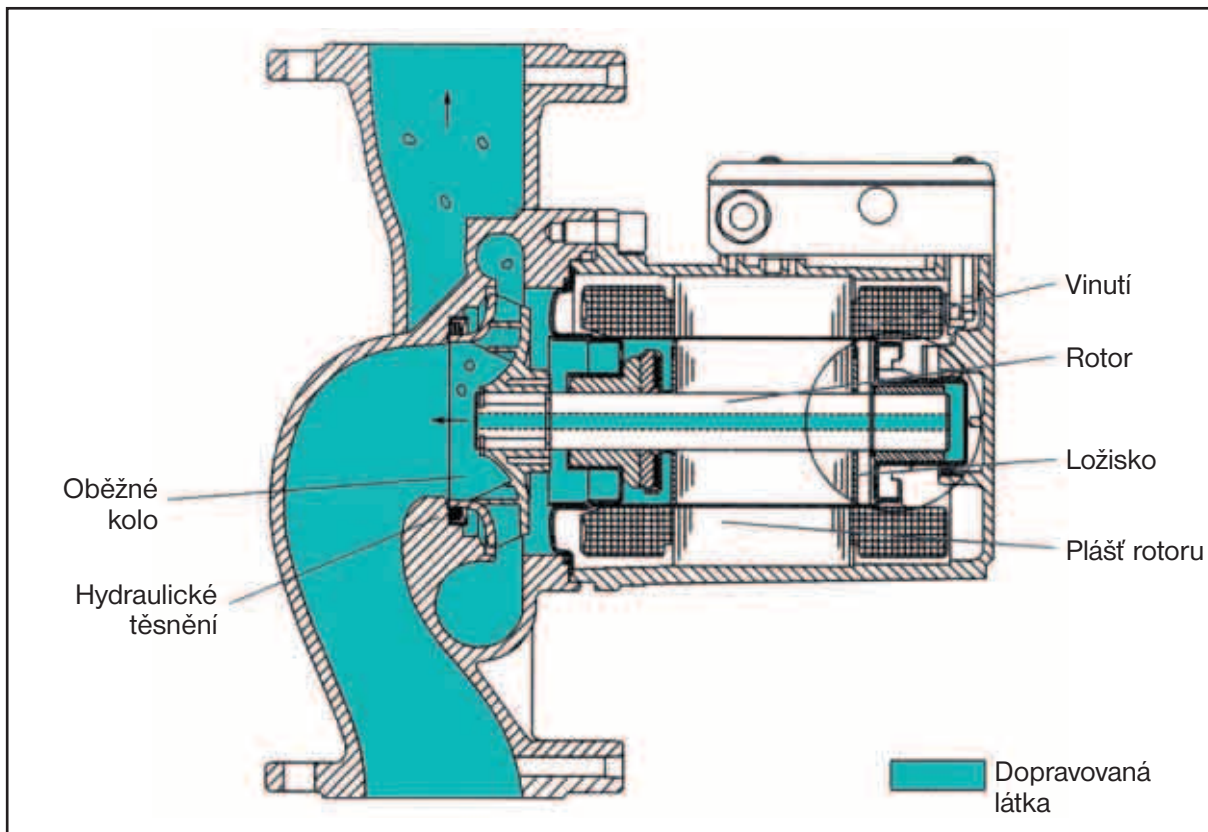
V zásadě je konstrukce oběhových čerpadel typu „inline“, tzn. sací i výtlačné hrdlo se nachází v jedné ose. U malých čerpadel (jmenovité světlosti do 100 mm) jsou spirálové skříně vyrobeny ze šedé litiny nebo nerezového plechu s přírubou pro upevnění elektromotoru a kotevními příchytkami. Oběžná kola z vysoce jakostního plastu, nerezového plechu nebo šedé litiny jsou vyráběna v různých velikostech pro možnost změn dopravní výšky. Podle velikosti potřebné dopravní výšky se používají axiální čerpadla pro nižší hodnoty a radiální čerpadla pro hodnoty vyšší. V topenářské technice se používají převážně dva typy oběhových čerpadel:

- s obtékaným rotorem elektromotoru (čerpadla mokroběžná)
- s mechanickou ucpávkou (čerpadla se suchým rotorem).

Oba druhy jsou dodávány buď jako samostatné nebo jako dvojité agregáty. U čerpadel mokroběžných se všechny rotující části pohybují ve vodě, těsnění statoru je provedeno těsnicím pouzdrem. Čerpaná voda pro vytápění zajišťuje funkci maziva ložisek rotoru. Mokroběžná čerpadla jsou nehlukná a prakticky bezúdržbová. Rozsah jejich výkonů se pohybuje mezi 10 W a 2,5 kW, což odpovídá přibližně dopravním výškám do 12 m a dopravním tokům do 100 m³/h. U čerpadel se suchým rotorem je proti tomu těsnění hřídele provedeno ucpávkou s třecími kroužky z vysoce jakostních keramických materiálů, čímž se dosahuje vysoké životnosti. Hlučnost čerpadel se suchým rotorem je o něco vyšší než u čerpadel mokroběžných. Čerpadla se suchým rotorem jsou nasazována od příkonu 0,75 kW.



Obrázek 2-13 Řez čerpadlem se suchým rotorem /21/

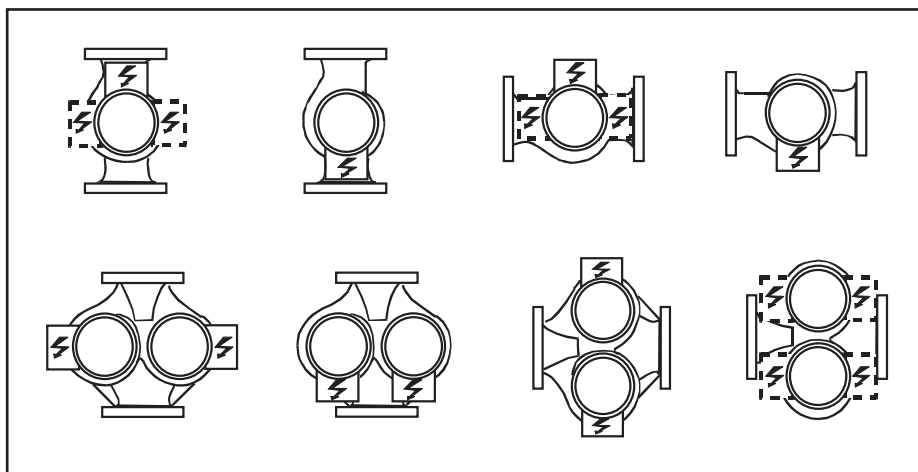


Obrázek 2-14 Řez mokroběžným čerpadlem /21/

2.4.1 Montáž čerpadel

Sací potrubí čerpadel by mělo být pro dosažení příznivých poměrů proudění navrženo s nízkou tlakovou ztrátou. Na sací i výtlačné hrdlo je nutné z důvodu údržby montovat uzavírací armaturu. Čerpadla se mohou v zásadě umístit jak do přívodního, tak do zpětného potrubí.

Vzhledem k nižšímu tepelnému zatížení se dává přednost montáži do zpětného potrubí. U mokroběžných čerpadel má umístění velký význam, protože topná voda plní funkci mazacího i chladicího media. Hřídel čerpadla musí být pro zajištění bezporuchového provozu montován vždy vodorovně. Při svislé montáži by bylo provozní chování nestabilní a vedlo by k rychlému výpadku čerpadla.



Obrázek 2-15 Přípustné montážní polohy /21/

3 Charakteristiky provozního tlaku

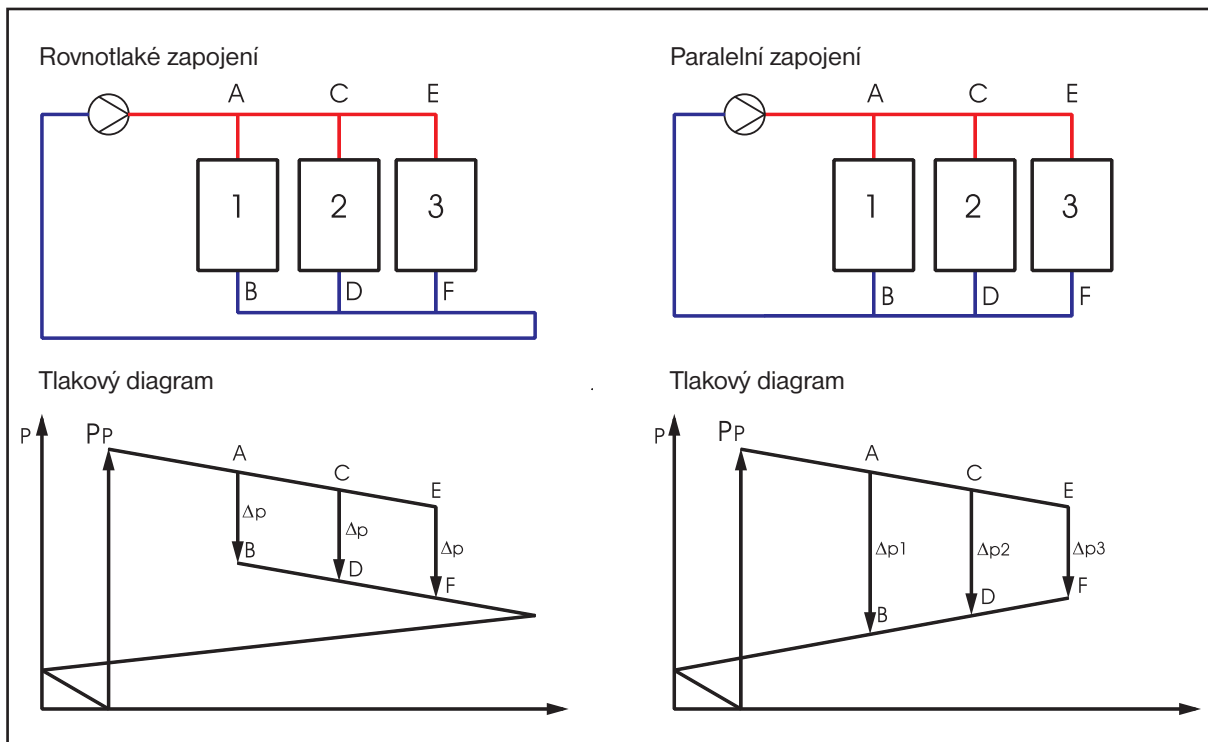
3.1 Rozdělení tlaku v síti

Jako uzlové body jsou označovány ty body systému, ve kterých odbočuje větev přívodního i vratného potrubí z hlavního potrubí.

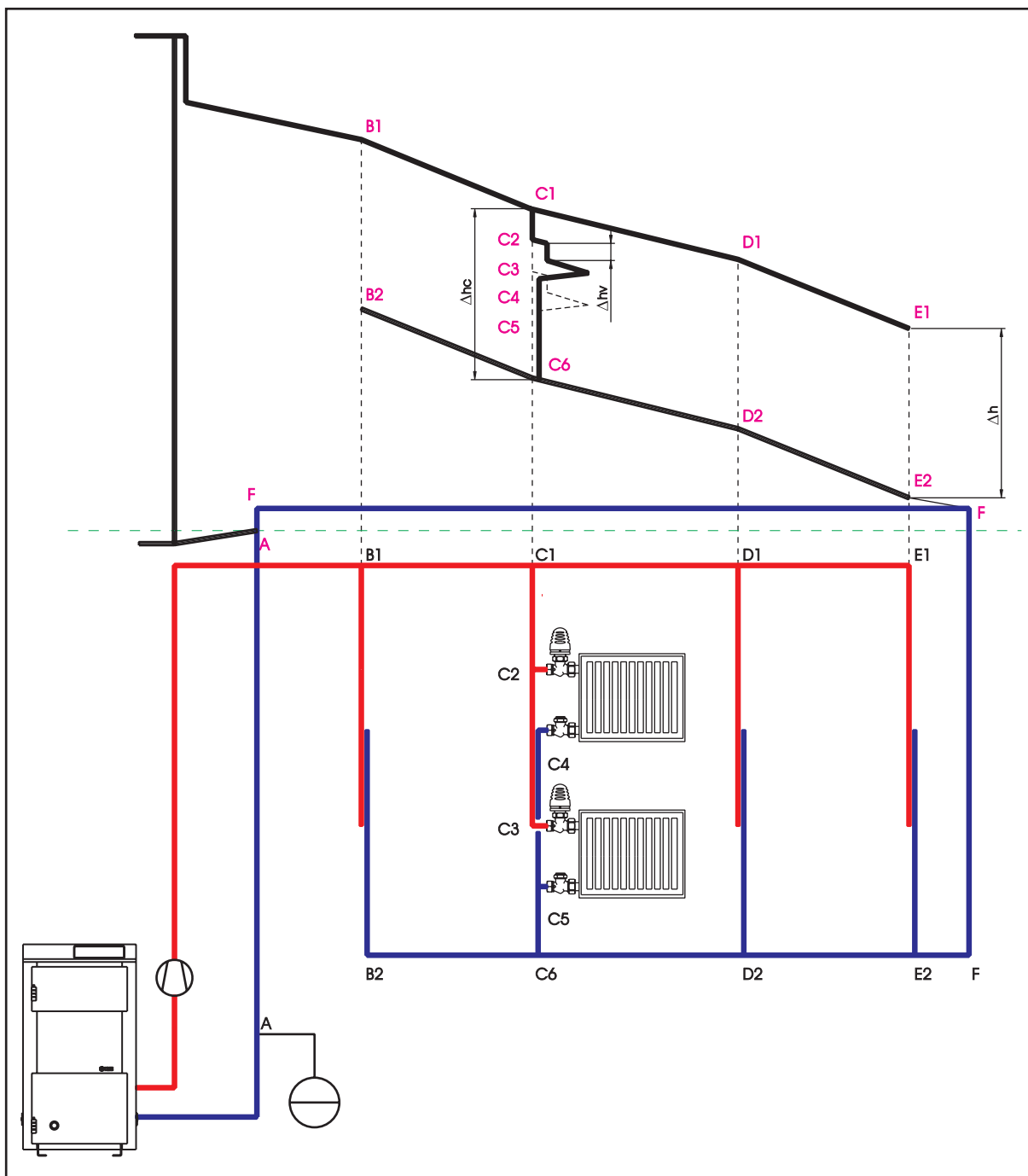
Analogicky to platí pro přípojky topných těles.

V uzlových bodech vzniká tlakový rozdíl, který je podmíněn tlakovými ztrátami dále vedoucích potrubí. Pro každé zařízení je možné nakreslit tlakový diagram. Z průběhu křivek provozního tlaku je možné zjistit uzlový diferenční tlak KDD.

To je patrné z obrázku 3-1 pro obvyklé paralelní zapojení a pro rovnotlaké zapojení podle Tichelmanna.



Obrázek 3-1 Tlakové diagramy teplovodních topných systémů

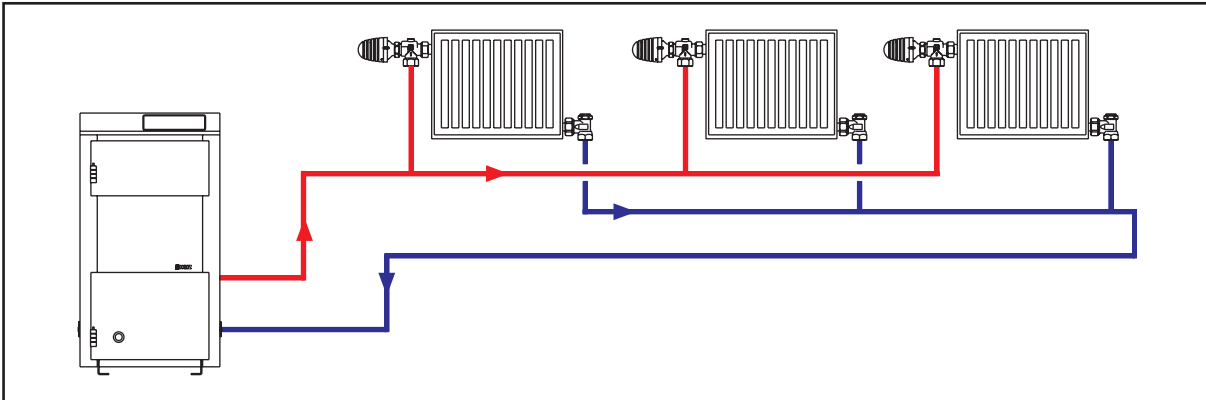


Obrázek 3-2 Tlakový diagram pro dvoutrubkový topný systém s rozvodem potrubí podle Tichelmanna

Rovnotlaké zapojení podle TICHELMANNA:

Bylo navrženo A. TICHELMANNEM a představuje zvláštní zapojení potrubí, při kterém má každé topné těleso stejnou délku potrubní větve od zdroje tepla. Stejně tlakové ztráty každým

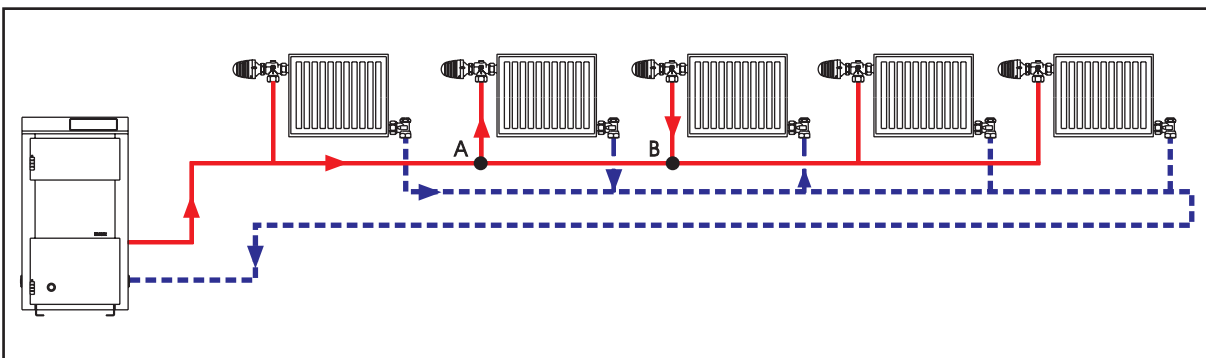
topným tělesem je dosaženo pouze tehdy, když mají všechna topná tělesa stejný výkon a hmotnostní toky jsou stejně velké. Výpočet potrubní sítě by byl v tomto případě zjednodušen a při správném návrhu by bylo nutné jen malé doregulování.



Obrázek 3-3 Tichelmannův systém - rozvod potrubí

Ale také u Tichelmannova systému mohou nastat problémy, a to tehdy, když tlaková ztráta potrubí od jedné odbočky k druhé je větší než připojeného topného tělesa. V tomto případě může vzniknout u topného tělesa obrácená cirkulace.

V obrázku 3-4 vzniká v topném tělese obrácená cirkulace, pokud je tlaková ztráta mezi A a B příliš velká. Topné těleso je potom napájeno ze zpátečky. Nicméně tento případ je čistě teoretický a v praxi se téměř nevyskytuje.

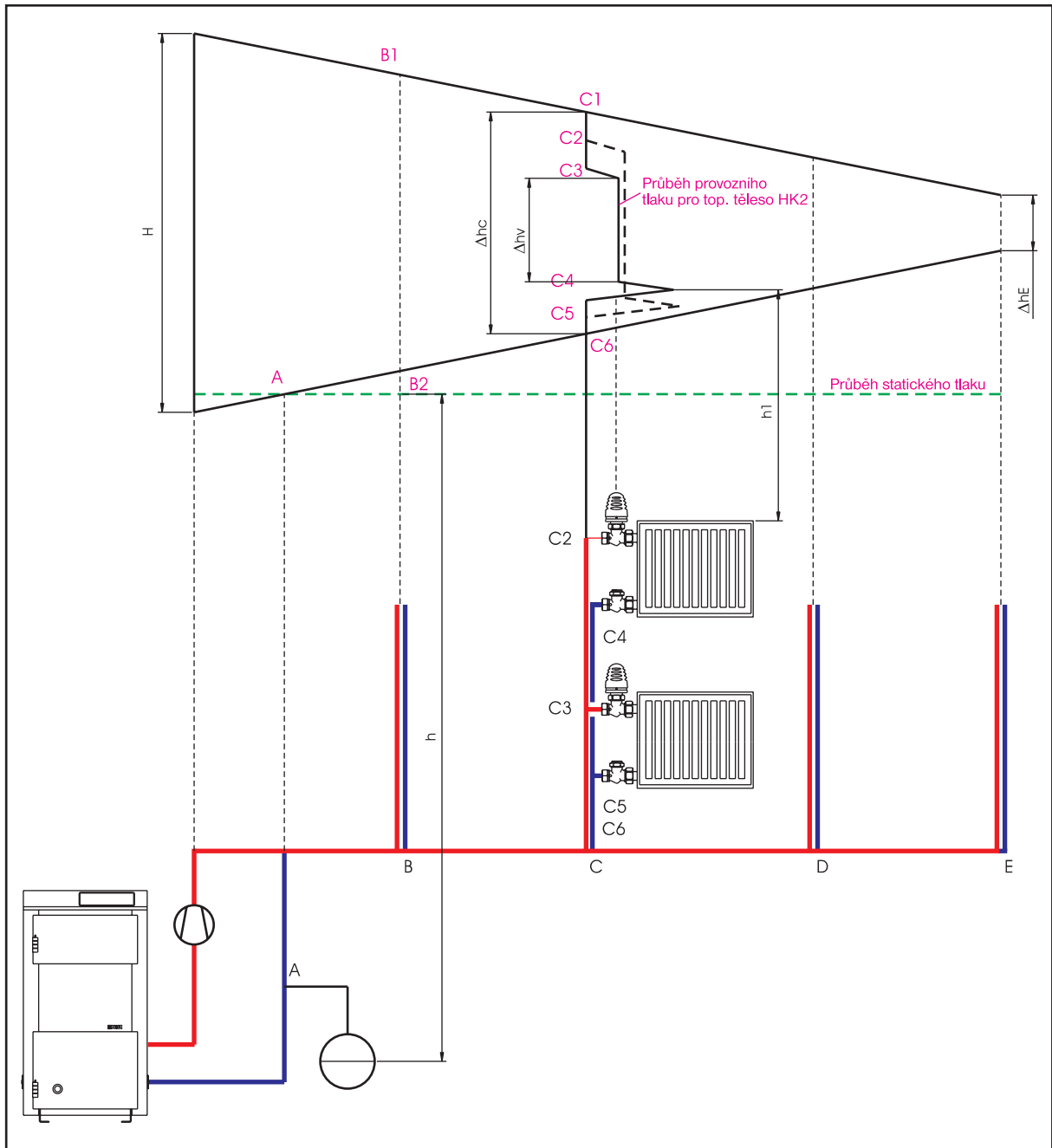


Obrázek 3-4 Možné směry proudění v Tichelmannově systému

Využití:

I když dojde použitím Tichelmannova systému k rovnoměrnému rozdělení tlaku, tento příklad ukazuje, že má být výpočet tlakových ztrát proveden i pro hydraulicky jednoduché rozvody. Tichelmannův systém se osvědčuje v podstatě tam, kde všechny tepelné spotřebiče nebo zařízení na předávání tepla mají stejný výkon.

To je možné např. při zapojení více kotlů o stejném výkonu nebo tepelných výměníků na jednu potrubní větev. Dále při zapojení tepelných spotřebičů v kruhovém uspořádání (po obvodu budovy nebo haly), při zapojení trubkových sekcí podlahového vytápění, sálavých a slunečních kolektorů.



Obrázek 3-5 Tlakový diagram dvoutrubkového topného systému se spodním rozvodem

V bodech B, C, D, E odbočují větve 1 až 4, C1...C6 jsou body větve 2

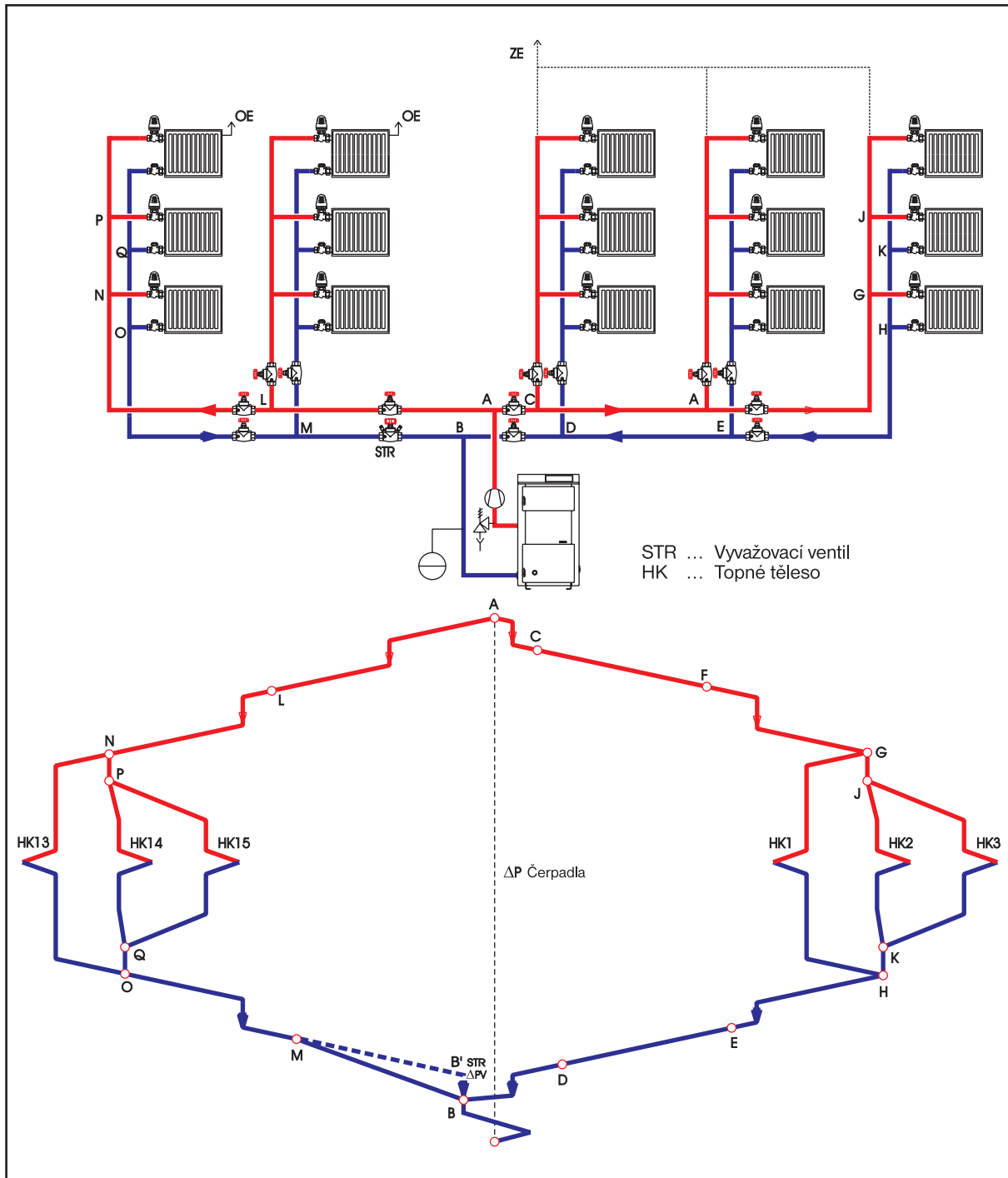
Δh_E = uzlový diferenční tlak KDD pro větve 4 (= ztráta výtlačné výšky větve 4)

H = výtlačná výška čerpadla

h_1 = provozní tlaková výška pro otopné těleso 1

Δh_c = uzlový diferenční tlak KDD pro větve 2

Δh_v = rozdíl výtlačných výšek, který musí seškrtnit ventil otopného tělesa 1



Obrázek 3-6 Tlakový diagram teplovodního dvoutrubkového systému se spodním rozvodem (uzavřené zařízení vpravo: s centrálním odvzdušněním ZE, vlevo s místním odvzdušnění OE)

V dvoutrubkovém systému se spodním rozvodem je na obrázku 3-6 zakreslen průběh provozního tlaku.

Nejdříve je za čerpadlem zakreslena pravá část začínající bodem A. Tlakové ztráty dílčích úseků \overline{AC} , \overline{CF} , \overline{FG} , \overline{GJ} snižují postupně provozní tlak. Hydrostatický tlak není přitom brán v úvahu.

Zakreslí se tlaková ztráta topného tělesa 3. Ta musí být stejně velká, jako u topného tělesa 2 (KDD J-K). Pro topné těleso 1 je k dispozici KDD G-H a musí být spotřebován vyvážením v regulačním ventilu HV topného tělesa 1 (zobrazeno zrcadlově).

Nyní se zakreslí tlakové ztráty dílčích úseků \overline{HE} , \overline{ED} a \overline{DB} podle potrubních úseků.

Nyní se provede stejný výpočet pro levou část počínajíc bodem A a konče u B'. Vzniklý rozdíl tlaků B'-B musí být vyrovnán regulačním ventilem zabudovaným v dílčím úseku větve \overline{MB} .

Je zde patrné vyvážení tlaků pomocí škrtkého regulačního ventilu v umístěného dílčím úseku větve \overline{MB} .

4 Systém předávání tepla ve vytápěných prostorech

4.1 Okrajové podmínky

Pro dimenzování systému předávání tepla je nutno brát v úvahu:

- (1) Účel využití (např. druh vytápěných místností a požadovaná vnitřní teplota)
- (2) Systém předávání tepla (např. článková nebo desková topná tělesa, konvekční nebo integrované vytápění)
- (3) Systém výroby tepla (např. kotel, tepelný výměník, tepelné čerpadlo, sluneční kolektory)
- (4) Optimalizace energetické náročnosti systému (např. nízkoteplotní systémy, využití odpadního tepla atd.)
- (5) Výpočtové teploty teplotnosného média.

4.2 Dimenzování systémů pro vytápění místností

Pro jednotlivé systémy předávání tepla platí následující zásady:

- (1) **Článková a desková topná tělesa**
Normové výkony otopných těles tvoří základ pro dimenzování. Je nutno brát v úvahu faktory změny výkonu podle způsobu připojení, zakrytování nebo u metalického nátěru.

Přepočet normových topných výkonů pro jiné pokojové teploty, nebo jiné střední teploty teplotnosného média je nutno provést podle ÖNORM M 7513 (EN 442).
- (2) **Konvektory**
Dimenzování musí být provedeno podle údajů výrobce se zahrnutím faktorů ovlivňujících změny výkonu, jako např. střední teplota teplotnosného média, řešení montážní šachty atd.).

- (3) **Integrované vytápění – podlahové vytápění**

Při dimenzování podlahového vytápění je nutné použít normalizované výpočty doplněné technickými údaji od výrobce.

- (4) **Integrované vytápění – ostatní systémy**

Pro dimenzování je nutné použít technické údaje výrobce, nebo údaje z příslušné odborné literatury. Při dimenzování stropních sálavých vytápění se berou v úvahu teploty sálání, prostorové parametry, typy sálavých panelů, pobytové zóny .

- (5) **Ostatní topná tělesa**

Pro dimenzování je nutné použít technické údaje výrobce a/nebo údaje z příslušné odborné literatury. Při použití speciálních typů zařízení, jako např. ventilátorové konvektory, je nutno brát v úvahu další vlivy jako např. hlučnost, tepelnou pohodu (viz ÖNORM H 6000-3), podíl venkovního vzduchu, zpětné využití tepla.

Většina firem dnes nabízí výpočtové programy pro dimenzování systémů předávání tepla při použití jejich výrobků. Tím může být projektování často velmi zjednodušeno. Přesto je důležitá znalost teoretických vztahů, na kterých jsou tyto programy založeny.

4.3 Výpočtové teploty

Při volbě teploty topného systému je nutno brát v úvahu jak druh výroby tepla, tak způsob předávání tepla. V dnešní době představují kondenzační kotle s využitím kondenzačního tepla spalin technický standard a pro dosažení maximální účinnosti je nutno počítat s nízkou teplotou vratné vody. V zásadě by tedy měly být voleny co nejnižší teploty systému.

Pro využití tepelných čerpadel je nutné navrhnout systém předávání tepla tak aby teplota vody na přívodu byla co nejnižší

Doporučují se následující výpočtové teploty podle ÖNORM H 5150-1:

- topné systémy s tepelnými čerpadly, kde teplota na přívodu je ≤ 50 °C
- topné systémy s kondenzačními kotli, kde je teplota ve zpátečce 35 °C
- u jiných vytápěcích systémů je teplota na přívodu 75 °C.

4.4 Pokyny k projektování

Každý prvek systému předávání tepla (článeková, desková topná tělesa, konvektory, okruhy podlahového a stěnového vytápění) musí být navržen jako:

- regulovatelný,
- oboustranně uzavíratelný,
- umožňující vypouštění
- umožňující odzdušnění (DIN 18380).

- (1) U integrovaných systémů, obzvláště u podlahového vytápění, se může sloučit vypouštění a odzdušňování více topných obvodů (např. v rozdělovači topných okruhů).
- (2) Při sloučení rozdílných systémů předávání tepla (jako např. topná tělesa, integrovaná topení a jiné typy topných těles) jsou nutné samostatné regulace.
- (3) Jestliže jsou na jeden tepelný zdroj napojeny na sobě nezávislé systémy předávání tepla, je nutné použití samostatné regulace pro každý systém.

- (4) Při předpokladu rozúčtování nákladů na vytápění podle skutečné spotřeby, je nutno zabudovat měřiče spotřeby tepla. Přitom je třeba dodržovat zákonná ustanovení a příslušné normy (ÖNORM M 5920, M 5921, M 5922 a EN 835).
- (5) Při napojení na dálkové rozvody tepla je navíc nutné dodržení směrnic příslušného dodavatele tepla.

4.5 Podklady pro dimenzování

Celkové tepelné zatížení objektu (potřeba tepla) pro dimenzování výkonu zdroje tepla vychází z výpočtu tepelných ztrát každé místnosti bez přídavek a srážek - podle ÖNORM M 7500.

Přidávky mohou být uplatněny u místností se zvýšenou tepelnou ztrátou v důsledku nahodilých povětrnostních vlivů jako např. intenzivní větry a orientace na SZ atd.

Při dohodnutých delších provozních přestávkách je nutné počítat s přírůzkou na urychlení zátopy.

Při změněných provozních podmínkách se bude výkon topných těles odchylovat od normového topného výkonu a to je nutné brát v úvahu ve výpočtu.

Podmínka:

Skutečný výkon Φ předávaný za provozu jednotlivými topnými plochami a podlahovým vytápěním musí být větší nebo roven projektovanému tepelnému výkonu Φ_n .

$$\Phi \geq \Phi_n$$

Podle DIN 4701 díl 3:1989 se počítá s přírůzkou při projektování ve výši 15 % pro krytí odchylek mezi projektovanými a skutečnými parametry stavby resp. vnitřní teplotou a vztaznou teplotou. ÖNORM s takovou přírůzkou neuvažuje.

Z potřebného tepelného zatížení Φ_n je možno stanovit počet článků u článkových topných těles, resp. běžné metry u deskových topných těles.

$$N \geq \frac{\Phi_n}{\Phi_{1N} \cdot f_g}$$

Φ_{1N} ve W/článek resp. W/metr = spec. normový topný výkon topného tělesa měřený podle ÖNORM EN 442-2.

f_g je celkový faktor snížení výkonu proti zkušebním hodnotám.

Většinou se však neudává výkon na článek, resp. na metr, nýbrž výkon kompletního topného tělesa, závislý na typu, stavební délce a stavební výšce.

Pro desková topná tělesa může být Φ zjištěno z tabulky 4-1.

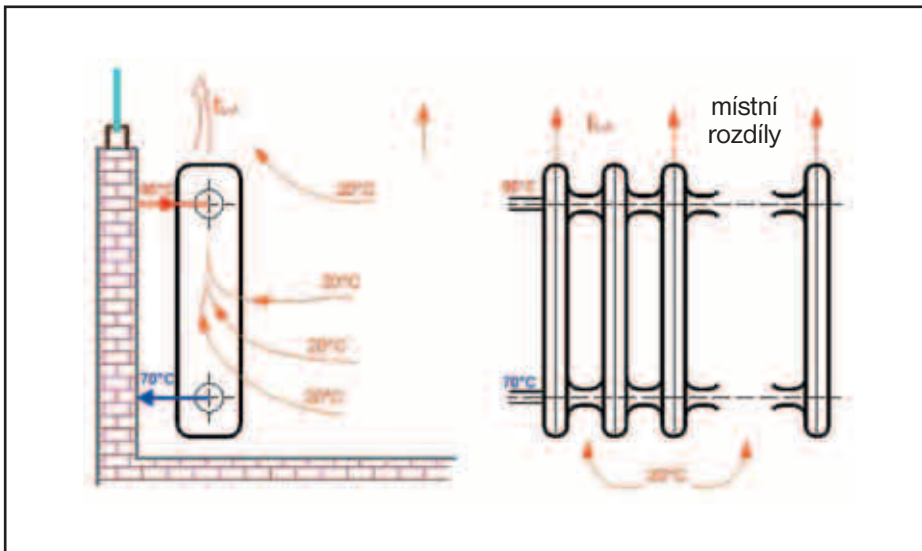
Stavební výška [mm]	300		400			500				600			
Stavební délka [mm]	Typ 22	Typ 33	Typ 11	Typ 22	Typ 33	Typ 11	Typ 21	Typ 22	Typ 33	Typ 11	Typ 21	Typ 22	Typ 33
400						333				392	538	693	956
500			338	623		417	577	747		490	673	866	1.195
600	589	809	406	747	1.027	500	692	896	1.234	588	807	1.039	1.433
700			473	872		583	807	1.046	1.439	686	942	1.212	1.672
800	786	1.079	541	996	1.369	666	922	1.195	1.645	784	1.076	1.386	1.911
900	884	1.214	608	1.121	1.540	750	1.038	1.345	1.850	882	1.211	1.559	2.150
1000	982	1.349	676	1.245	1.711	833	1.153	1.494	2.056	980	1.345	1.732	2.389
1100	1.080	1.484	744	1.370	1.882	916	1.268	1.634	2.262	1.078	1.480	1.905	2.628
1200	1.178	1.619	811	1.494	2.053	1.000	1.384	1.793	2.467	1.176	1.614	2.078	2.867
1400	1.375	1.889	946	1.743	2.395	1.166	1.614	2.092	2.878	1.372	1.883	2.425	3.345
1600	1.571	2.158	1.082	1.992	2.738	1.333	1.845	2.390	3.290	1.568	2.152	2.771	3.822
1800	1.768	2.428	1.217	2.241	3.080	1.499	2.075	2.689	3.701	1.764	2.421	3.118	4.300
2000	1.964	2.698	1.352	2.490	3.422	1.666	2.306	2.988	4.112	1.960	2.690	3.464	4.778
2200	2.160	2.968		2.739	3.764	1.833	2.537	3.287		2.156	2.959	3.810	

Obrázek 4-1 Tabulka normového tepelného výkonu pro desková topná tělesa při normovém stavu 75/65/20 °C (firma Stelrad) /22/

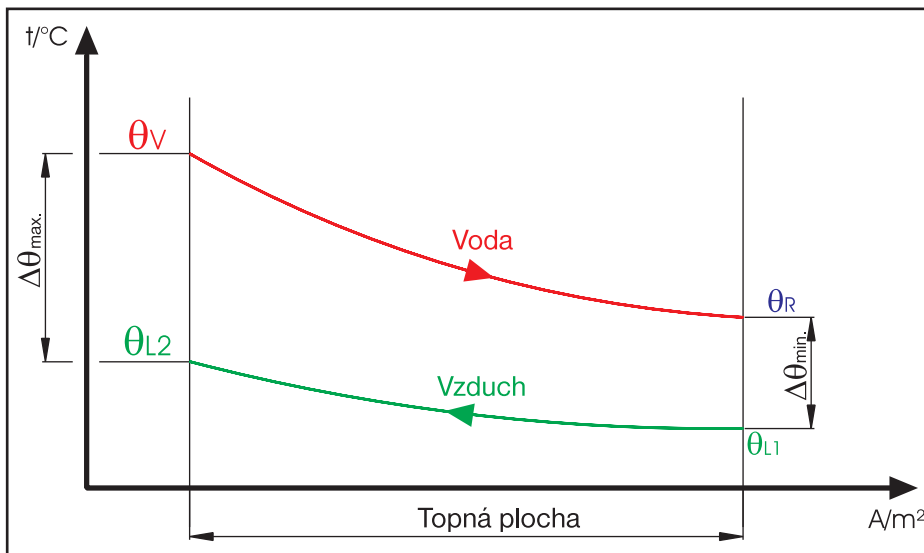
4.6 Topná tělesa jako výměníky tepla

Pokojevé topné těleso může být považováno za protiproudý výměník tepla.

Vztaženo ke konstantní teplotě vzduchu θ_L , platí logaritmický teplotní spád vůči pokojové teplotě θ_j .



Obrázek 4-2 Teploty na radiátoru



Obrázek 4-3 Průběh teploty na topném tělese

Předaný tepelný výkon je závislý na logaritmickém teplotním spádu

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta T_{\ln} \quad \Delta T_{\ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}}$$

Za normových podmínek 75/65/20 °C bude $\Delta T_{\ln} = 49,83$ K.

A	m^2	povrch topného tělesa (ideální plochy, faktor žebor pro konvekční plochy)
U	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla, který je v podstatě závislý na přestupu tepla ze strany vzduchu
ΔT_{\ln}	K	logaritmický teplotní spád
θ_V	°C	teplota vstupní vody
θ_R	°C	teplota výstupní vody
θ_i	°C	vnitřní teplota = teplota místnosti
Φ	W	tepelný výkon předaný topným tělesem

Teplotní spád je rozdíl mezi střední teplotou vody a vztažnou teplotou.

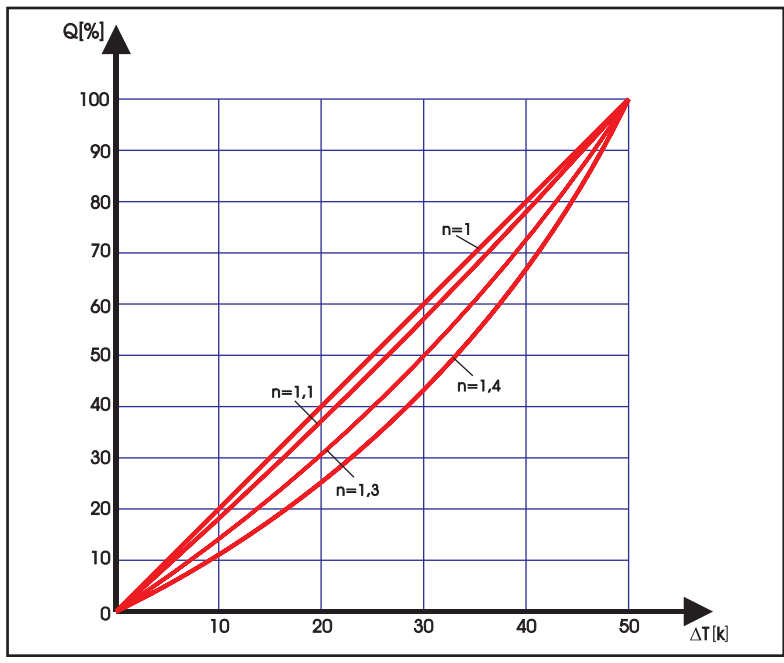
Protože U není možné vypočítat, měří se výkon topných těles na zkušebním zařízení podle ÖNORM EN 442-2. Z této hodnoty se vypočítá specifický tepelný výkon Φ_{1N} na článek nebo metr topného tělesa.

Charakteristika topného tělesa popisuje předávání tepelného výkonu jako funkci teplotního spádu při konstantním průtoku vody. Charakteristika je mocninová funkce s exponentem n .

$$\Phi = K_m \cdot \Delta T^n$$

Exponenty n výkonové charakteristiky pokojových topných těles se zjišťují z údajů výrobce pro zvolený typ topného tělesa.

Obvyklá hodnota pro konvektory	$n = 1,4$
topná tělesa	$n = 1,3$
desková topná tělesa	$n = 1,2 \dots 1,3$
podlahové vytápění	$n = 1,1$



Obrázek 4-4 Charakteristika výkonu topného tělesa při $\theta_i = 20$ °C

Potřebný průtok vody se vypočítá z předaného tepelného výkonu Φ .

Hmotnostní tok je:

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot (\theta_V - \theta_R)}$$

kde:

θ_V	°C	teplota vstupní vody
θ_R	°C	teplota výstupní vody
Φ	W	tepelný výkon předaný topným tělesem
q_m	kg.s ⁻¹	průtok vody (hmotnostní tok)
c	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	měrná tepelná kapacita = 4,2

4.7 Tepelný výkon pokojových topných těles

4.7.1 Normový tepelný výkon

Normový tepelný výkon Φ_N = jmenovitý tepelný výkon je za následujících podmínek odevzdaný tepelný výkon: (podle ÖNORM EN 442-2)

teplota vstupní vody

$$\theta_V = 75 \text{ °C}$$

teplota výstupní vody

$$\theta_R = 65 \text{ °C}$$

normová vztážná teplota okolního vzduchu

$$\theta_L = 20 \text{ °C}$$

normový teplotní spád aritmetický

$$\Delta T_n = 50 \text{ K}$$

normový teplotní spád logaritmický

$$\Delta T_{ln} = 49,83 \text{ K}$$

4.7.2 Redukovaný výkon topného tělesa

Skutečný tepelný výkon topného tělesa je proti normovému výkonu Φ_N snižován několika faktory.

Předaný tepelný výkon Φ se vypočítá (pokud střední teplota topného media odpovídá hodnotám normy) z normového topného výkonu násobeného faktory snížení výkonu.

$$\Phi = \Phi_N \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 = \Phi_N \cdot f_g$$

$$f_g = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5$$

Tab. 7-1: Faktory výkonu:

	Vliv
f_1	teplota
f_2	druh připojení
f_3	obložení, nika (výklenek)
f_4	kovové nátěry
f_5	omezený provoz
f_g	celkový faktor

4.7.2.1 Faktory výkonu

Faktory výkonu udávají odchylky tepelného výkonu topného tělesa při provozních podmínkách proti normovým podmínkám (zkušební).

f_1 teplotní faktor

$$f_1 = \frac{1}{NTF} = \left(\frac{\Delta T_{\bar{u}}}{49,83} \right)^n$$

Obrácená hodnota funkce f_1 se označuje jako nízkoteplotní faktor NTF.

**Zjednodušená výpočtová metoda podle
ÖNORM M 7513**

Tento výpočet je prováděn pomocí aritmetického teplotního spádu:

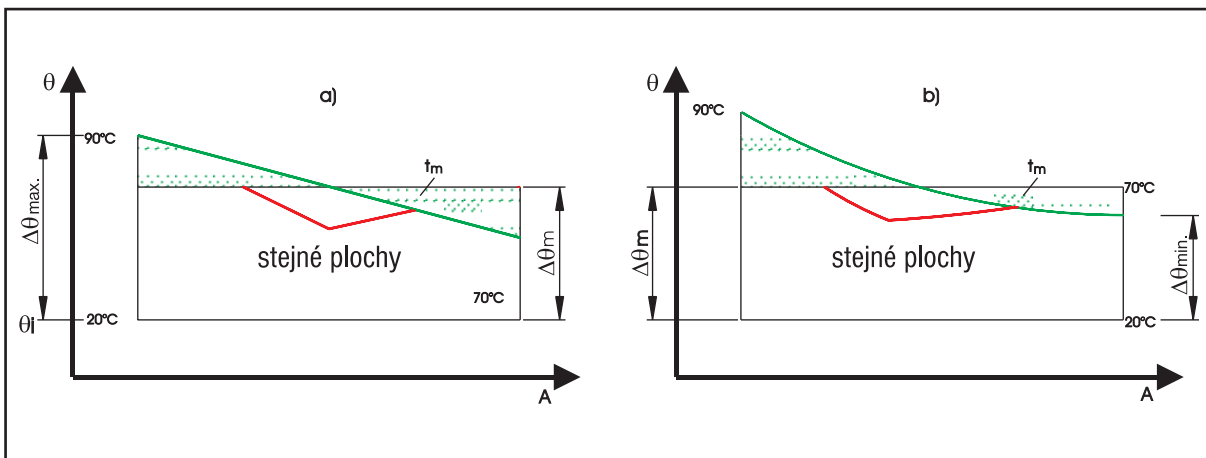
$$\Delta T_{\ddot{u}} = \frac{\theta_v + \theta_R}{2} - \theta_i \quad \text{a}$$

$$f_1 = \frac{1}{NTF} = \left(\frac{\Delta T_{\ddot{u}}}{50} \right)^n$$

Aritmetický teplotní spád $\Delta T_{\ddot{u}}$ předpokládá lineární průběh teplot (podle obrázku 4-5a): Toto zjednodušení platí až do

$$c = \frac{\theta_R - \theta_i}{\theta_v - \theta_i} \geq 0,7$$

Logaritmický teplotní spád $\Delta T_{\ddot{u}} = \Delta T_{\ln}$

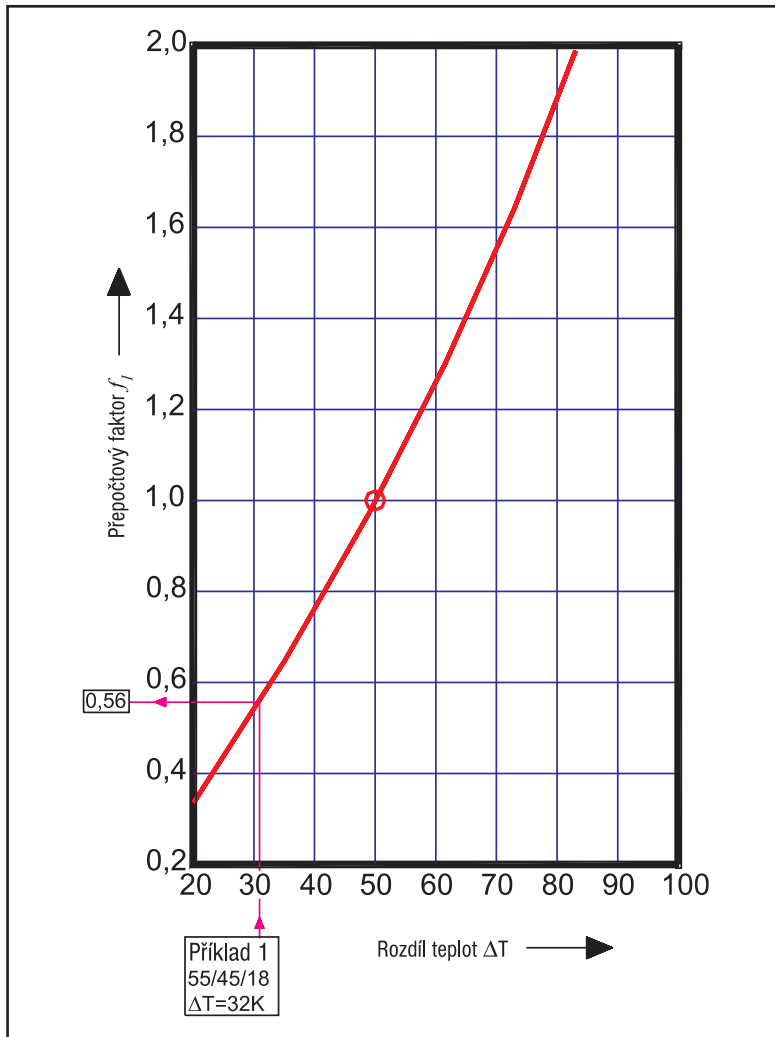


Obrázek 4-5 a) zjednodušený a b) skutečný průběh teploty v topném tělese

Pro zvolené teploty je možné zjistit nízkoteplotní faktory NTF z tabulky 4-2.

Tab. 4-2 Teplotní faktor NTF pro $n = 1,3$ při normovém stavu 75/65/20 °C
NTF = 1,0 /22/

Teplota přívodu t_v [°C]	Teplota odvodu t_r [°C]	Teplota vzduchu t_L [°C]						
		10	12	15	18	20	22	24
90	80	0,59	0,61	0,64	0,68	0,71	0,74	0,77
	75	0,62	0,64	0,68	0,72	0,75	0,78	0,82
	70	0,65	0,67	0,72	0,76	0,80	0,83	0,87
	65	0,68	0,71	0,76	0,81	0,85	0,89	0,93
	60	0,72	0,76	0,81	0,87	0,91	0,96	1,01
	55	0,77	0,81	0,87	0,93	0,98	1,04	1,10
	50	0,83	0,87	0,93	1,01	1,07	1,14	1,21
85	75	0,64	0,67	0,71	0,75	0,79	0,82	0,86
	70	0,68	0,70	0,75	0,80	0,84	0,88	0,92
	65	0,72	0,75	0,80	0,85	0,89	0,94	0,99
	60	0,76	0,79	0,85	0,91	0,96	1,01	1,07
	55	0,81	0,85	0,91	0,98	1,04	1,10	1,16
	50	0,87	0,91	0,98	1,07	1,13	1,21	1,29
80	70	0,71	0,74	0,79	0,84	0,88	0,93	0,97
	65	0,75	0,78	0,84	0,90	0,94	0,99	1,05
	60	0,80	0,83	0,89	0,96	1,01	1,07	1,13
	55	0,85	0,89	0,96	1,04	1,10	1,16	1,24
	50	0,91	0,96	1,04	1,13	1,20	1,28	1,37
75	65	0,79	0,82	0,88	0,95	1,00	1,05	1,12
	60	0,84	0,88	0,94	1,02	1,08	1,14	1,21
	55	0,89	0,94	1,01	1,10	1,17	1,24	1,32
	50	0,96	1,01	1,10	1,20	1,28	1,37	1,47
70	60	0,88	0,93	1,00	1,08	1,15	1,22	1,30
	55	0,94	0,99	1,08	1,17	1,25	1,33	1,42
	50	1,01	1,07	1,17	1,28	1,37	1,47	1,58
	45	1,10	1,16	1,28	1,42	1,52	1,64	1,79
	40	1,20	1,28	1,42	1,59	1,73	1,89	2,08
65	55	1,00	1,05	1,15	1,26	1,34	1,43	1,54
	50	1,08	1,14	1,25	1,37	1,47	1,58	1,71
	45	1,17	1,24	1,37	1,52	1,64	1,78	1,94
	40	1,28	1,37	1,52	1,71	1,87	2,05	2,27
60	55	1,07	1,13	1,23	1,35	1,45	1,56	1,68
	50	1,15	1,22	1,34	1,48	1,60	1,73	1,87
	45	1,25	1,33	1,47	1,65	1,78	1,94	2,13
	40	1,37	1,47	1,64	1,86	2,03	2,24	2,50
55	50	1,23	1,31	1,45	1,62	1,75	1,90	2,07
	45	1,34	1,43	1,60	1,80	1,96	2,15	2,37
	40	1,47	1,58	1,78	2,03	2,24	2,48	2,78
	35	1,64	1,78	2,03	2,36	2,64	2,99	3,43
	30	1,87	2,05	2,39	2,86	3,29	3,86	4,67
50	45	1,45	1,56	1,75	1,98	2,17	2,40	2,67
	40	1,60	1,73	1,96	2,25	2,50	2,79	3,15
	35	1,78	1,94	2,24	2,63	2,96	3,37	3,92
	30	2,03	2,24	2,64	3,19	3,70	4,39	5,39
45	40	1,75	1,90	2,17	2,53	2,83	3,19	3,65
	35	1,96	2,15	2,50	2,96	3,37	3,89	4,58
	30	2,24	2,48	2,96	3,63	4,25	5,11	6,38
40	35	2,17	2,40	2,83	3,41	3,93	4,62	5,54
	30	2,50	2,79	3,37	4,21	5,01	6,14	7,87
	25	2,96	3,37	4,25	5,68	7,28	10,16	17,93


 Obrázek 4-6 Přepočítávací faktory f_1 pro $n = 1,3$ a $a = 50$ K dle ÖNORM M 7513:1997

f_2 Způsob připojení

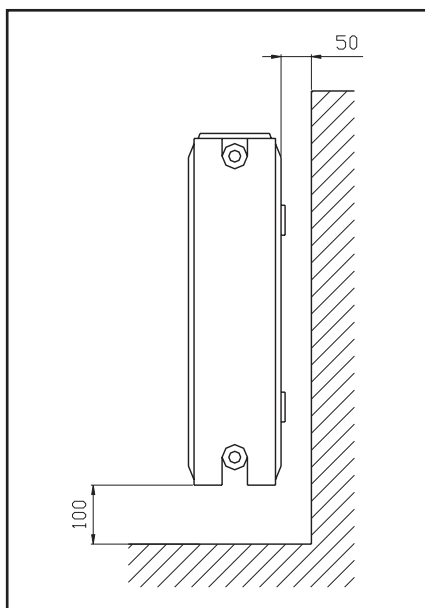
Následující hodnoty jsou orientační, přednost mají naměřené hodnoty a firemní údaje.

1,0	stranový s horním přívodem
0,9	stranový, jednorubkový ventil, spodní přívod, 100% průtok
0,85...(0,7)	stranový, jednorubkový ventil s interním obtokem, 50% průtok
1,0	oboustranný (až do cca 2 m)
0,9	spodní připojení dvoutrubkové
0,9	středové spodní připojení pro jednorubkové ventily
0,85...0,90	jednorubkový speciální ventil s ponornou trubicí

f_3 Zákryt, nika (výklenek)

Následující hodnoty jsou orientační, přednost mají naměřené hodnoty a firemní údaje.

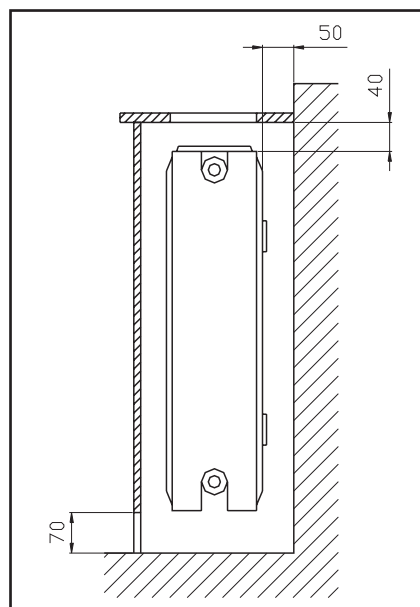
a) Při zkoušení topného tělesa za normálních podmínek je předepsána následující poloha tělesa vzhledem ke stavební konstrukci – spodní hrana 100 mm nad podlahou a 50 mm před stěnou. Pro tyto parametry platí $f_3 = 1,0$. Při odchylkách od tohoto způsobu montáže je nutné počítat se snížením výkonu.



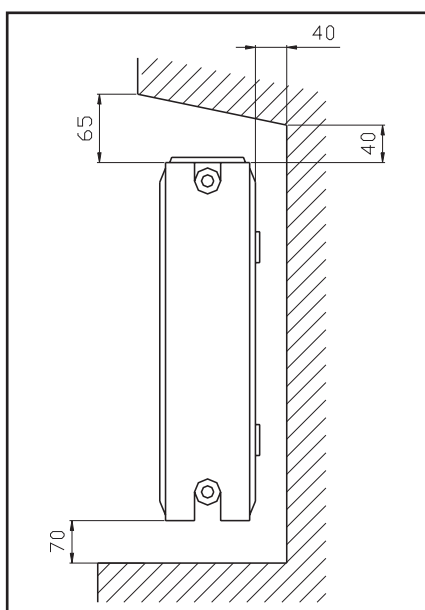
Obrázek 4-7 Montážní předpis pro pokojová topná tělesa dle ÖNORM M 7513
- volně stojící topná tělesa $f_3 = 1,0$

b) Při montáži **topných těles ve výklenku** musí být dodrženy minimální vzdálenosti dané normou; při jejich dodržení se sníží tepelný výkon pokojového topného tělesa maximálně o 4 %. Volné mezery (nahore 65 mm, dole 70 mm, od zadní stěny 40 mm)
 $f_3 = 0,99...0,96$

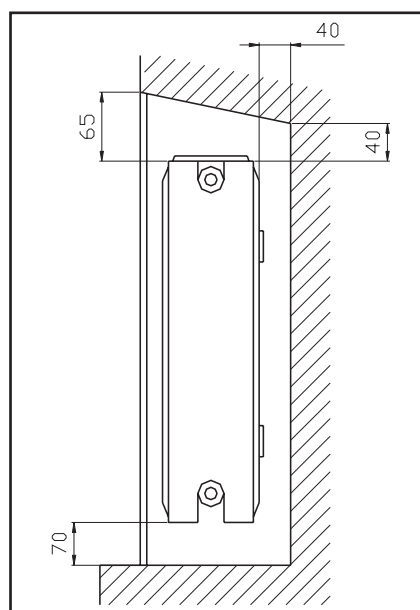
c) Pokud jsou topná tělesa na své přední straně **obložena** (např. dřevem nebo keramickými deskami) způsobem který zjevně omezuje proudění vzduchu z místnosti k topnému tělesu a také sálání topného tělesa, je nutné očekávat snížení výkonu až o cca 15 %.
 $f_3 = 0,9...0,85$ (u volných mezer dle obr. 4-9)



Obrázek 4-9 Montážní předpis pro pokojová topná tělesa dle ÖNORM M 7513
- topná tělesa s předním krytem
 $f_3 = 0,9...0,85$



Obrázek 4-8 Montážní předpis pro pokojová topná tělesa dle ÖNORM M 7513 - vestavěná topná tělesa
Min. hodnoty $f_3 = 0,99...0,96$



Obrázek 4-10 Montážní předpis pro pokojová topná tělesa dle ÖNORM M 7513
- zastavěná topná tělesa

d) Příznivé uspořádání **závěsných desek** před topným tělesem může vytvořením šachtového efektu vést ke zvýšení jeho výkonu.

Zmíněná snížení výkonu v žádném případě nesouvisí s dodatečnými tepelnými ztrátami prostupem vnější stěnou.

e) Pokud jsou pokojová topná tělesa osazena **krycími mřížkami**, nutno rovněž počítat se snížením výkonu, které může v závislosti na zúžení průřezu proudění dosáhnout až 20 %.

$$f_3 = 0,9 \dots 0,8$$

f) U deskových topných těles se výkon snižuje horními a bočními **krycími plechy** (cca $f_3 = 0,95 \dots 0,90$) za předpokladu, že měření výkonu bylo provedeno bez krycích plechů. Výkonové údaje dle EN 442 jsou vyhotoveny pro stav při expedici.

g) Přední kryty snižují přenos tepla sáláním. Horní a dolní přívody vzduchu musí svým průřezem odpovídat minimálně svislému příčnému průřezu ($0,5 \times$ hloubka \times stavební délka). Zmenšení průřezů vede ke konvekčním ztrátám (hromadění tepla!) v důsledku snížení rychlosti vzduchu. $f_3 = 0,9$, pokud jsou horní, dolní a boční štěrbiny rovny hloubce topného tělesa.

h) Také dlouhé a těžké závěsy zabraňují pronikání teplého vzduchu do místnosti.

$$f_3 = 0,9$$

f_4 Kovový povrch

Nízký součinitel sálání kovových povrchů snižuje přenos tepla sáláním.

$f_4 = 1,0$ základní nátěr dle ÖNORM C2360, lak na topná tělesa

Práškový nástřík (nezávisle na barvě)

$f_4 = 0,85 \dots 0,9$ kovové nátěry, kovové pigmenty, hliníkový povrch atp.

f_5 Omezený provoz

Při delším přerušení provozu je nutno zvětšit tepelný výkon topného tělesa pro urychlení zátopy.

Pokud je požadováno předdimenzování, může k tomu být použit faktor f_5 .

Například u rychlého zátopy

$$f_5 = 0,8$$

Příklad: Deskové topné těleso

Pro deskové topné těleso z oceli činí normový tepelný výkon

$$\Phi_N = 1300 \text{ wattů.}$$

Hledá se tepelný výkon Φ = při $\theta_1 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_2 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_i = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

$$c = \frac{45 - 18}{55 - 18} = 0,729 > 0,7$$

a) V praxi můžeme pracovat s diagramem podle obr. 4-6 (strana 62):

$$\Delta T = \frac{55^\circ\text{C} + 45^\circ\text{C}}{2} - 18^\circ\text{C} = 32 \text{ K}$$

Z obr. 4-6 (strana 62) vyplývá $f = 0,56$

$$\Phi = 0,56 \cdot 1300 = 728 \text{ W} \quad \text{skutečně odevdaný tepelný výkon.}$$

b) Nebo s nízkoteplotním faktorem NTF z tab. 4-2 (strana 61)

$$\text{NTF} = 1,8 \text{ bude } \Phi = 1300 : 1,8 = 722 \text{ W}$$

Příklad: Článekové topné těleso

Pro článekové topné těleso je normový tepelný výkon na článek

$$\Phi_N = 112 \text{ W při } \theta_V = 75 \text{ °C, } \theta_R = 65 \text{ °C, } \theta_i = 20 \text{ °C}$$

Hledá se skutečný výdej tepla při $\theta_V = 80 \text{ °C, } \theta_R = 60 \text{ °C, } \theta_i = 22 \text{ °C}$

a) Aritmetický teplotní spád $\Delta T_{\bar{u}} = \frac{80 + 60}{2} - 22 = 48 \text{ K}$, $f_1 = \left(\frac{48}{50}\right)^{1,3} = 0,948$

Z diagramu (obr. 4-6 strana 62) vyplývá při $\Delta T=48 \text{ K}$ teplotní faktor $f_i = 0,93$, NTF = 1,07 z tab. 4-2 (strana 61)

Z toho se vypočítá snížený odevzdaný tepelný výkon: skutečný $\Phi = f_i \cdot \Phi_{1N} = 0,93 \cdot 112 = 104 \text{ W}$.

- b) Kontrolní výpočet teplotního **faktoru** f_i pomocí ΔT_{\ln}
Tepelný výkon vypočtený z logaritmického teplotního spádu

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} = \frac{80 - 60}{\ln \frac{80 - 22}{60 - 22}} = 47,3 \text{ K}$$

$$f_{1,2} = \left(\frac{47,3}{49,83}\right)^{1,3} = 0,934 \quad \text{NTF} = \frac{1}{f_{1,2}} = 1,0707$$

Příklad: Vytápění pomocí tepelného čerpadla

Vytápění pro teplotní spád 50/40 °C a teplotu místnosti 20 °C, tepelná ztráta místnosti 25 m³ se spec. tepelnou ztrátou 32 W/m³, normový výkon při 75/65/20 °C $\Phi_{1N} = 77 \text{ W/článek}$ pro článekové topné těleso
Tepelná ztráta místnosti činí $\Phi_n = 25 \cdot 32 = 800 \text{ W}$
Teplotní faktor pro sníženou provozní teplotu se vypočítá z:

$$c = \frac{\theta_R - \theta_i}{\theta_V - \theta_i} = \frac{40 - 20}{50 - 20} = 0,67 < 0,7$$

Proto provedeme výpočet pomocí logaritmického teplotního spádu

$$\Delta T_{\bar{u}} = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - \theta_i = \frac{50 + 40}{2} - 20 = 25 \text{ K} \quad f_1 = \left(\frac{\Delta T_{\bar{u}}}{50}\right)^n = \left(\frac{25}{50}\right)^{1,3} = 0,406$$

$$\text{NTF} = \frac{1}{f_1} = 2,46$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50 - 20}{40 - 20}} = 24,66 \text{ K}$$

$$f_1 = \left(\frac{\Delta T_{\bar{u}}}{49,83}\right)^n = \left(\frac{24,66}{49,83}\right)^{1,3} = 0,40$$

snížený topný výkon $\Phi = \Phi_{1N} \cdot f_1 = 77 \cdot 0,40 = 30,8 \text{ W}$ na článek

$$N \geq \frac{\Phi_n}{\Phi_{1N} \cdot f_g} = \frac{800}{77 \cdot 0,4} = 26$$

zvolený počet článků = 26

Hmotnostní tok vody $q_m = \frac{\Phi}{c(\theta_V - \theta_R)} = \frac{800}{1,16(50 - 40)} = 69 \text{ kg.h}^{-1}$ při provozním stavu

Příklad: Topné plochy - dimenzování

Výpočtová tepelná ztráta místnosti je 920 wattů. Topné těleso se zabuduje do výklenku. Výpočtová teplota činí 80/60/20 °C

Výklenek způsobuje podle obr. 4-8 (strana 63) 4% snížení výkonu. $f_3 = 0,96$

Podle tab. 4-2 (strana 61) je faktor NTF = 1,01

Z tabulky normových tepelných výkonů (obr.4-1) 75/65/20 °C bude zvoleno topné těleso s normovým výkonem

$$\Phi_N = \frac{P_n \cdot NTF}{f_g} = \frac{920 \cdot 1,01}{0,96} = 968 \text{ W}$$

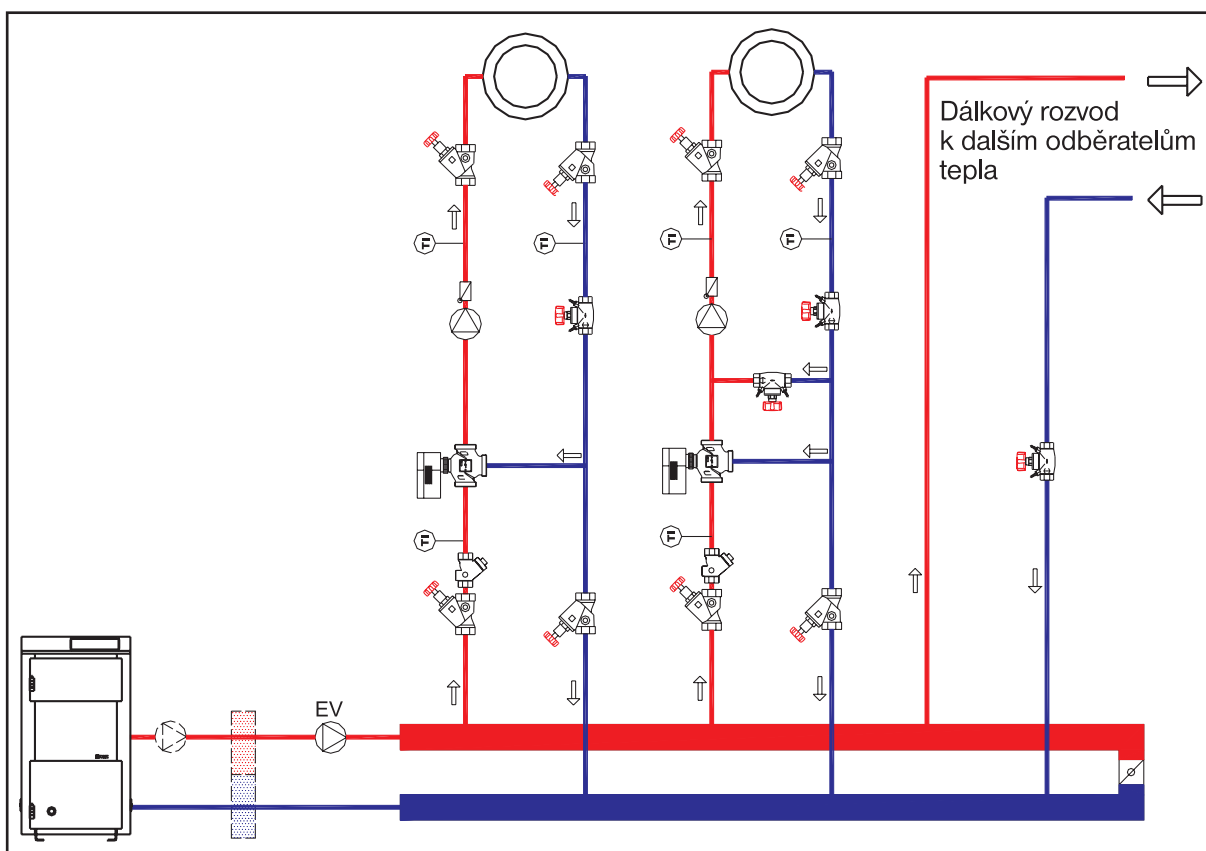
Zvolené topné těleso : Kompakt typ 21 1100-500 od firmy Stelrad s normovým výkonem 1011 W. (z obr. 4-1) strana 56

5 Systém rozvodu tepla

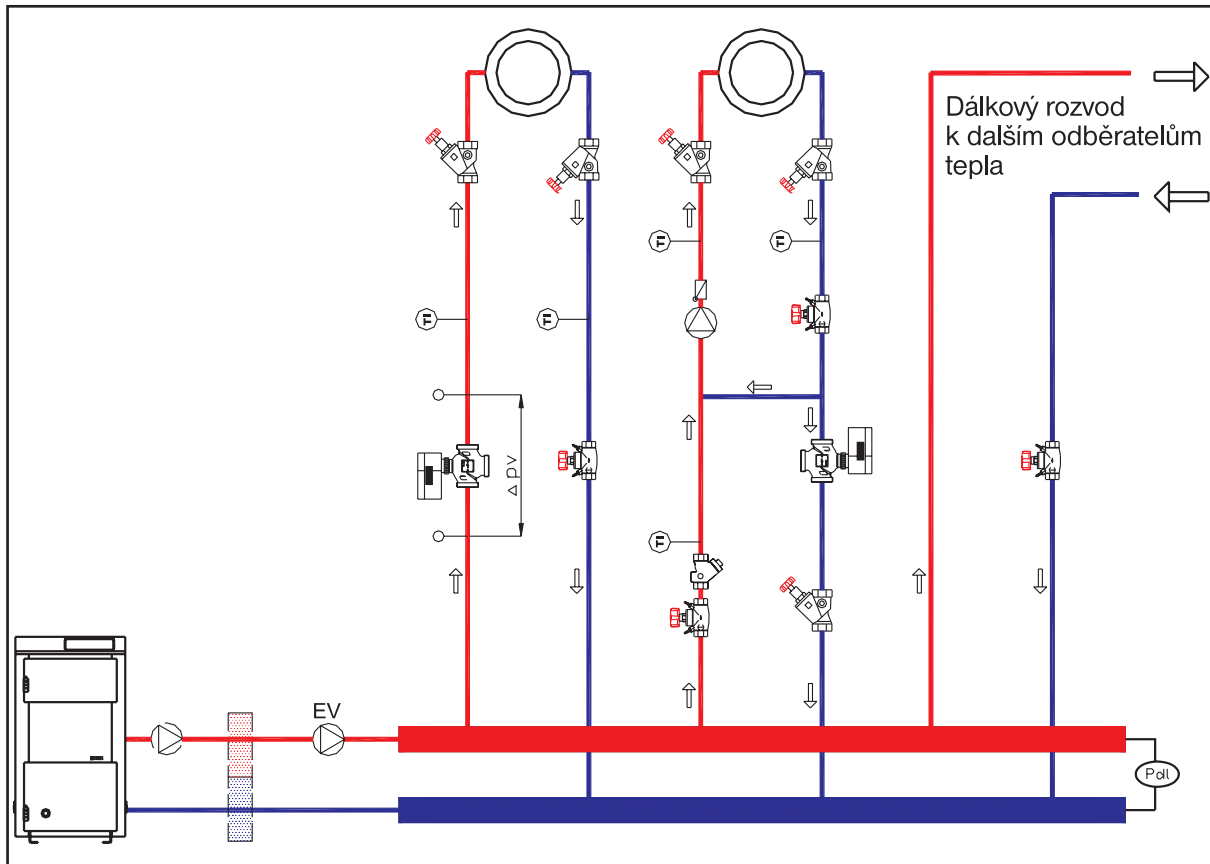
5.1 Dimenzování

Pro dimenzování systému rozvodu tepla je nutné brát v úvahu:

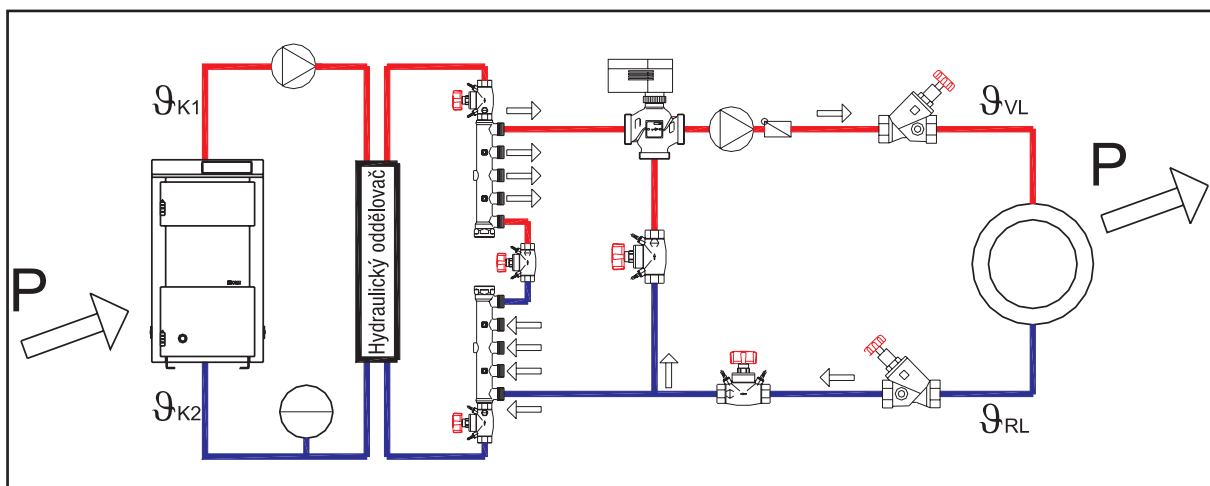
- (1) systém předávání tepla podle způsobu využití vytápěných prostor
- (2) druh systému předávání tepla
- (3) případné rozdělení do skupin u rozdílných systémů předání tepla v jednom zařízení. Pro každou skupinu je nutné použít samostatnou regulaci
- (4) případné rozdělení do skupin podle odlišných provozních podmínek, např. sever-jih, podle provozních dob, podle požadavku uživatele
- (5) současnost využívání
- (6) teplotní spád teplotnosného média
- (7) druh teplotnosného média (nemrznoucí směs atd.)
- (8) hydraulické zapojení (např. hydraulický oddělovač, tlakový nebo beztlakový rozdělovač)



Obrázek 5-1 Beztlakový rozdělovač s čerpadlem EV



Obrázek 5-2 Tlakový rozdělovač s čerpadlem EV (čerpadlo s proměnným objemovým tokem)



Obrázek 5-3 Funkce hydraulického oddělovače

Dále je nutné brát v úvahu následující faktory:

(9) Pro dimenzování příslušných objemových toků platí:

- od systému výroby tepla po jednotku odběru:
podle výpočtových podkladů systému výroby tepla

- uvnitř odběrné jednotky:
podle výpočtových podkladů systému předávání tepla.

- (10) Oběhová čerpadla by měla být navržena s ohledem na počet, charakteristiky, otáčky a regulovatelnost tak, aby bylo možné přizpůsobení systému rozvodu tepla měnícím se potřebám systému předávání tepla.
- (11) Regulační zařízení a hydraulická zapojení se musí pečlivě sladit s celkovým systémem.
- (12) U připojení na dálkové rozvody tepla je nutné dodržovat směrnice příslušného dodavatele tepla.

5.2 Pokyny k projektování

- (1) Každá topná soustava musí být regulovatelná, uzavíratelná, umožňující vypouštění a odvětrání. Uzavírací zařízení musí - s ohledem na tlak, teplotu a provozní podmínky v místě - těsně uzavírat (požadavky na těsnost dle ÖNORM M 7340, míra netěsnosti 1).
- (2) Všechny uzavírací, vypouštěcí, odvětrávací a zavzdušňovací armatury, měřicí a regulační zařízení, rozebíratelné spoje a kompenzátory musí být přístupné obsluze, pro odečítání a údržbu.
- (3) Potrubní trasy, rozměry potrubí a tvarovky (oblouky, T-kusy) musí být navrženy v souladu se všemi zásadami projektování teplovodních topných systémů.
- (4) Pro snižování hlučnosti, je třeba dodržovat normy ÖNORM B 8115 a H 5190.
- (5) Dodržení hodnot průtoků teplotonosných médií (hmotnostní tok, objemový tok) - na základě výpočtových údajů - je nutné zajistit pomocí odpovídajících zařízení (např. regulovatelných šroubení ve zpětném potrubí, regulačních ventilů jednotlivých větví, měřících nástavců, regulátorů tlakové difference, regulátorů průtoků).
- (6) Systémy rozvodu tepla v nevytápěných místnostech musí být tepelně izolovány podle ÖNORM M 7580.
- (7) Pokud jsou potrubní rozvody vedeny vytápěnými místnostmi je třeba postupovat následovně:

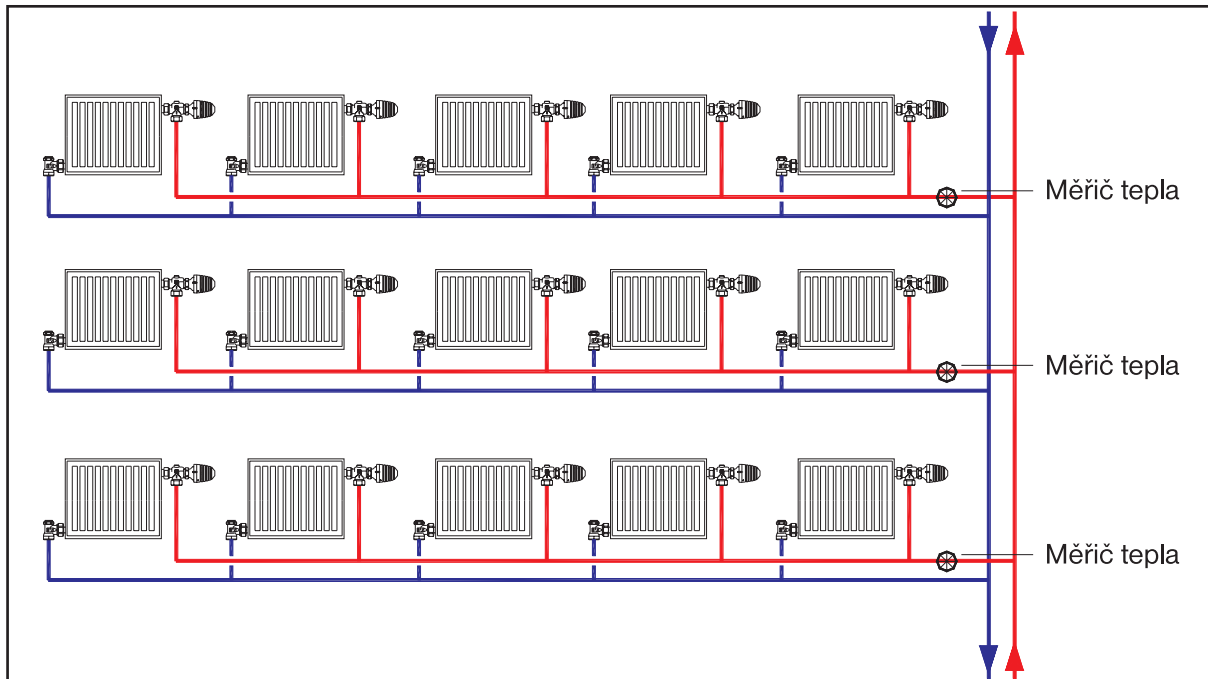
Množství tepla předaného tepelně izolovanými a neizolovanými částmi systému jedné místnosti nesmí překročit 20% vypočtené tepelné ztráty této místnosti - podle ÖNORM M 7500.

Vliv zakrytí, opláštění, obložení atp. musí být posouzen podle údajů výrobce. Neizolované, pod omítkou nebo v mezistropích uložené části systému se považují za volně uložené.

Pokud jsou tepelné izolace všech částí tepelného rozvodu provedeny v souladu s ÖNORM M 7580 nejsou dále zahrnuty do výpočtů.
- (8) Systém rozvodu tepla musí být vybaven regulací teploty média na přívodu.
- (9) Oběhová čerpadla a regulace tlaku musí být v topných systémech umístěny tak, aby za provozu nedocházelo k přísávání vzduchu (zavzdušňování). Doporučuje se instalace záložních čerpadel.
- (10) Systém rozvodu tepla musí být navržen s ohledem na teplotní dilatace potrubí. Musí tedy umožnit vyrovnání délkových změn potrubí bez nebezpečí narušení potrubního systému, příp. stavebních konstrukcí a vzniku nežádoucích zvukových efektů (rázy v potrubí). Pro vyrovnání délkových změn potrubí se dává přednost vhodným vedením potrubních tras (např. dilatační ramena) před zabudováním kompenzátorů (axiální, lymbové, kloubové kompenzátory). Pokud je přesto potřeba instalovat kompenzátory, je třeba dodržovat směrnice výrobce.
- (11) Systém předávání tepla musí být navržen tak, aby bylo převážné množství tepla pro vytápění místnosti předáno zařízením k tomu určeným (např. topnými tělesy).

5.3 Rozvod tepla v budově

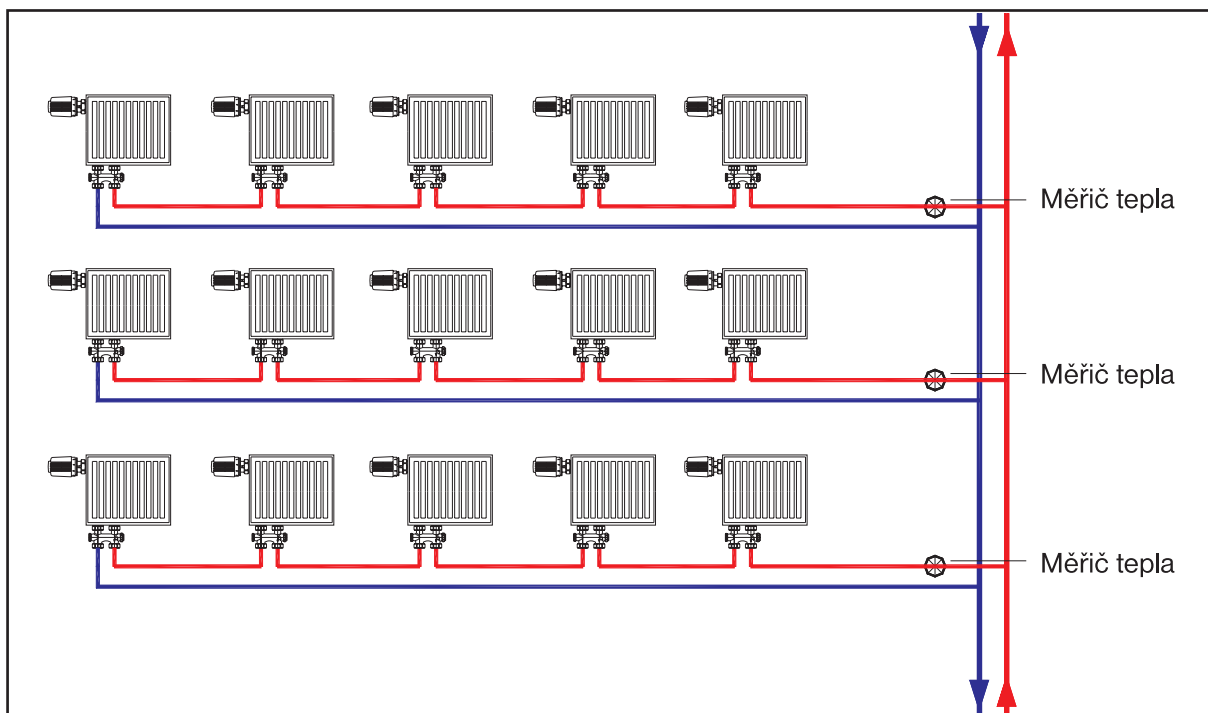
Klasické uspořádání potrubních větví se spodním rozvodem se provádí decentralizovaně.



Obrázek 5-4 Dvoutrubkový topný systém s centrálním stoupacím potrubím a vodorovným potrubím rozvodem

Pro lepší možnost rozúčtování nákladů na vytápění se dává přednost centrálním svislým potrubním rozvodům.

Na ně je každý byt napojen přímo, případně přes rozdělovač vodorovným potrubním rozvodem osazeným měřičem odebraného tepla.



Obrázek 5-5 Jednotrubkový topný systém s centrálním stoupacím potrubím a potrubním rozvodem pro jednotlivé

6 Zdroje tepla

6.1 Dimenzování zdroje tepla

Tepelný výkon kotlů, výměníků tepla a přípojek centrálních rozvodů tepla je nutno projektovat pro maximální možný odběr tepla, přičemž se bere v úvahu současnost potřebných dílčích tepelných výkonů.

Výkon zdroje tepla Φ_{EB} se skládá z:

$$\Phi_{EB} = \Phi_{EBH} + \Phi_W + \Phi_{EBL} + \Phi_{EBS}$$

Φ_{EBH}	W	výkon zdroje tepla pro vytápění místnosti
Φ_W	W	potřebný tepelný výkon pro ohřev užitkové vody
Φ_{EBL}	W	potřebný tepelný výkon pro větrání
Φ_{EBS}	W	potřebný tepelný výkon pro ostatní odběry

6.2 Dimenzování podílu tepla pro vytápění

6.2.1 Tepelný příkon budovy Φ_n

Základem pro dimenzování tepelného výkonu podílu pro vytápění místností je tepelný příkon budovy, který se počítá z celkové obestavěné plochy podle ÖNORM B 8135. Rovněž je možné použít součet tepelných příkonů vypočtených pro každou místnost podle ÖNORM M 7500. Tento součet se nemusí shodovat s tepelným příkonem budovy vypočítaným podle ÖNORM B 8135.

6.2.2 Výkon zdroje tepla

Při stanovení výkonu tepelného zdroje se bere v úvahu následující:

- přerušovaný provoz
- tepelně technické vlastnosti budovy
- dohodnuté odchylky teplot, např. při nižší venkovní teplotě než je výpočtová, částečném využívání prostoru budovy; dohodnutém snížení teploty místností.

6.2.2.1 Zohlednění snížení teploty

K přidavku dochází při dlouhotrvajícím snížení teploty vzduchu v místnosti až na +5 °C (hodnota ochrany proti zamrznutí).

Vychladnutí místností způsobené přerušením vytápění, akumulaci tepla a dobu potřebnou pro ohřev zřídka používaných místností je nutno kompenzovat zvýšeným výkonem.

Časový průběh vychladnutí místností závisí na několika faktorech. Pro venkovní teplotu vzduchu může být použita hodnota střední venkovní teploty během celého topného období, tj. asi +4 °C, nebo nejnižší střední měsíční venkovní teploty v topném období, tj. asi -2 °C.

6.2.2.2 Dimenzování výkonu zdroje tepla pro vytápění místnosti

Výkon tepelného zdroje Φ_{EBH} se vypočítá následovně:

$$\Phi_{EBH} = f_H \cdot \Phi_n$$

Kde:

Φ_{EBH}	W	tepelný výkon zdroje tepla pro vytápění místnosti
f_H		přirážka pro urychlení zátopy
Φ_n	W	vypočtený tepelný příkon

6.3 Dimenzování – ohřev užitkové vody

Výkon zdroje tepla pro ohřev vody v zásobnících nebo průtokových ohřivačích musí odpovídat příslušnému minimálnímu tepelnému výkonu Φ_{min} .

$$\Phi_W \geq \Phi_{min}$$

Kde:

Φ_W	W	část tepelného výkonu zdroje tepla pro ohřev užitkové vody (výkon výměníku tepla)
Φ_{min}	W	minimální tepelný výkon, minimální potřebný odebíraný výkon ze zdroje tepla při daném charakteristickém čísle potřeby N pro pokrytí potřeby tepla Q_{2T} za periodu ohřevu užitkové vody (podle ÖNORM H5150-1)

6.4 Větrací zařízení a klimatizace

Do výpočtu se musí zahrnout projektovaný příkon Φ_L pro nejnepříznivější provozní podmínky, přičemž se počítá s faktorem výkonu f_L závislým na počtu připojených tepelných spotřebičů.

$$\Phi_{EBL} = f_L \cdot \Phi_L$$

Kde:

Φ_{EBL}	W	část tepelného výkonu zdroje tepla pro větrání
Φ_L	W	vypočtený tepelný příkon pro větrání

$f_L = 1,0$ pro 1 až 3 spotřební jednotky
 $f_L = 0,95$ pro 4 až 10 spotřebních jednotek
 $f_L = 0,9$ pro více než 10 spotřebních jednotek.

6.5 Ostatní odběry tepla – technologické/procesní

Při dimenzování ostatních systémů odběru tepla (technologické/procesní teplo) se bere v úvahu současnost s celkovým tepelným systémem, např. při ohřevu vody v bazénu (se zakrytím nebo bez) se musí počítat pouze s tepelnými ztrátami.

$$\Phi_{EBS} = f_S \cdot \Phi_S$$

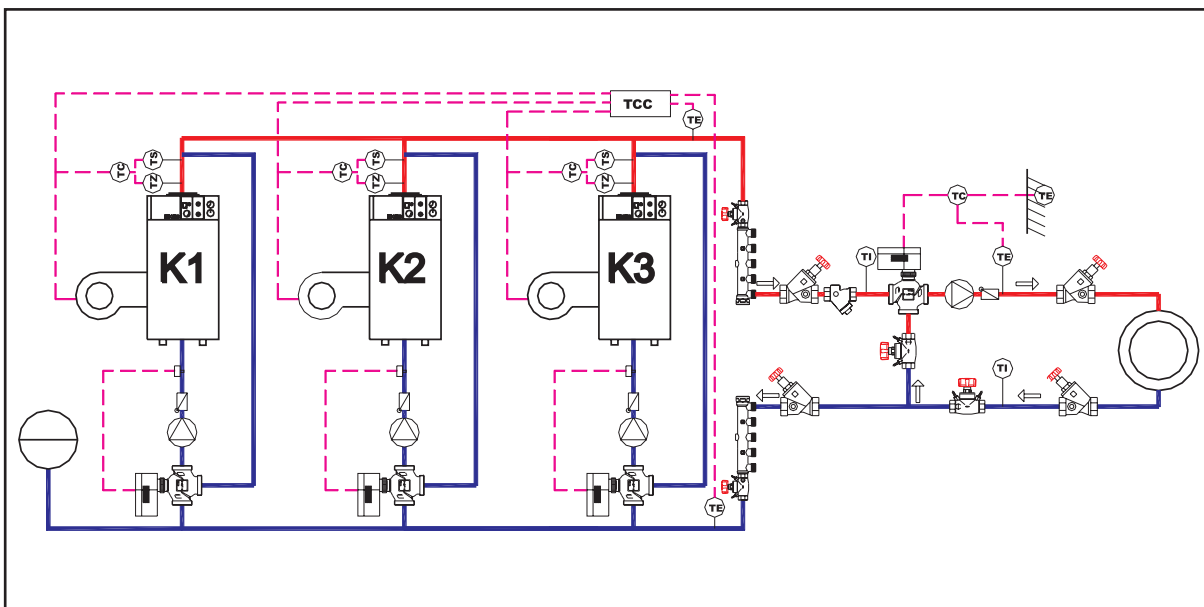
Kde:

Φ_{EBS}	W	část tepelného výkonu zdroje tepla pro ostatní
f_S		faktor podílu ostatních výkonů
Φ_S	W	vypočtený tepelný příkon pro ostatních odběry

6.6 Zařízení s více kotlovými jednotkami

Pro optimální přizpůsobení výkonu výroby tepla okamžité potřebě při vysoké účinnosti, minimalizaci emisí škodlivin a vysoké provozní bezpečnosti se doporučuje navrhovat zařízení

s několika kotlovými jednotkami. Schéma na obrázku 6-1 je vhodné jen pro konvenční kotle. U kondenzačních kotlů nesmí dojít za provozu ke zvýšení teploty vratného vody.



Obrázek 6-1 Schéma zapojení zařízení s více kotle

7 Regulace a hydraulické systémy

7.1 Základy, pojmy

7.1.1 Co je to regulace?

Na tuto otázku odpovíme následujícím příkladem.

Otevřeme jednoduchou ruční mísicí baterii s ventilem pro studenou a teplou vodu. Náš smyslový orgán, povrch ruky, nahlásí prostřednictvím nervového systému mozku teplotu vody. V mozku se nyní rozhodne, zda se teplota vody shoduje s požadovanou hodnotou. Při rozdílu mezi hodnotou žádanou a skutečnou, přikáže mozek opět prostřednictvím nervového systému svalům změnit směšovací poměr studené a teplé vody na ventilu.

Tento příklad usnadní pochopení podstaty regulace.

Ukolem regulace je ovlivnit nějakou fyzikální veličinu, např. tlak, hladinu, teplotu, vlhkost, množství media nebo energie, vlastnosti media tak, aby bylo dosaženo určené zadané hodnoty. Vztaheno k našemu příkladu, žádané teploty smíšené vody.

Automatická regulace má za úkol regulovat určitou fyzikální veličinu bez lidského zásahu.

Z jakých částí se musí takové samočinné regulační zařízení skládat, aby mohlo plnit svůj úkol?

Zadávací údaje pro regulaci teploty přívodní vody jsou zobrazeny na obr. 7-1. V první řadě musí být zvoleno zařízení, které umožní nastavení požadované teploty. Jedná se nastavovací jednotku požadované hodnoty (SW). Dále je zapotřebí člen měřící teplotu vody (MF), takzvané teplotní čidlo. Nastavovací jednotka požadované hodnoty a měřící čidlo (MF) předávají své hodnoty dále regulátoru (TC).

7.1.2 Dimenzování a pojmy podle ÖNORM H 5012

Dále uvedené pojmy jsou převzaty z ÖNORM H 5012.

Regulace:

Proces, při kterém se průběžně snímá hodnota regulované veličiny x , srovnává se s hodnotou požadovanou w a ovlivňuje průběh přízpůsobování tak, aby regulovaná veličina x dosáhla hodnoty požadované w . Charakteristickým znakem regulace je uzavřený okruh působení, ve kterém regulovaná veličina v rámci regulačního obvodu průběžně ovlivňuje sama sebe.

Automatická regulace:

Všechny procesy v regulačním obvodu probíhají bez zásahu člověka. (Termín „automatická“ je používán pouze pro rozlišení od ruční regulace.)

Ruční regulace:

Úkol nejméně jednoho článku v regulačním obvodu přebírá člověk.

Regulační obvod:

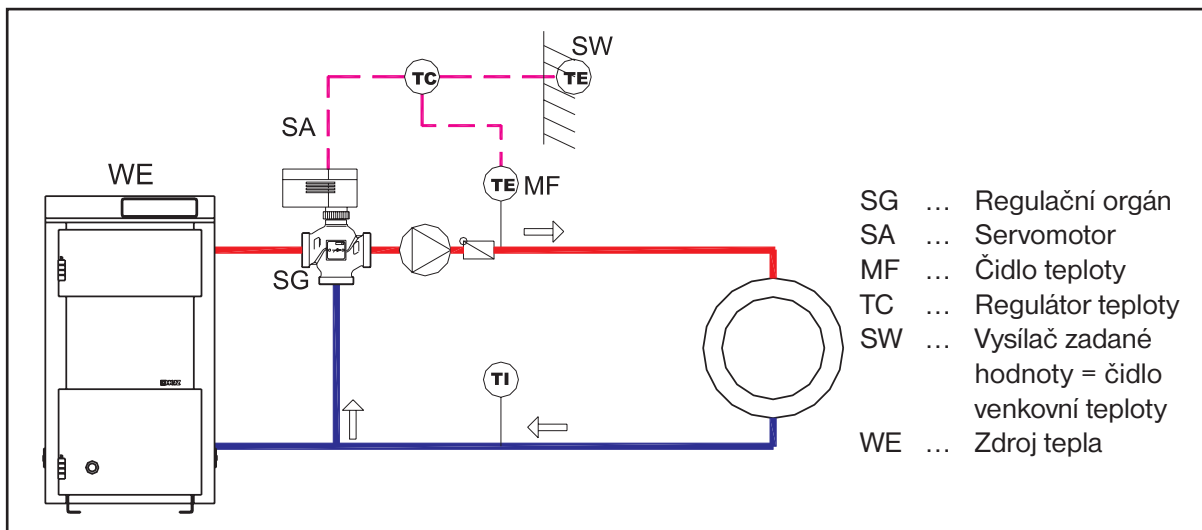
Je tvořen souborem všech článků, které se podílejí na uzavřeném průběhu regulace. Regulační obvod se skládá z regulované soustavy a regulačního zařízení.

Veličiny regulačního obvodu jsou:

-x	regulovaná veličina
-w	řídící veličina
-y	akční veličina
-y _R	výstupní regulační veličina
-r	veličina zpětné vazby
-z	poruchová veličina

Úkolem regulátoru je spolu srovnávat požadovanou a skutečnou hodnotu (skutečná hodnota = hodnota měřicího čidla) a pomocí dalšího prvku regulačního zařízení měnit směšovací poměr studené a teplé vody. To probíhá následovně:

Výstupní signál regulátoru (TC) působí na servomotor (SA), který je mechanicky spojený s regulačním členem (SG). Změna směšovacího poměru je realizována regulačním členem (SG). Regulačním členem může být v našem příkladu trojcestný kohout nebo trojcestný ventil.



Obrázek 7-1 Regulace teploty přívodní vody v závislosti na venkovní teplotě

Průběh regulace ve zkratce:

Regulátor zaregistruje regulační odchylku (požadovaná hodnota minus skutečná hodnota) a podle velikosti regulační odchylky vydá regulační signál servomotoru (SA) a ovlivní změnu směšovacího poměru vody v topném okruhu a v kotlovém okruhu. Změna směšovacího poměru vyvolá změnu hodnoty regulované veličiny, v našem příkladu teploty přívodní vody. Tato nová hodnota regulované veličiny je opět prostřednictvím měřicího čidla nahlášena regulátoru a uvedený průběh se opakuje.

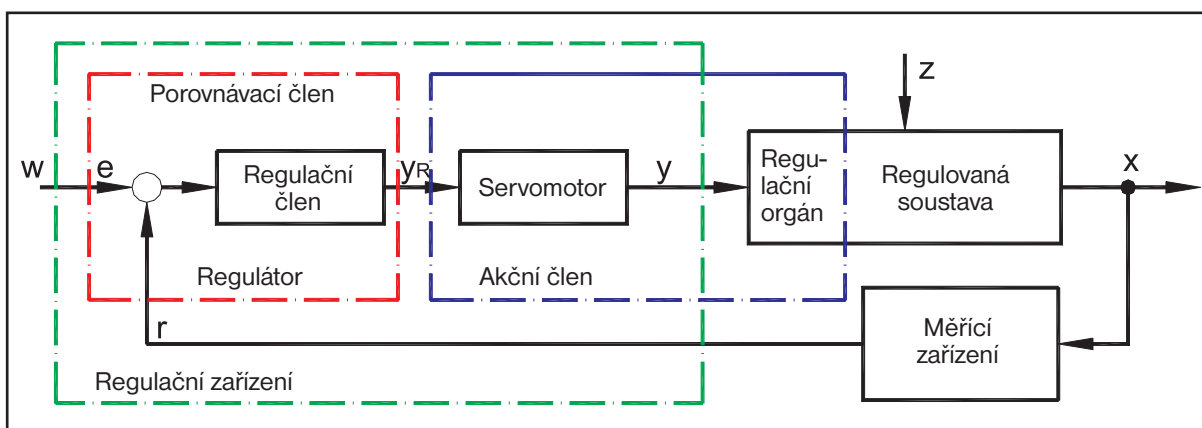
Regulační technik hovoří o uzavřeném okruhu, regulačním obvodu. (7-2)

Regulovaný úsek je ta část systému, která je v souladu se zadávacími požadavky ovlivňována regulačními členy.

Na začátku úseku se nachází regulační člen (vstupní veličina y), na konci bod měření s měřicím čidlem (výstupní veličina x).

Pásmo proporcionality X_p :

je pásmo, o které se musí změnit regulovaná veličina (x) při konstantní hodnotě řídicí veličiny, aby se akční veličina změnila v celém akčním rozsahu Y_n .

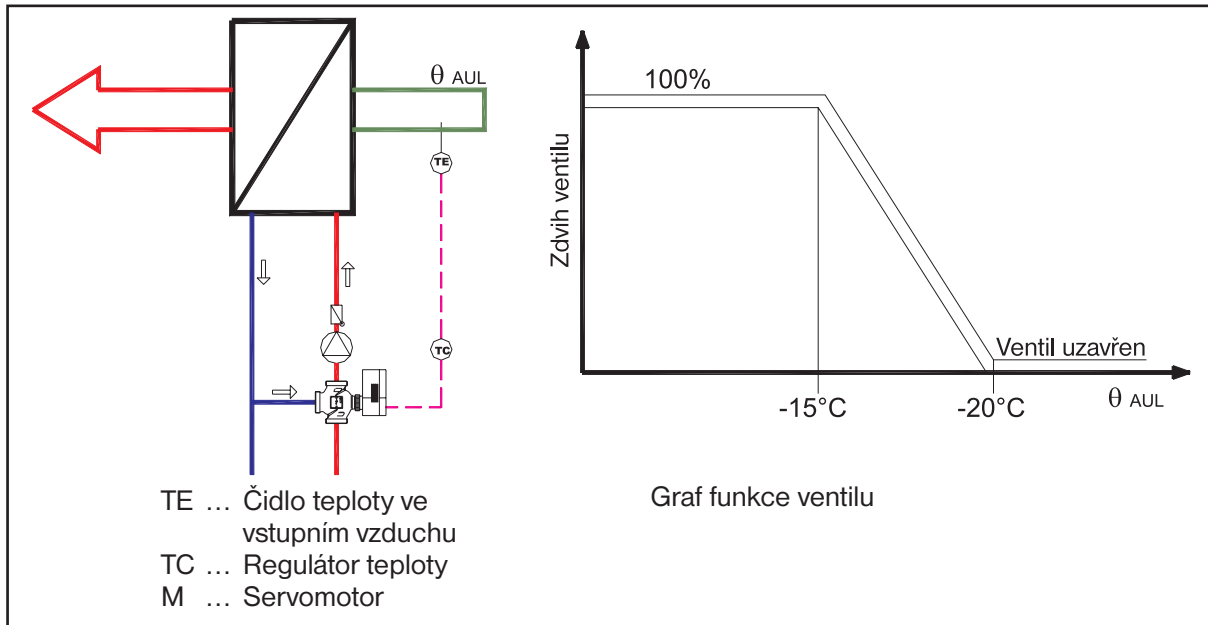


Obrázek 7-2 Průběh působení v regulačním obvodu (typické schéma zapojení)

7.1.3 Co je to řízení?

V souvislosti s regulací jsme hovořili o uzavřeném průběhu působení. Opakem toho je otevřený průběh působení, který charakterizuje řízení.

Regulace a řízení tedy nejsou identické pojmy. U regulace je regulovaná veličina hlášena regulátoru (TC) průběžně. U řízení se regulovaná veličina nekontroluje. Shora uvedené je objasněno na příkladu řídicího zařízení ohřivače vzduchu podle obr. 7-3.



Obrázek 7-3 Řízení ohřivače vzduchu

Teplotní čidlo (TE) zaznamenává teplotu venkovního vzduchu θ_{AUL} , kterou hlásí řídicí jednotce (TC). Úkolem řídicí jednotky je transformace hodnoty teploty venkovního vzduchu θ_{AUL} podle přesně zadané zákonitosti na akční signál, jak je to např. znázorněno ve funkčním diagramu ventilu na obrázku 7-3 vpravo.

Regulovaná veličina, teplota ohřátého vzduchu, však není hlášena řídicí jednotce (TC).

Tento proces nevytváří žádný uzavřený regulační obvod.

Důležitým využitím je řízení obtokového čerpadla pro zvýšení teploty vratné vody kotle z důvodu ochrany kotle před nízkoteplotní korozi ze strany kondenzujících spalin. (Obr. 7-4) Na regulátoru teploty TC se nastavuje minimální teplota vratné vody kotle.

Příklad: Zvýšení teploty vratné vody pomocí obtokového čerpadla kotle podle obr. 7-4 (strana 77)

Výkon kotle 100 kW při výstupní teplotě vody z kotle $\theta_{KV} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Pro zabránění nízkoteplotní koroze je potřebná minimální teplota vratné vody kotle $55 \text{ }^\circ\text{C}$ pro topný olej extra lehký (HEL). Směšovací teplota se vypočítá pomocí tepelné bilance ve směšovacím bodě M při teplotě vratné vody $\theta_{HR} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Tepelný obsah směšovací vody z obtoku + tepelný obsah vratné vody ze systému = tepelný obsah vratné vody kotlového okruhu

$$q_B \cdot c \cdot \theta_{KV} + q_H \cdot c \cdot \theta_{HR} = (q_B + q_H) c \cdot \theta_{KR}$$

Z toho je možné vypočítat potřebný průtok vody v obtoku:

$$q_H + q_B = \frac{100}{4,2 \cdot 25} = 0,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,95 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad \text{v kotlovém okruhu}$$

$$q_H = 0,95 - q_B$$

$$q_B \cdot 80 + (0,95 - q_B) \cdot 50 = 0,95 \cdot 55$$

$$30 \cdot q_B + 47,5 = 52,25$$

$$30 \cdot q_B = 52,25 - 47,5$$

$$q_B = 0,158 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad \text{v obtoku}$$

$$q_H = 0,95 \frac{\text{l}}{\text{s}} - 0,158 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 0,792 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 3,21 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Obtokové čerpadlo:

Přibližně lze počítat:

$$\text{čerpané množství} \quad q_V = \frac{\Phi_K}{1,16 \cdot \Delta\theta}$$

$$\Delta\theta = 30 \text{ K} \quad \text{pro litinové kotle}$$

$$\Delta\theta = 50 \text{ K} \quad \text{pro ocelové kotle}$$

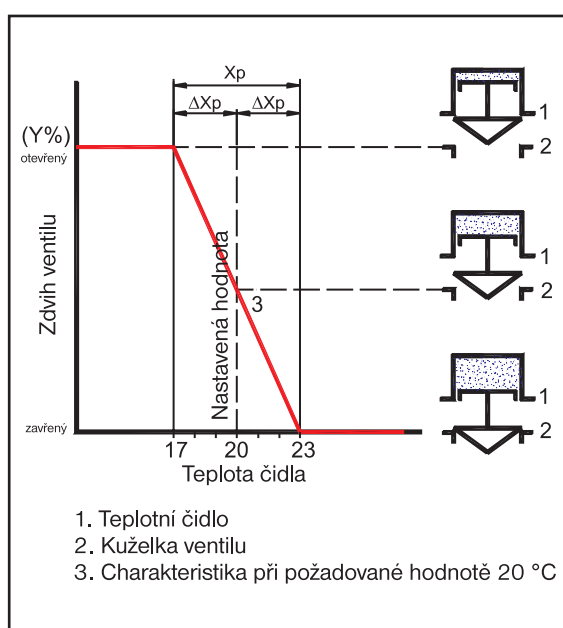
Dopravní výška čerpadla = součet tlakových ztrát v potrubí a místních odporech kotlového okru-

7.1.4 Termostatické regulátory, funkce a konstrukce

Proporcionální regulátory

Termostatický ventil je armatura s proporcionálním regulátorem bez pomocné energie a jako takový se musí pečlivě volit a instalovat.

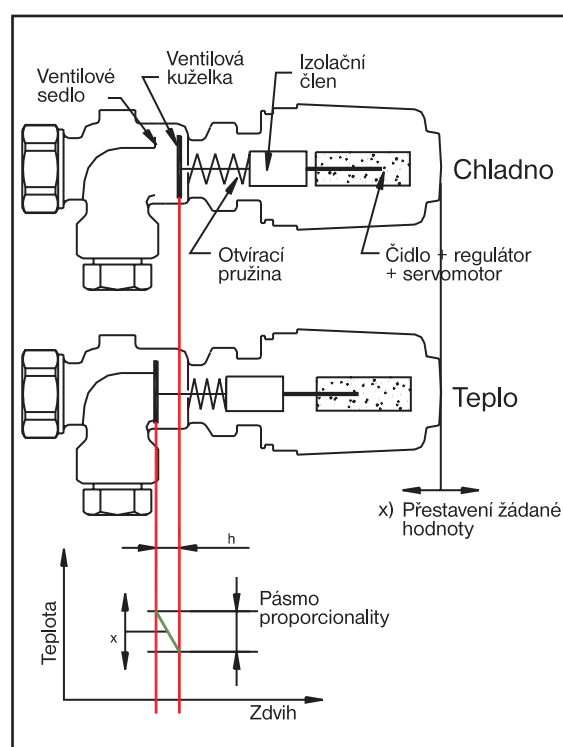
U proporcionálního regulátoru je výstupní veličina úměrná vstupní veličině, tj. u termostatického ventilu každé změně teploty místnosti (regulovaná veličina x) odpovídá úměrná změna zdvihu ventilu (akční veličina y). Tato změna zdvihu způsobuje přímo **změnu průtoku topné vody**.



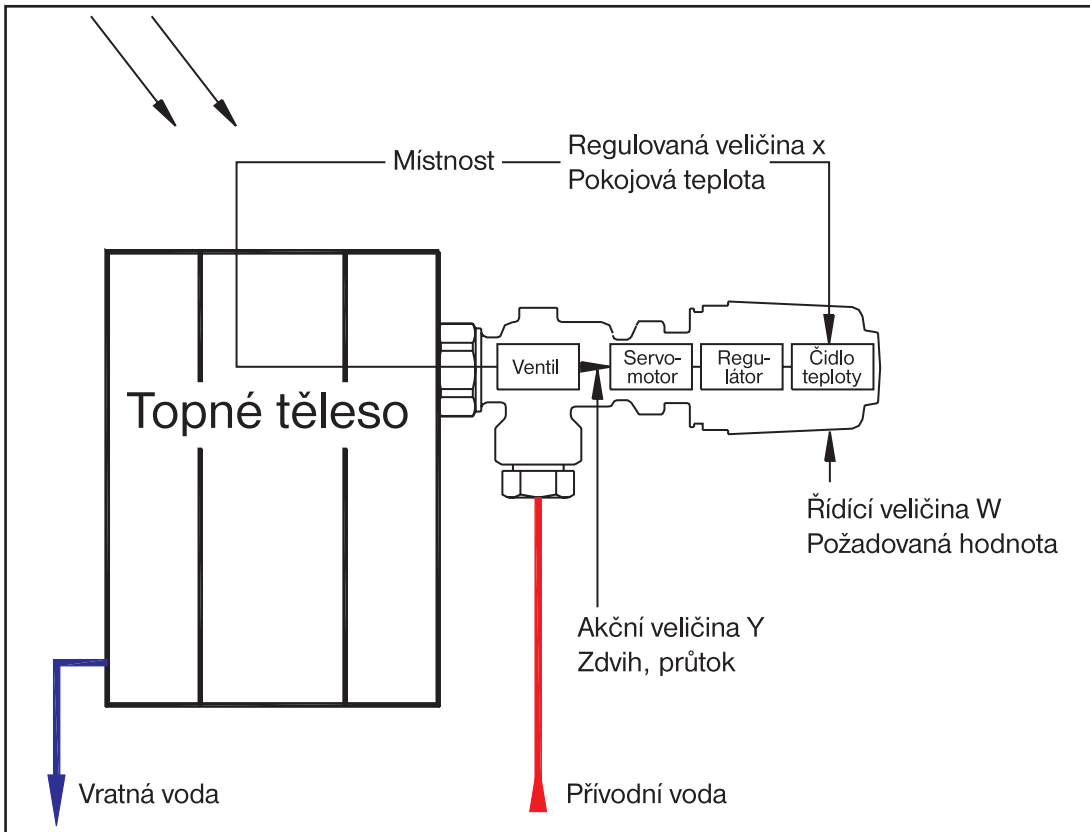
Obr. 7-5 Princip funkce termostatického ventilu

Z toho vyplývá, že je regulace topného tělesa prováděna škracením.

Obr. 7-5 ukazuje princip funkce ve zjednodušené podobě. Při nastavené požadované hodnotě 20 °C je ventil při 23 °C zcela uzavřený (zdvih ventilu = 0 %) a při teplotě místnosti 17 °C zcela otevřený (zdvih ventilu = 100 %). Čidlo (1) je plněno kapalinou, plynem nebo voskovou hmotou. Při zvýšení teploty dochází ke zvětšení objemu kapaliny nebo voskové hmoty, resp. nárůstu tlaku plynu a tím dochází k pohybu těsnící kuželky ventilu ve směru uzavírání. Při poklesu teploty dochází k pohybu ve směru otevírání.



Obr. 7-6 Funkce termostatického ventilu /Herz/



Obr. 7-7 Termostatický ventil jako regulátor /Herz/

Termostaty se vyrábí jako termostatické ventily s vestavěnými čidly, jako termostatické ventily s vestavěnými ovládacími zařízeními a oddělenými čidly a jako termostatické ventily s oddělenými ovládacími zařízeními se zabudovanými čidly. Čidlo termostatů je převážně plněno kapalnou látkou, uplatnění plynu nebo náplni na bázi vosku je řidší.

Proporcionální regulátory bez pomocné energie a tedy i termostatické ventily jsou charakterizovány nepřestavitelným pásmem proporcionality (x_p).

Např. $x_p = 4 K$

Příliš malé pásmo proporcionality x_p způsobuje kolísání teploty – příliš velké vyvolává netolerovatelné regulační odchylky.

Termostatický ventil topného tělesa se ve výrobě nastavuje na hodnotu uzavíracího bodu, zpravidla s proporcionalní odchylkou $\Delta x_p = 2 K$

Za těchto podmínek protéká ventilem při nastavené hodnotě 20 °C výpočtový hmotnostní tok a při teplotě místnosti 22 °C je ventil uzavřen.

Poruchy, které způsobují výkyvy teploty v místnosti a které vyžadují automatickou regulaci jsou:

- vnější teplota s největším vlivem
- sluneční záření a vítr
- dodatečné zdroje tepla (el. přístroje, osoby, světlo, teplovodní potrubí apod.)

Pokud jsou proměnlivé venkovní teplotní poměry kompenzovány regulací topné vody v závislosti na venkovní teplotě (ekvitermní regulaci), musí termostatické ventily vyregulovat prakticky již jen tepelné zisky místnosti.

Nesmí dojít ke zvýšení teploty v místnosti vzhledem k požadované teplotě. Jinými slovy úkolem ventilů je pouze škrtnit přívod topné vody, tedy měnit polohu kuželky v rozsahu zdvihu 50%–0%, což má vždy za následek pohyb v kladném pásmu proporcionalní odchylky. Ventil z našeho příkladu by při optimálně zvolené regulační křivce řízení a při absenci dalších poruchových vlivů (vítr, slunce atd.) setrval při konstantní venkovní teplotě na 50 % hodnoty zdvihu kuželky (střední poloha) a zajistil požadovaný průtok vody. Požadovaný průtok vody se zjistí z dimenze topných těles, přičemž se do

$$\Delta\theta = \theta_V - \theta_R$$

musí dosadit skutečná teplota vratné vody θ_R .

7.1.5 Regulační ventily, autorita ventilů

Charakteristika regulačního ventilu je definována jeho tlakovou ztrátou. Při zcela otevřeném ventilu se tlaková ztráta regulačního ventilu skládá z uzlového diferenčního tlaku KDD sníženého o tlakové ztráty zabudovaných prvků a potrubního vedení.

Za tohoto stavu je tlaková ztráta ventilu nejmenší $\Delta p_{V\min}$. Při uzavřeném regulačním ventilu je celý KDD vytvořen regulačním ventilem, protože průtok a tím i také tlaková ztráta zabudovaných prvků a potrubního vedení jsou rovny nule. Za tohoto stavu je tlaková ztráta ventilu $\Delta p_{V\max} = \text{KDD}$.

Tlaková ztráta regulačního ventilu není v žádném případě hodnota konstantní. Mění se během každého zdvihu. Závislost tlakové ztráty ventilu na zdvihu ventilu spolu se zahrnutím geometrických a hydraulických parametrů měřící trasy vyjadřuje průtoková charakteristika ventilu.

Tyto souvislosti jsou popisovány autoritou ventilu a_v :

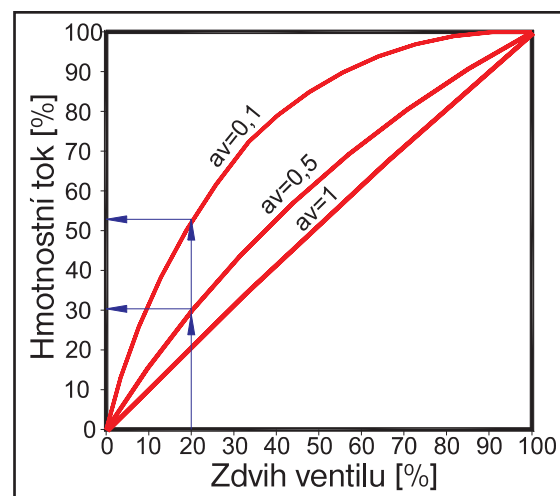
$$a_v = \frac{\Delta p_{V\min}}{\Delta p_{V\max}}$$

Kde:

a_v	-	autorita ventilu
$\Delta p_{V\min}$	Pa	tlaková ztráta při zcela otevřeném ventilu
$\Delta p_{V\max}$	Pa	tlaková ztráta při uzavřeném ventilu

Při sledování funkce regulačního ventilu, který je projektován tak, že je při plném otevření dosaženo jmenovitého průtoku, ale má nepříznivou autoritu $a_v = 0,1$, potom bude podle obrázku 7-8 dosaženo cca 50% jmenovitého průtoku již při 20% zdvihu ventilu. Na rozdíl od regulačního ventilu s autoritou $a_v = 0,5$, kdy je dosaženo při 20% zdvihu 30% jmenovitého průtoku. Autorita ventilu $a_v = 0,5$ je proto pro projektování regulačních ventilů přiměřená. Z tohoto srovnání je patrné zhoršení kvality regulace u předimenzovaných regulačních ventilů.

U předimenzovaných ventilů se zmenšuje $\Delta p_{V\min}$, zatímco $\Delta p_{V\max}$ zůstává nezměněn. To zhoršuje autoritu ventilu a tím i kvalitu regulace. Autorita ventilu má být proto $a_v = 0,3 \dots 0,7$.



Obrázek 7-8 Charakteristiky ventilů s lineární charakteristikou a různými autoritami

Dimenzování regulačních ventilů:

Dimenzování regulačních ventilů vychází z tlakové ztráty při plném otevření, tj. při jmenovitém průtoku. Projektovaný průtok je hodnota vypočítaná projektantem při výpočtových podmínkách.

$$k_V = \frac{q_V}{\sqrt{\Delta p_{V\min}}}$$

Kde:

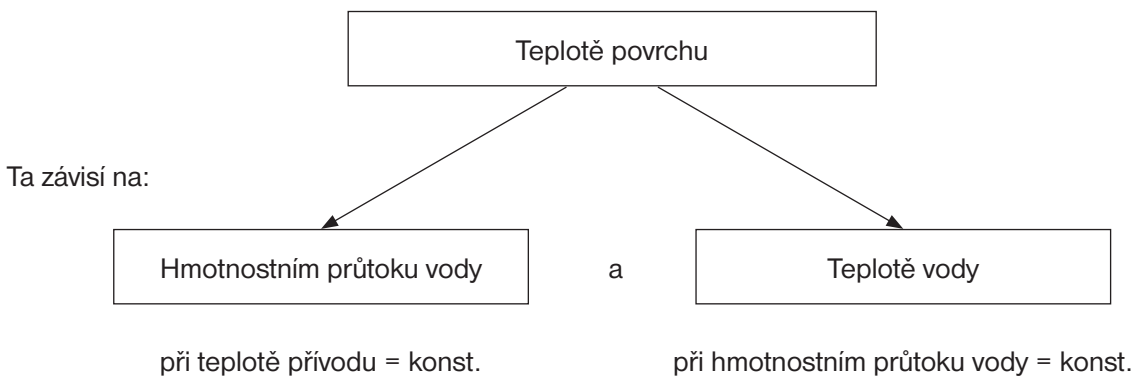
k_V	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	objemový průtok ventilem při tlakové ztrátě 1 bar (průtoková charakteristika ventilu)
q_V	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	objemový tok
$\Delta p_{V\min}$	bar	tlaková ztráta při zcela otevřeném ventilu

Ze shora uvedené rovnice vypočítaná hodnota k_V tvoří základ pro volbu ventilů. Z firemních podkladů se vybere regulační ventil s nejbližší nižší hodnotou k_V . Tím stoupá autorita ventilu. Málodky se bude vypočítaná hodnota k_V shodovat s hodnotou z firemních podkladů. Často dochází vynuceně k předimenzování regulačních ventilů, což je spojeno se zvýšením

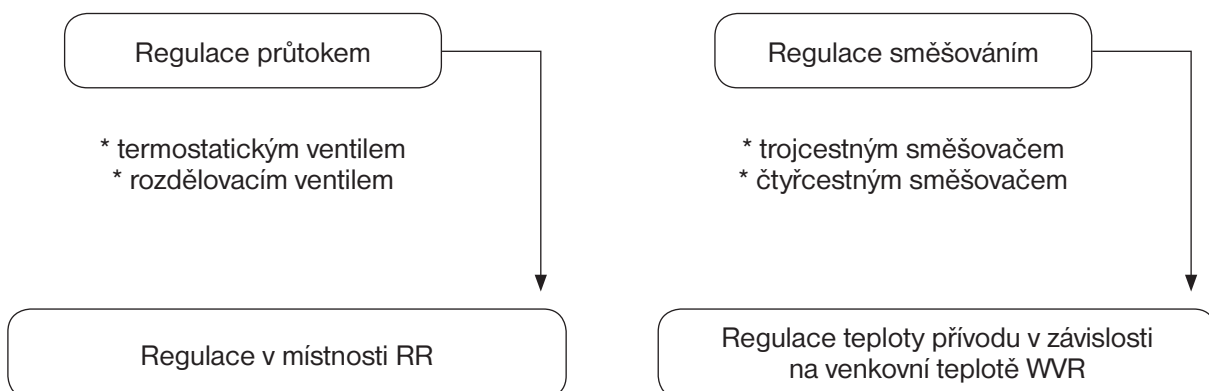
objemového průtoku. Aby se tomu a také souvisejícímu nedostatečnému zásobování jiných tepelných spotřebičů zabránilo, je nutné v takových případech za regulační ventil zařadit ventil pro doregulování na hodnotu projektovaného průtoku. Přitom se žádným způsobem nezhorší kvalita regulace regulačního ventilu.

7.2 Regulace výkonu

Předání tepla vytápěnému prostoru (např. deskovými otopnými tělesy, podlahovým vytápěním) závisí na proměnlivé:



V důsledku toho existuje



7.2.1 Regulace směšováním

Proměnná teplota přívodu vody, konstantní hmotnostní tok ve spotřebiči.

Schéma zapojení obrázku 7-9 ukazuje regulaci teploty přívodu vody ze zdroje tepla směšováním s vratnou vodou ze spotřebiče. Z hlediska proudění dochází ke změnám průtoku pouze v kotlovém okruhu. Ke spotřebičům proudí konstantní množství vody dané výkonem oběhového čerpadla.

Regulace výkonu topných těles je prováděna změnou teploty vody. Toto zapojení je vhodné pro zařízení pracující s nízkou teplotou vratné

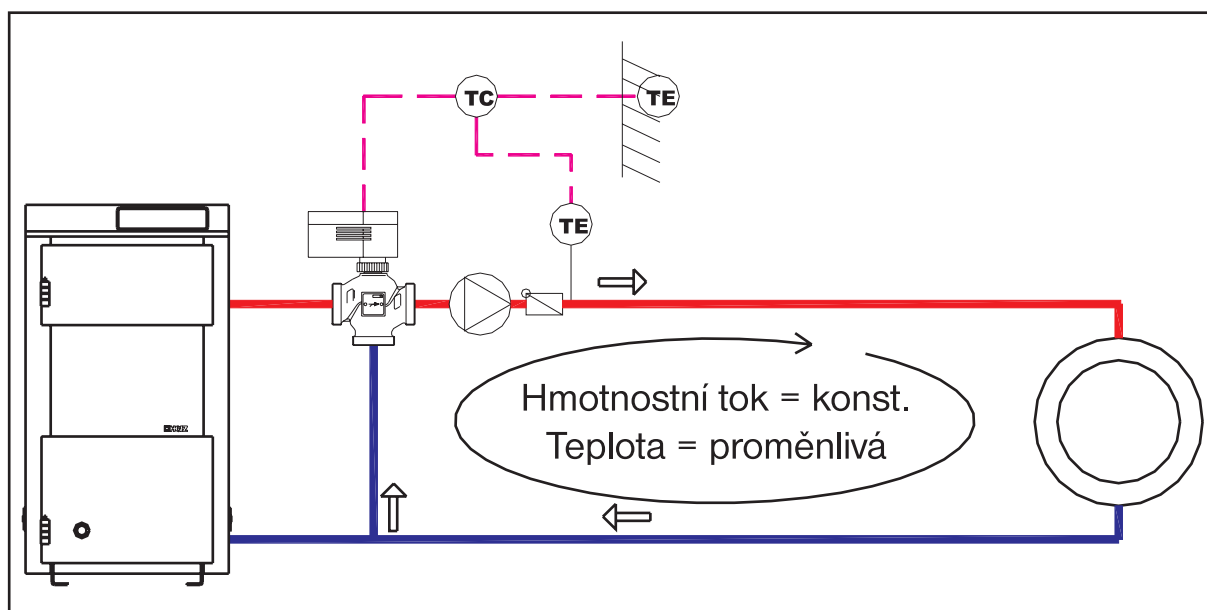
vody, např. pro kondenzační kotle, předávací stanice napojené na rozvod dálkového tepla, zařízení s tepelnými čerpadly.

Při požadavku na minimální teplotu vratné vody je nutné ji zabezpečit pomocí dodatečného zapojení jako např.

- čerpadlem v obtoku kotle
- čtyřcestným směšovačem
- termostatickými ventily

Typ ederstat: od 72 °C otevírá bimetrická pružina talířovou pružinu

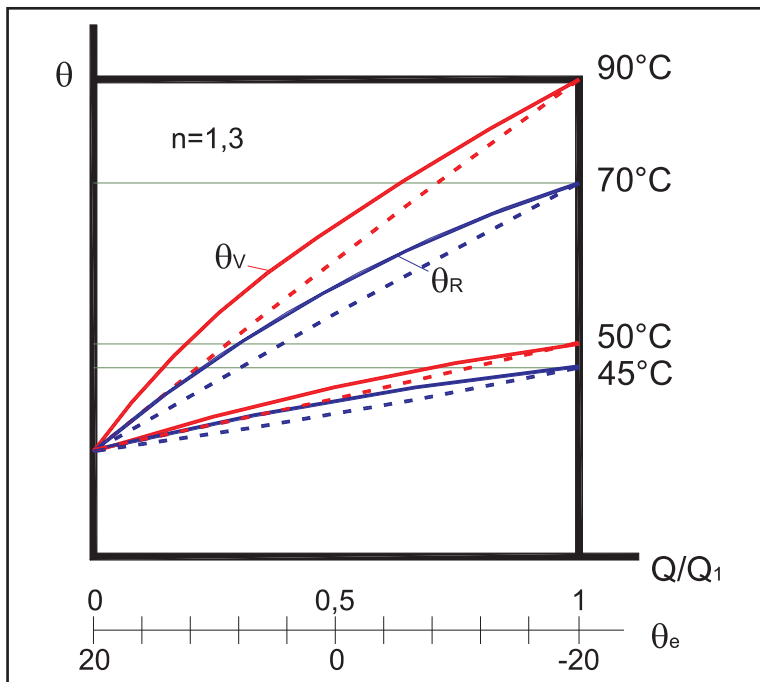
Typ ederbac: zpětný ventil se třemi přípojkami pro zabránění chybné cirkulace



Obrázek 7-9 Schéma regulace teploty přívodu řízené vnější teplotou

Grafickou souvislost mezi teplotou přívodu θ_v a tepelným výkonem Φ , resp. venkovní teplotou, zobrazuje takzvaná **topná křivka**.

Průhyb topné křivky je závislý na exponentu n výkonových charakteristik otopných těles.


 Obrázek 7-10 Topné křivky pro spád 90/70 °C a 50/45 °C $n=1,3$

Na obrázku 7-10 zobrazené topné křivky platí pro 90/70 a 50/45 °C teploty přivodu/teploty vratného toku při projektované venkovní teplotě $\theta_{\min} = -20$ °C. Teplotní spád vody (rozdíl mezi přivodním a zpětným tokem) minus teplota místnosti dává teplotní rozdíl ΔT . Čím je rozdíl vyšší, tím vyšší bude hodnota předávání tepla.

To je znázorněno pomocí výkonových křivek topných těles (obrázek 7-10).

Pro lineární průběh (v obrázku 7-10 znázorněno čárkovanou čarou) je možno zjistit, že při venkovní teplotě θ °C poklesne potřebný topný výkon z Φ_{100} na

$$\Phi_x = \Phi_{100} \frac{\theta_i - \theta_x}{\theta_i - \theta_{\min}}$$

Příklad: Částečné zatížení

Pro vytápění článkovými topnými tělesy je třeba zjistit potřebný topný výkon a teplotu těles při venkovní teplotě 0 °C, když projektované údaje zařízení jsou:

$$\theta_{\min} = -20$$
 °C $\Phi_{100} (90/70/20) = 800$ W odevzdávaný výkon

při teplotě místnosti $\theta_i = 20$ °C bude výkon $\Phi = 0$

$$\text{Při venkovní teplotě } 0$$
 °C bude $\Phi_x = \Phi_{100} \frac{20+0}{20+20} = \Phi_{100} \cdot 0,5$

tedy při 0 °C bude potřebný jen poloviční topný výkon. Pro topnou křivku podle obrázku 7-10 je možné odečíst teplotní pokles $\theta_V = 68$ °C; $\theta_R = 59$ °C. Teplotní rozdíl $\Delta T = 43,5$ K se vypočítá k 63,5 °C (= střední teplota)

$$\Delta T = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} - 20 = \frac{68 + 59}{2} - 20 = 43,5$$
 K

7.2.2 Regulace průtokem

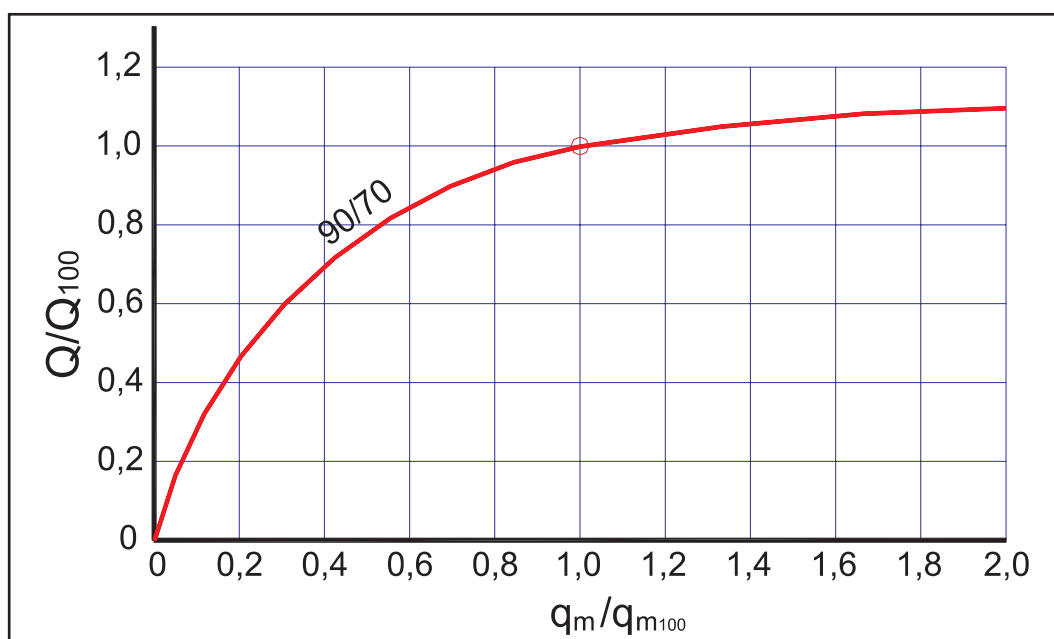
Konstantní teplota přivodu, proměnný hmotnostní tok ve spotřebiči.

Regulace výkonu topného systému je prováděna škrcením průtoku vody.

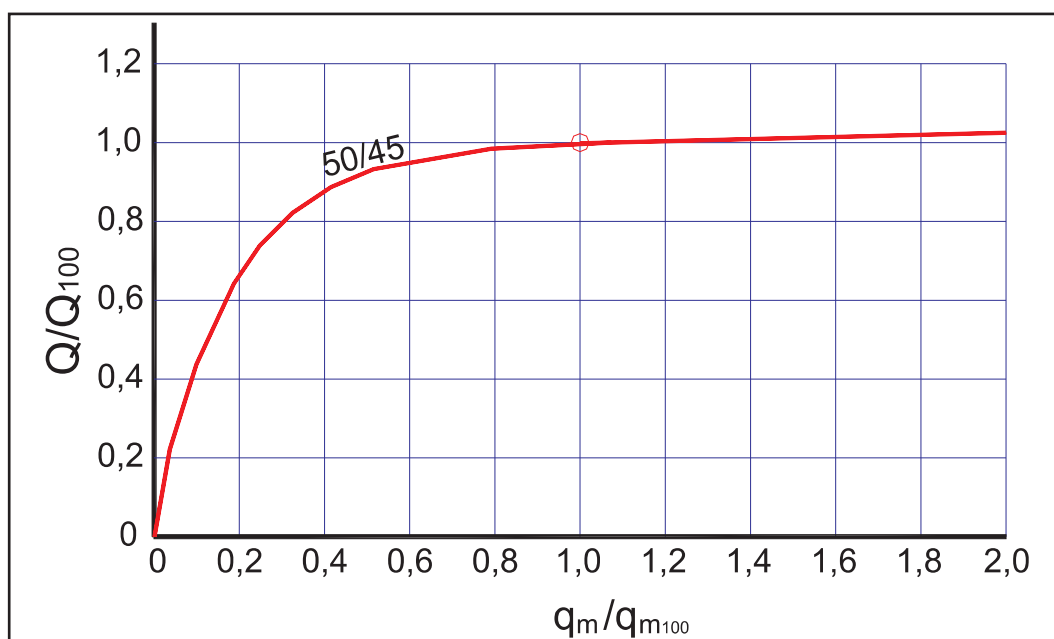
$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot (\theta_V - \theta_R)}$$

Se snížením průtoku dochází k prodloužení doby setrvání topné vody v topné tělese. To způsobuje výraznější ochlazování topné vody. Zvýšení teplotního spádu v topném tělese tak částečně maří efekt vyvolaný omezením průtoku vody.

To znamená, že topný výkon se nesnižuje proporcionálně k průtoku vody. Závislost znázorňují následující škrticí křivky.



Obrázek 7-11 Škrticí křivka topného tělesa projektovaného na 90/70 °C



Obrázek 7-12 Škrticí křivka topného tělesa projektovaného na 50/45 °C

Ze škrtící křivky je patrné, že při redukci průtoku vody topným tělesem (ohřívačem vzduchu apod.) na polovinu dojde ke snížení předávaného výkonu pouze na 80 %. Pro dosažení polovičního topného výkonu postačuje pouze 10 až 20 % jmenovitého průtoku vody. Předimenzovaný regulační ventil musí pracovat při ještě menších otevřeních ventilu.

Proto by se pro regulaci škrcením měly bezpodmínečně používat **předem nastavitelné ventily** s nastavením na navržený hmotnostní tok při plném otevření ventilu.

7.3 Hydraulická zapojení a jejich dimenzování

Hlavní cíl hydraulického vyvážení potrubního systému, ať už v topné či chladicí technice, spočívá ve vytvoření takových tlakových poměrů, aby na vstupu do všech instalovaných spotřebičů bylo dosaženo projektovaných průtoků. Dále by nemělo docházet ke změnám tlakových rozdílů v jednotlivých okruzích a průtoková množství v uzlových bodech systému by měla zůstat kompatibilní.

Pro hydraulické propojení primárního a sekundárního okruhu topného systému je možno využít více variant zapojení. Volba správného typu tohoto propojení závisí na mnoha faktorech. K těm patří mimo jiné způsob využití příslušného topného systému a zdroje tepelné energie.

Je-li v rozvodné síti mezi přívodním a vratným potrubím tlakový rozdíl, využije se tlakové připojení. U rozdělovačů s hydraulickým oddělovačem pomocí zásobníku nebo hydraulické výhybky není žádný tlakový rozdíl, jedná se tedy o beztlaký rozdělovač. V tomto případě se využije beztlakové připojení.

Dále budou popsány nejdůležitější základní typy zapojení společně s příslušnými výpočtovými postupy.

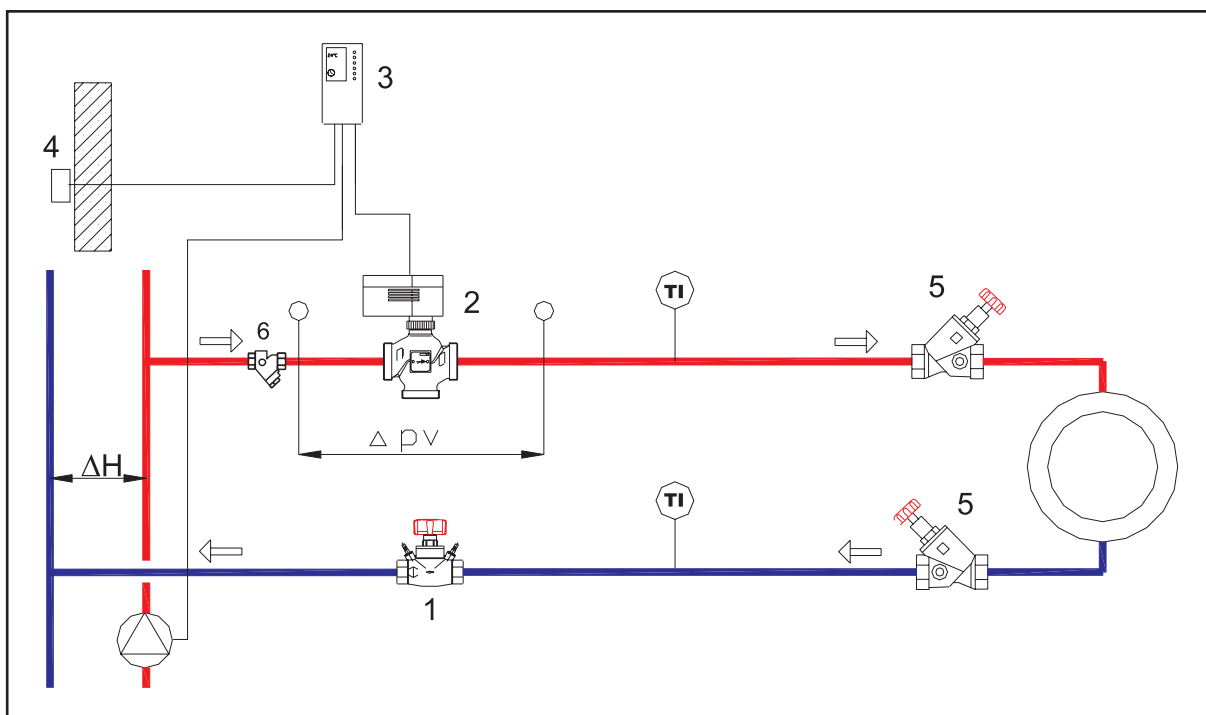
PAMATUJ:

Za všech provozních podmínek musí být zajištěny výpočtové průtoky ve všech částech zařízení.

Použití \ Zapojení	Tlakový rozdělovač				Beztlakový rozdělovač	
	Škrtící zapojení	Zapojení s obtokem	Vstříkovací zapojení	Vstříkovací zapojení	Směšovací zapojení	Směšovací zapojení
			Přímý ventil	Trojcestný ventil	Jednoduché	Dvojité
Dálkové teplo	♥					
Kondenzační kotle	♥					
Systémy s topnými tělesy			♥	♥	♥	
Podlahové vytápění			♥			
Nízkoteplotní systémy			♥	♥		
Nízkoteplotní systém na klasický rozdělovač			♥			♥
Ohřívač vzduchu		♥	♥		♥	
Chladič		♥				
Zónová regulace	♥	♥				

Obrázek 7-13 Výběrová matice

7.3.1 Škrťací zapojení



Obrázek 7-14 Škrťací zapojení

1	regulační ventil	4217
2	regulační ventil s pohonem	4037+7712
3	regulátor vytápění	7793
4	teplotní čidlo	7793
5	uzavírací ventil	4115

Charakteristické rysy:

Je potřebný tlakový rozdíl.

Množství vody na primární a sekundární straně je proměnné. Teplota na primární straně je proměnná, na sekundární straně konstantní. Regulace výkonu probíhá změnou průtokového množství.

Výhody:

Vyznačuje se velkým teplotní spádem, proto je vhodné pro zařízení využívající kondenzační kotle nebo centralizovaný zdroj tepla.

Nevýhody:

Při více škrťacích zapojeních v potrubní síti dochází při změnách zdvihu kuželek regulačních armatur k posunu pracovního bodu čerpadla. Vznikající změna tlakového rozdílu vede k ovlivnění jednotlivých spotřebičů.

Použití:

- u rozvodů napojených na centralizované zdroje tepla
- při napojení na vyrovnávací zásobníky
- při napojení sekundárních rozvodů na kondenzační kotle
- při zónové regulaci systémů s článkovými topnými tělesy a podlahových systémů, které využívají regulace teploty přívodu vody na základě venkovní teploty
- dále pro malé dohříváče a pro chladiče vzduchu všech velikostí.

Regulační ventil v přívodním potrubí je určen k přizpůsobení tlakovému rozdílu a k omezení průtokového množství.

U tohoto typu hydraulického zapojení je přizpůsobení výkonu prováděno škrčením objemového toku. V tomto případě mají regulační ventily úlohu měnit objemový tok v regulačním obvodu tak, aby došlo k ovlivnění výkonu zařízení pro předání tepla.

Škrťací zapojení najde své uplatnění všude tam, kde jsou požadovány nízké teploty vratného toku a proměnné objemové toky. Tepelná charakteristika tohoto systému se vyznačuje klesajícími teplotami vratné vody při klesajícím zatížení.

Příklad: Dimenzování škrtkového zapojení – zapojení s přímým regulačním ventilem

$$\begin{aligned}
 Q &= 70 \text{ kW} \\
 t_V &= 90 \text{ °C} \\
 t_R &= 50 \text{ °C} \\
 \Delta p_L &= 10 \text{ kPa} \\
 \Delta H &= 30 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

$$q_s = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{70}{4,19 \cdot (90 - 50)} = 1504 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí.

Požadavek 1: $\Delta p_v \geq \Delta p_L$ (Tlakový rozdíl na regulačním ventilu musí být větší nebo roven tlakovému rozdílu na spotřebiči)

Krok 1: Výpočet minimálního tlakového rozdílu, který je možné použít:

Požadavek 2: $\Delta H \geq \Delta H_{\min}$ (Minimální tlakový rozdíl na rozdělovači musí být větší nebo roven minimálnímu potřebnému tlakovému rozdílu)

$$\Delta H_{\min} = \Delta p_{v,\min} + \Delta p_L + \Delta p_{SRV} + \Delta p_{Ab} + \Delta p_{Schmu} \quad \Delta p_{SRV} \text{ minimálně } 3 \text{ kPa}$$

Pro určení tlakové ztráty uzavíracího ventilu (4115) a filtru (4111, 3/4", velikost ok 0,75 mm) byla zvolena hodnota k_{v_s} pro dimenzi DN 25.

$$\Delta H_{\min} = 10 + 10 + 3 + 0,7 + 1,2 = 24,9 \text{ [kPa]}$$

Tím, že je $\Delta H = 30 \text{ kPa}$, je požadavek 2 splněn.

Krok 2: Výpočet teoretické hodnoty k_v regulačního ventilu: ($\Delta p_{v,\min} = 10 \text{ kPa}$)

$$k_{v,theo} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{1504}{100 \sqrt{10}} = 4,75$$

Krok 3: Výběr hodnoty k_{v_s} z konstrukční řady ventilů. V úvahu připadají ventily typu 4037 v dimenzi DN 15 s hodnotou k_{v_s} 4,0 a DN 20 s hodnotou k_{v_s} 6,3. Zpravidla je vhodné zvolit nižší hodnotu k_{v_s} , aby bylo dosaženo potřebné tlakové ztráty.

při $k_{v_s} = 6,3$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{1504}{100 \cdot 6,3} \right)^2 = 5,7 \text{ kPa} \quad \text{požadavek 1 **nebyl** splněn!}$$

při $kv_s = 1,0$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{1504}{100 \cdot 4,0} \right)^2 = 14,1 \text{ kPa} \quad \text{požadavek 1 byl splněn!}$$

regulační ventil má hodnotu kv_s 4,0 a rozměr DN 15

Autorita ventilu je:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} = \frac{14,1}{30} = 0,47$$

Autorita ventilu by měla být mezi 0,35 a 0,75, nesmí být ale nižší než hodnota 0,25, jinak by byl systém nestabilní.

Krok 4: Dimenzování regulačního ventilu v přívodu

Určení tlakového rozdílu, který je nutno seškrtnit :

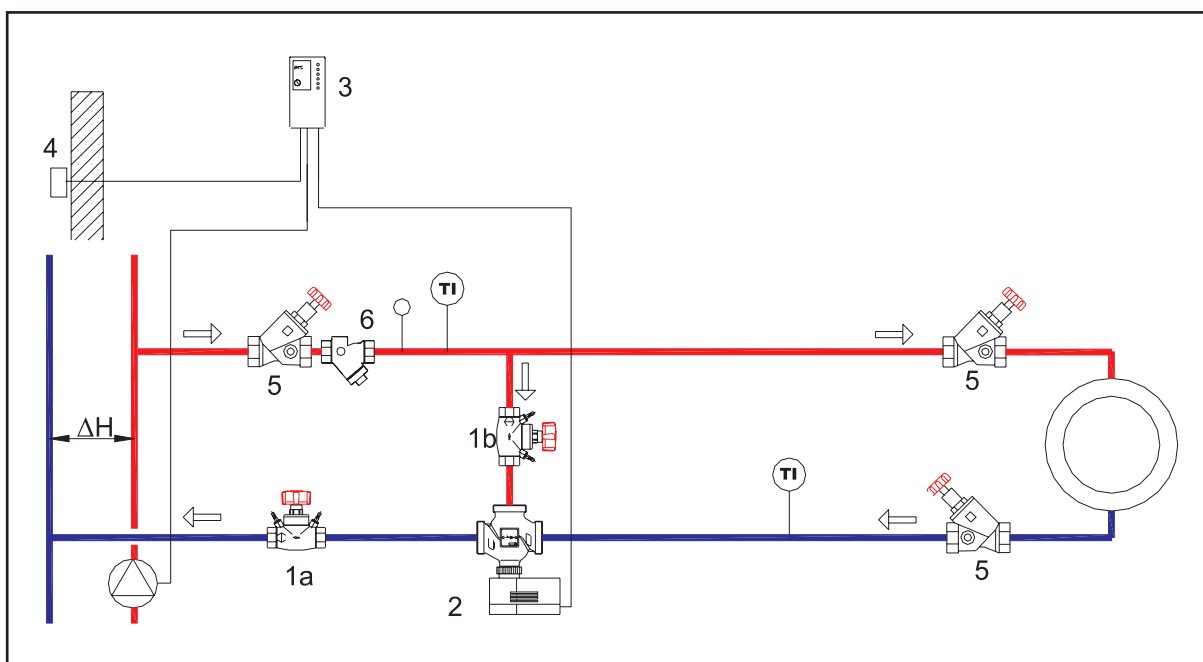
$$\Delta p_{SRV} = \Delta H - (\Delta p_v + \Delta p_L) = 30 - (14,1 + 10) = 5,9 \text{ kPa}$$

Určení hodnoty kv

$$k_{v,SRV} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{1504}{100 \sqrt{5,9}} = 6,2$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi 1" vychází přednastavení 3,3.

7.3.2 Zapojení s obtokem (rozdělovací zapojení)



Obrázek 7-15 Zapojení s obtokem

1	regulační ventil	4217
2	směšovací ventil s pohonem	4037+7712
3	regulátor vytápění	7793
4	teplotní čidlo	7793
5	uzavírací ventil	4115
6	filtr	4111

Charakteristické rysy:

Je potřebný tlakový rozdíl.

Množství vody na primární straně konstantní, na sekundární straně proměnné. Teplota na primární straně proměnná, na sekundární straně konstantní. Regulace výkonu je prováděna změnou průtokového množství.

Výhody:

Vzhledem ke konstantnímu průtoku na primární straně nemusí být použito čerpadlo s regulovatelným výkonem. Nedochozí k ovlivnění tlakovým rozdílem, tzn. že regulační ventil může být navržen nezávisle na tomto rozdílu.

Nevýhody:

Teplota na spotřebiči odpovídá vždy primární teplotě.

Použití:

- teplovzdušný registr
- chladicí registr
- zónová regulace

U tohoto zapojení se jedná o modifikaci škrtkičového zapojení.

Autorita regulačního ventilu je závislá jen na zatížení, tzn. že zabudování trojcestného ventilu není závislé na rozvodné síti a proto neohroží nebezpečí vzájemného ovlivňování. Nevýhoda zapojení s obtokem spočívá v tom, že maximální teplota v primárním okruhu odpovídá vždy teplotě na spotřebiči, a nelze tedy využít rozdílných teplotních úrovní mezi primárním a sekundárním okruhem. Dále je zapojení nevhodné pro vyrovnávací zásobníky, kondenzační kotle a zdroje dálkového tepla, protože při provozu s částečným zatížením se vždy směšuje teplé médium přívodu s ochlazeným ze zpětného potrubí a tím dochází ke zvýšení teploty vratného média.

Rychlá použitelnost horkého primárního média má z regulačně-technického hlediska pro spotřebiče velkou výhodu.

Provozování zdroje energie – tepla nebo chladu – s konstantním průtokem má dále výhody z hlediska regulačně-technického a částečně také z hlediska provozně-technického. Z energetického hlediska přináší konstantní průtok v primárním okruhu jistou nevýhodu, protože neumožňuje žádnou úsporu energie čerpadla.

Příklad: Dimenzování zapojení s obtokem

$$Q = 40 \text{ kW}$$

$$t_V = 6 \text{ °C}$$

$$t_R = 12 \text{ °C}$$

$$\Delta p_L = 25 \text{ kPa}$$

$$\Delta H = 70 \text{ kPa}$$

$$q_S = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{40}{4,19 \cdot (12 - 6)} = 5730 \text{ l/h}$$

Rozměr potrubí je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí.

Požadavek 1: $\Delta p_v \geq \Delta p_L$ (Tlakový rozdíl na regulačním ventilu musí být větší nebo roven tlakovému rozdílu na spotřebiči)

Krok 1: Výpočet minimálního tlakového rozdílu, který je možné použít.

Požadavek 2: $\Delta H \geq \Delta H_{min}$ (Minimální tlakový rozdíl na rozdělovači musí být větší nebo roven minimálnímu potřebnému tlakovému rozdílu)

$$\Delta H_{min} = \Delta p_{V,min} + \Delta p_L + \Delta p_{SRV} + \Delta p_{Schmu} \quad \Delta p_{SRV} \text{ minimálně } 3 \text{ kPa}$$

Pro určení tlakové ztráty uzavíracího ventilu (4115) a filtru (4111, 3/4", velikost ok 0,75 mm) byla zvolena hodnota kv_s pro dimenzi DN 40.

$$\Delta H_{min} = 25 + 25 + 3 + 0,8 = 53,8 [kPa]$$

Tím, že je $\Delta H = 70 \text{ kPa}$, je požadavek 2 splněn.

Krok 2: Výpočet teoretické hodnoty kv regulačního ventilu: ($\Delta p_{V,min} = 25 \text{ kPa}$)

$$k_{v,theo} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{V,min}}} = \frac{5730}{100 \sqrt{25}} = 11,46$$

Krok 3: Výběr hodnoty kv_s z konstrukční řady ventilů. V úvahu připadají ventily typu 4037 v dimenzi DN 25 s hodnotou kv_s 10,0 a DN 32 s hodnotou kv_s 16. Zpravidla je vhodné zvolit nižší hodnotu kv_s , aby bylo dosaženo potřebné tlakové ztráty.

Při $kv_s = 16$

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{V_s}} \right)^2 = \left(\frac{5730}{100 \cdot 16} \right)^2 = 12,82 \text{ kPa} \quad \text{požadavek 1 **nebyl** splněn!}$$

při $kv_s = 10$

$$\Delta p_V = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{V_s}} \right)^2 = \left(\frac{5730}{100 \cdot 10} \right)^2 = 32,8 \text{ kPa} \quad \text{požadavek 1 byl splněn!}$$

Regulační ventil má hodnotu kv_s 10 a rozměr DN 25.

Autorita ventilu je:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_L + \Delta p_V} = \frac{32,8}{25 + 32,8} = 0,57$$

Autorita ventilu by měla být mezi 0,35 a 0,75, nesmí být ale nižší než hodnota 0,25, jinak by byl systém nestabilní.

Krok 4: Dimenzování regulačního ventilu v přívodu větve 1a.

Určení tlakového rozdílu, který se musí seškrtnit:

$$\Delta p_{SRV1a} = \Delta H - (\Delta p_V + \Delta p_L + \Delta p_{Schmu}) = 70 - (32,8 + 25 + 0,8) = 11,4 \text{ kPa}$$

Zjištění hodnoty kv

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_S}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{5730}{100 \sqrt{11,4}} = 17,0$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 40 vychází přednastavení 4,8.

Krok 5: Projektování obtoku.

Pokud spotřebič neodebere žádný výkon, musí dimenze obtoku umožnit průtok celého hmotnostního toku.

Požadavek 3: $\Delta p_{SRV1b} = \Delta p_L$

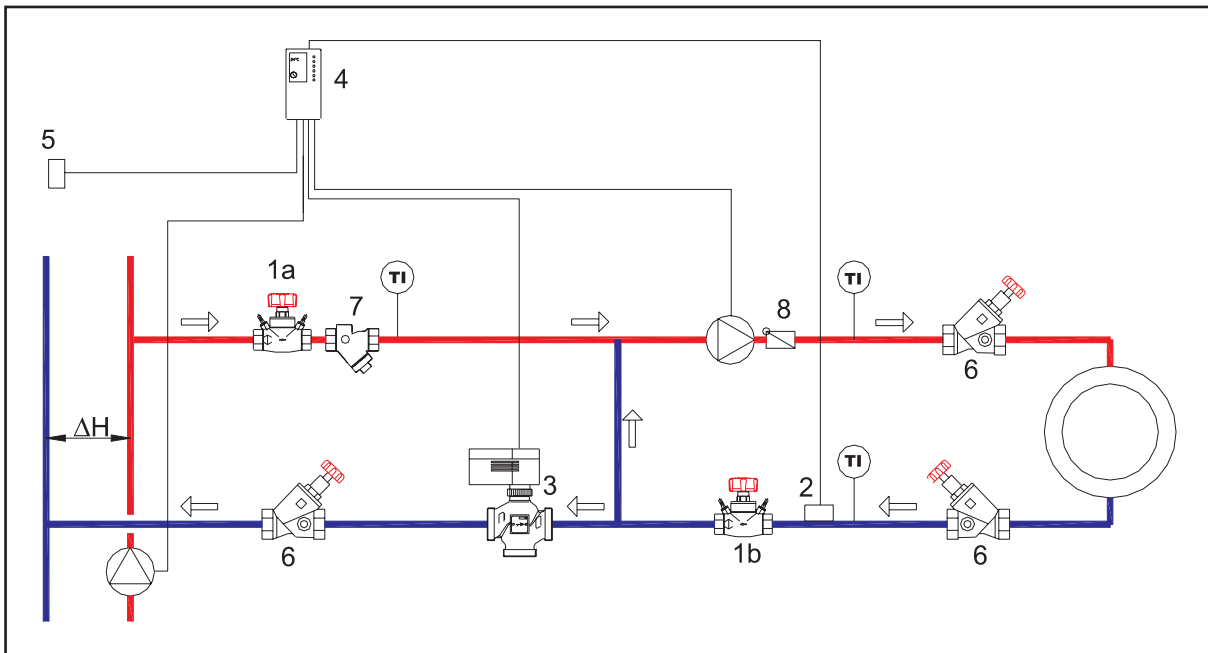
Požadavek 4: $q_{obtok} = q_S$

Z těchto požadavků může být projektována hodnota k_v ventilu v obtoku:

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_{obtok}}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{5730}{100 \sqrt{25}} = 11,46$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 40 vychází přednastavení 4,0.

7.3.3 Vstřikovací zapojení s přímým ventilem



Obrázek 7-16 Vstřikovací zapojení s přímým ventilem

1	regulační ventil	4217
2	příložné teplotní čidlo	7793
3	ventil s pohonem	4037+7712
4	regulátor vytápění	7793
5	teplotní čidlo	7793
6	uzavírací ventil	4115
7	filtr	4111
8	zpětný ventil	

Charakteristické rysy:

Je potřebný tlakový rozdíl.
Množství vody je na primární straně proměnné, na sekundární straně konstantní. Teplota u spotřebiče je proměnná.

Výhody:

Vhodné pro zařízení využívající kondenzační kotle nebo centralizovaný zdroj tepla. Provoz s rozdílnými teplotami v primárním a sekundárním okruhu (např. 45 °C na 90 °C).

Nevýhody:

Pro dimenzování regulačního ventilu musí být znám tlakový rozdíl, u registrů pro temperování je nebezpečí zamrznání u dlouhých potrubních vedení.

Použití:

- systémy s topnými tělesy
- podlahové vytápění
- teplovzdušné topné registry
- nízkoteplotní vytápění

U tohoto systému je množství cirkulující vody v sekundárním okruhu na rozdíl od škrticího zapojení konstantní. Tlakový rozdíl čerpadla neovlivňuje průtokové množství a tlakové poměry v sekundárním okruhu. Primární a sekundární průtoky vody mohou být nastaveny nezávisle na sobě. Proto je možné spojovat různé úrovně teplot.

Příklad: Dimenzování vstřikovacího zapojení s přímým ventilem

$$Q = 25 \text{ kW}$$

$$t_V = 45 \text{ °C}$$

$$t_R = 35 \text{ °C}$$

$$\Delta H = 25 \text{ kPa}$$

$$\Delta t_{\text{primární}} = 70 \text{ °C}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí.

$$q_p = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_p - t_R)} = 3600 \cdot \frac{25}{4,19 \cdot (70 - 35)} = 614 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí, údaje se berou z počítané větve.

$$q_s = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{25}{4,19 \cdot (45 - 35)} = 2148 \text{ l/h}$$

Požadavek 1: $p_v \geq \Delta H$ (Tlakový rozdíl regulačního ventilu musí být větší nebo roven tlakovému rozdílu na rozdělovači)

Krok 1: Výpočet teoretické hodnoty k_v regulačního ventilu: ($\Delta p_{v,\text{min}} = 25 \text{ kPa}$)

Krok 2: Výběr hodnoty k_{v_s} z konstrukční řady ventilů. V úvahu připadají ventily typu 7762 v dimenzi

$$k_{v,\text{theo}} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{v,\text{min}}}} = \frac{614}{100 \sqrt{25}} = 1,2$$

DN 10 s hodnotou k_{v_s} 1,0 nebo 1,6. Zde může být zvolena větší hodnota. Přebytek tlakového rozdílu bude odbourán regulačním ventilem větve 2.

Při $k_{v_s} = 1,6$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{614}{100 \cdot 1,6} \right)^2 = 14,7 \text{ kPa}$$

Potřebné 10,3 kPa se seškrtí regulačním ventilem větve.

Regulační ventil má hodnotu K_{vs} 1,2 a rozměr DN 10.

Autorita ventilu je:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} = \frac{14,7}{25} = 0,59$$

Autorita ventilu by měla být mezi 0,35 a 0,75, nesmí být ale nižší než hodnota 0,25, jinak by byl systém nestabilní.

Krok 3: Projektování regulačního ventilu větve 1a v přívodu

a) Výpočet tlakového rozdílu, který se musí seškrtit:

$$\Delta p_{SRV1a} = \Delta H - \Delta p_v = 25 - 14,7 = 10,3 \text{ kPa}$$

b) Výpočet hodnoty k_v

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_p}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{614}{100 \sqrt{10,3}} = 1,9$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 15 vychází přednastavení 2,0.

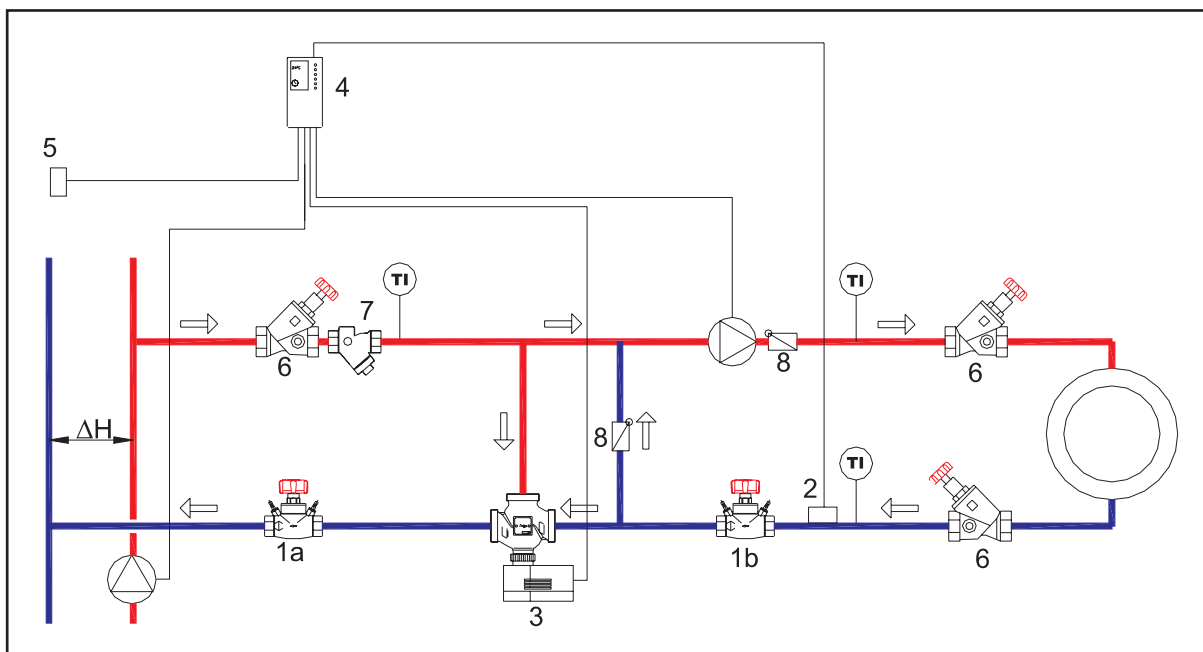
Krok 4: Projektování regulačního ventilu větve 1b.

Regulační ventil větve 1 je třeba projektovat s jmenovitou tlakovou ztrátou 3 kPa.

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{2148}{100 \sqrt{3}} = 12,4$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 32 vychází přednastavení 4,3.

7.3.4 Vstřikovací zapojení s trojcestným ventilem



Obrázek 7-17 Vstřikovací zapojení s trojcestným ventilem

1	regulační ventil	4217
2	příložné teplotní čidlo	7793
3	směšovací ventil s pohonem	4037+7712
4	regulátor vytápění	7793
5	teplotní čidlo	7793
6	uzavírací ventil	4115
7	filtr	4111
8	zpětný ventil	

Charakteristické rysy:

Je potřebný tlakový rozdíl.

Množství vody na primární straně konstantní, na sekundární straně konstantní. Teplota na sekundární straně proměnná.

Výhody:

Konstantním objemovým tokem na sekundární straně se dosahuje vynikající regulovatelnosti. Autorita je téměř 1, protože potrubní úsek s proměnným množstvím nemá téměř žádnou tlakovou ztrátu. Velmi rychlá reakce, protože je stále k dispozici horká voda. Mohou být spojovány různé úrovně teplot.

Nevýhody:

Trvale zvýšená teplota vratného toku, proto je nevhodné pro zařízení využívající kondenzační kotle nebo centralizovaný zdroj tepla.

Použití:

- systémy s topnými tělesy
- nízkoteplotní vytápění
- teplovzdušné topné registry
- podlahové vytápění

Výhodou tohoto zapojení je velmi rychlá reakce při zátoku, protože na regulačním ventilu je stále k dispozici horká voda. Těto vlastnosti se využívá při montáži topných registrů, kde jsou rychle zapotřebí velká množství energie. Další, již dříve zmíněnou výhodou je autorita ventilu s hodnotou téměř 1, protože potrubní úsek s proměnným množstvím nemá téměř žádnou tlakovou ztrátu.

U tohoto zapojení je rovněž možné využívat rozdílné teploty v primárním a sekundárním okruhu.

Příklad: Dimenzování vstřikovacího zapojení s trojcestným ventilem

$$Q = 90 \text{ kW}$$

$$t_V = 75 \text{ °C}$$

$$t_R = 55 \text{ °C}$$

$$\Delta H = 40 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{primární}} = 90 \text{ °C}$$

$$q_p = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_p - t_R)} = 3600 \cdot \frac{90}{4,19 \cdot (90 - 55)} = 2209 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí.

$$q_s = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{90}{4,19 \cdot (75 - 55)} = 3866 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí, údaje se berou z počítané větve.

Požadavek 1: $\Delta p_v > 3 \text{ kPa}$

Krok 1: Výpočet teoretické hodnoty k_v regulačního ventilu:

$$k_{v,theo} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{v,min}}} = \frac{3866}{100 \cdot \sqrt{3}} = 22,3$$

Krok 2: Výběr hodnoty k_{v_s} z konstrukční řady ventilů. Z řady ventilů 4037 připadá v úvahu ventil DN 32 s hodnotou k_{v_s} 16 a ventil DN 40 s hodnotou k_{v_s} 25.

Při $k_{v_s} = 25$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{3866}{100 \cdot 25} \right)^2 = 2,4 \text{ kPa}$$

Při $k_{v_s} = 16$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{3866}{100 \cdot 16} \right)^2 = 5,8 \text{ kPa}$$

Regulační ventil má hodnotu k_{v_s} 16 a rozměr DN 32.

Autorita ventilu je:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v} = \frac{5,8}{5,8} = 1$$

(Ke změnám průtoku dochází pouze v obtoku)

Krok 3: Dimenzování regulačního ventilu větve 1a v přívodu

a) Určení tlakového rozdílu, který se musí seškrýt:

$$\Delta p_{SRV1a} = \Delta H - \Delta p_v = 40 - 5,8 = 34,2 \text{ kPa}$$

b) Zjištění hodnoty k_v

$$k_{SRV1a} = \frac{q_p}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{3866}{100 \cdot \sqrt{34,2}} = 6,6$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 40 vychází přednastavení 3,0.

Krok 4: Dimenzování regulačního ventilu větve 1b ve vratném potrubí
Regulační ventil větve 1 je třeba navrhnout na jmenovitou tlakovou ztrátou 3 kPa.

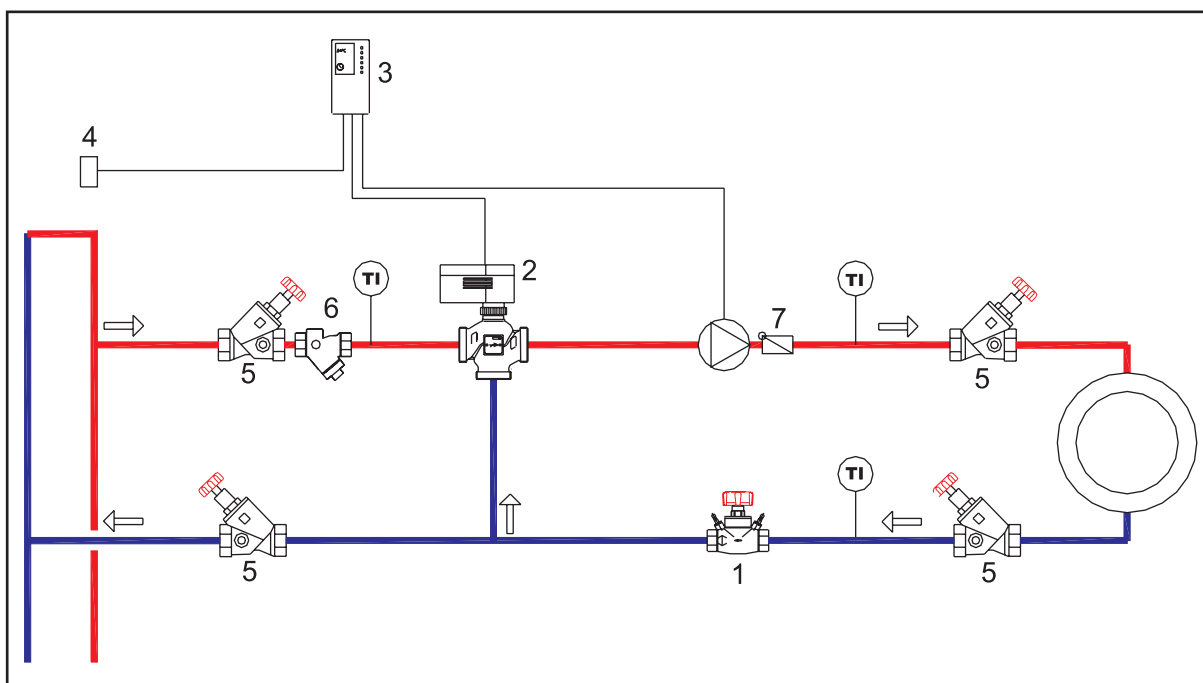
$$k_{SRV1b} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{3866}{100 \sqrt{3}} = 22,3$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 40 vychází přednastavení 5,8.

Krok 5: Dimenzování obtoku.

Obtok musí být navržen pro celkové průtokové množství vody sekundárního okruhu.

7.3.5 Směšovací zapojení



Obrázek 7-18 Směšovací zapojení

1	regulační ventil	4217
2	směšovací ventil s pohonem	4037+7712
3	regulátor ohřevu	7793
4	teplotní čidlo	7793
5	uzavírací ventil	4115
6	filtr	4111
7	zpětný ventil	

Charakteristické rysy:

Není přípustný tlakový rozdíl.
Množství vody na primární straně proměnné,
na sekundární straně konstantní. Teplota na
sekundární straně proměnná.

Výhody:

Konstantním objemovým tokem na sekundární straně se dosahuje vynikající regulovatelnosti. Autorita u připojení na beztlaký rozdělovač je téměř 1.

Nevýhody:

Teplotní úroveň na primární straně a sekundární straně se nesmí příliš lišit. To znamená, že nízkoteplotní systém nemůže být propojen se systémem provozovaným s vysokou teplotou. Na primární straně není povolen žádný tlakový rozdíl.

Použití:

- systémy s topnými tělesy
- teplovzdušné topné registry

Toto hydraulické zapojení pracuje v protikladu k zapojení s obtokem s proměnným množstvím vody v primárním okruhu a konstantním množstvím vody v sekundárním okruhu. Z hlediska

uživatele se jedná o regulaci s proměnnou teplotou a konstantním průtokem. Tento druh hydraulického zapojení je v technice vytápění nejrozšířenější, protože je jednoduše realizovatelný.

Regulační ventil ve vratném potrubí je určen k omezení průtokového množství.

Příklad: Dimenzování směšovacího zapojení

$$\begin{aligned}
 Q &= 20 \text{ kW} \\
 t_V &= 80 \text{ °C} \\
 t_R &= 60 \text{ °C} \\
 \Delta p_L &= 25 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

$$q_s = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{20}{4,19 \cdot (80 - 60)} = 860 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí, údaje se berou z počítané větve.

Krok 1: Výpočet teoretické hodnoty k_V regulačního ventilu: ($\Delta p_{v,\min} = 3 \text{ kPa}$)

$$k_{v,theo} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{v,\min}}} = \frac{860}{100 \sqrt{3}} = 4,9$$

Krok 2: Výběr hodnoty k_{v_s} z konstrukční řady ventilů. Z řady ventilů 4037 připadá v úvahu ventil DN 20 s hodnotou k_{v_s} 6,3 a ventil DN 15 s hodnotou k_{v_s} 4. Zpravidla je vhodné zvolit nižší hodnotu k_{v_s} , aby bylo dosaženo potřebné tlakové ztráty.

Při $k_{v_s} = 6,3$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{860}{100 \cdot 6,3} \right)^2 = 1,86 \text{ kPa} \quad \Delta p_v < 3 \text{ kPa} !$$

Při $k_{v_s} = 4,0$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_s}{100 \cdot K_{v_s}} \right)^2 = \left(\frac{860}{100 \cdot 4,0} \right)^2 = 4,62 \text{ kPa} \quad \Delta p_v > 3 \text{ kPa}$$

Regulační ventil má hodnotu k_{v_s} 4,0 a rozměr DN 15.

V primárním okruhu jsou umístěny dva uzavírací ventily (4115 3/4") a jeden filtr (4111, 3/4", velikost ok 0,75 mm).

Autorita ventilu je

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_v + 2 \cdot \Delta p_{Ab} + \Delta p_{Schmu}} = \frac{4,62}{4,62 + 2 \cdot 0,7 + 1,3} = 0,63$$

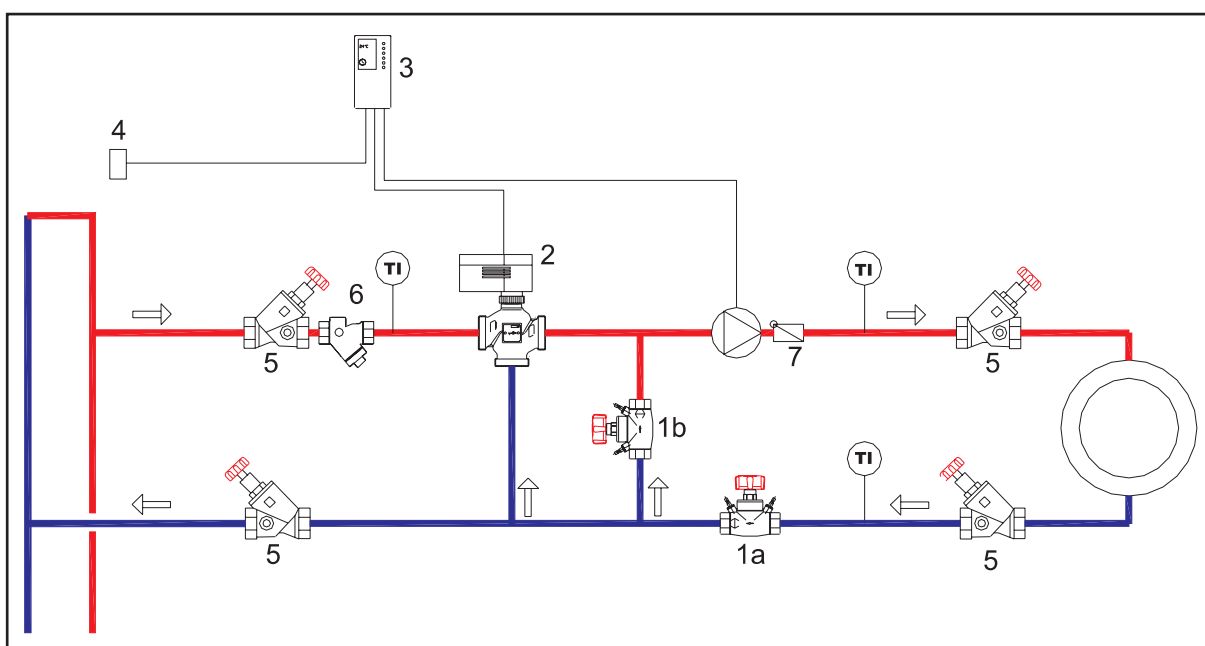
Tlaková ztráta směšovacího ventilu musí být dodatečně vyrovnána oběhovým čerpadlem.

Krok 3: Dimenzování regulačního ventilu větve na 3 kPa

$$k_{v,SRV} = \frac{q_s}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV}}} = \frac{860}{100 \sqrt{3}} = 4,9$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 20 vychází přednastavení 3,7.

7.3.6 Dvouokruhové směšovací zapojení



Obrázek 7-19 Dvouokruhové směšovací zapojení

1	regulační ventil větve	4217
2	směšovací ventil s pohonem	4037+7712
3	regulátor ohřevu	7793
4	teplotní čidlo	7793
5	uzavírací ventil	4115
6	filtr	4111
7	zpětný ventil	

Charakteristické rysy:

Není přípustný tlakový rozdíl.

Množství vody na primární straně i sekundární straně konstantní. Teplota na sekundární straně proměnná.

Výhody:

Při napojení na beztlakový rozdělovač nebo rozdělovač s nízkým tlakem je autorita regulačního ventilu téměř 1 (tzn. dobrá regulovatelnost). Může být použito k připojení nízkoteplotního topení (např. 45 °C na 90 °C). Rychlá reakce při zátoku.

Nevýhody:

Na primární straně není povolen žádný tlakový rozdíl. Při použití tlakového rozdělovače je bezpodmínečně nutné použít „beztlakové“ směšovací zapojení.

Použití:

- nízkoteplotní vytápění
- podlahová vytápění

Směšovací zapojení s pevným obtokem se používá v případech, kde se vyskytují velké teplotní rozdíly mezi primárním a sekundárním okruhem.

Obtok se nachází v sekundárním okruhu před regulačním ventilem. Jím protéká stále množství vratného média nezávisle na poloze trojcestného ventilu.

Toto zapojení je velmi rozšířené u systémů podlahového vytápění a je také vhodné pro zařízení využívající kondenzační kotle nebo centralizovaný zdroj tepla.

Příklad: Dimenzování dvouokruhového směšovacího zapojení s obtokem

$$\begin{aligned}
 Q &= 40 \text{ kW} \\
 t_V &= 45 \text{ °C} \\
 t_R &= 35 \text{ °C} \\
 t_P &= 70 \text{ °C} \\
 \Delta p_L &= 25 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

$$q_p = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_P - t_R)} = 3600 \cdot \frac{40}{4,19 \cdot (70 - 35)} = 982 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí.

$$q_s = 3600 \cdot \frac{Q}{c \cdot (t_V - t_R)} = 3600 \cdot \frac{40}{4,19 \cdot (45 - 35)} = 3437 \text{ l/h}$$

Rozměr trubek je závislý na materiálu a přípustném tření v potrubí

Krok 1: Výpočet teoretické hodnoty k_v regulačního ventilu: ($\Delta p_{v,min} = 3 \text{ kPa}$)

$$k_{v,theo} = \frac{q_p}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{v,min}}} = \frac{982}{100 \sqrt{3}} = 5,7$$

Krok 2: Výběr hodnoty k_{vs} z konstrukční řady ventilů. Z řady ventilů 4037 připadá v úvahu ventil DN 20 s hodnotou $k_{vs} 6,3$ a ventil DN 15 s hodnotou $k_{vs} 4$. Zpravidla je vhodné zvolit nižší hodnotu k_{vs} , aby bylo dosaženo potřebné tlakové ztráty.

při $k_{vs} = 6,3$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{100 \cdot K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{982}{100 \cdot 6,3} \right)^2 = 2,4 \text{ kPa} \quad \Delta p_v < 3 \text{ kPa}$$

při $k_{vs} = 4,0$

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_p}{100 \cdot K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{982}{100 \cdot 4,0} \right)^2 = 6,0 \text{ kPa} \quad \Delta p_v > 3 \text{ kPa} !$$

Regulační ventil má hodnotu $k_{vs} 4,0$ a rozměr DN 15.

Autorita ventilu je:

$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_v + \Delta p_{SRV2}} = \frac{6}{6+6} = 0,5$$

Tlaková ztráta směšovacího ventilu musí být dodatečně vyrovnána oběhovým čerpadlem.

Krok 3: Dimenzování regulačního ventilu větve 1a na 3 kPa.

$$k_{v,SRV1a} = \frac{q_S}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1a}}} = \frac{3437}{100 \sqrt{3}} = 19,8$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 40 vychází přednastavení 5,3.

Krok 4: Dimenzování obtoku.

a) Průtok obtokem vypočteme ze vztahu:

$$q_{Bypass} = q_S - q_P = 3437 - 982 = 2455 \text{ [l/h]}$$

b) Dimenze regulačního ventilu větve 1b se určí z tlakové ztráty regulačního ventilu (7,6 kPa)

$$k_{v,SRV1b} = \frac{q_{Bypass}}{100 \cdot \sqrt{\Delta p_{SRV1b}}} = \frac{2455}{100 \sqrt{6}} = 10$$

Pro regulační ventil přímý 4217 v dimenzi DN 32 vychází přednastavení 4.

7.3.7 Zapojení s hydraulickým oddělovačem

Možností jak hydraulicky oddělit kotlový okruh od dalších topných okruhů je zabudování hydraulického oddělovače.

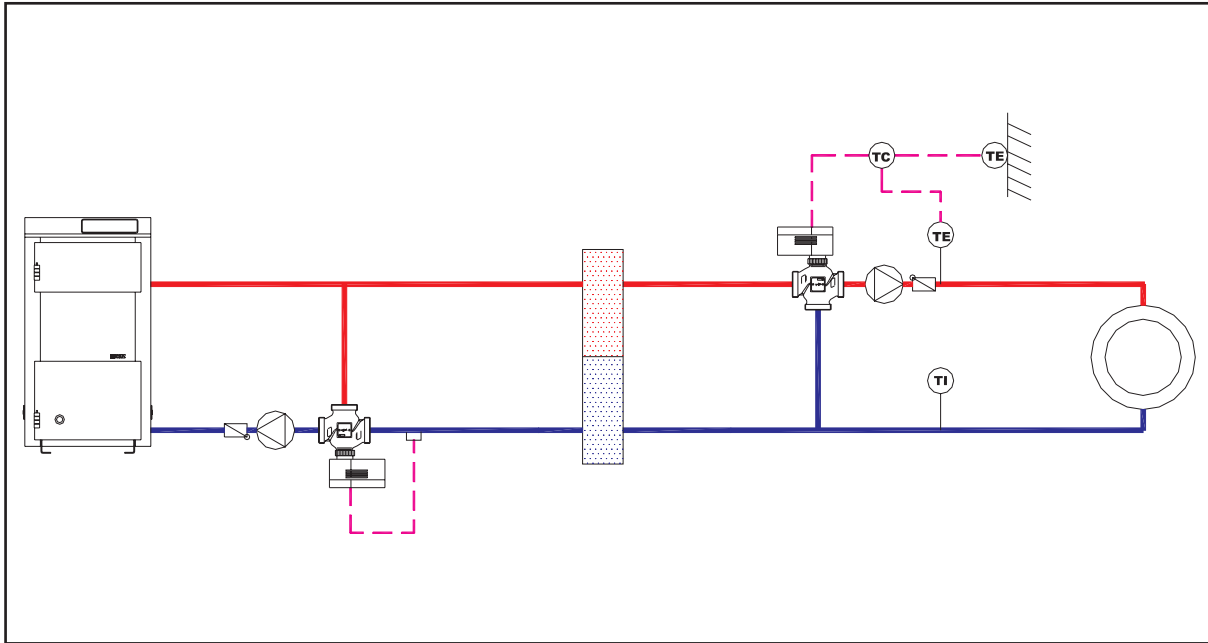
Obtokem bez tlakového rozdílu, kterým může protékat medium v obou směrech mohou být oba okruhy propojeny bez vzájemného ovlivňování.

Jak příznivý vliv má toto zapojení na funkci jednotlivých okruhů je patrné z následujícího:

- nedochází k hydraulickému ovlivňování mezi kotlem a topným obvodem
- výroba a systém rozvodu tepla jsou zatěžovány pouze odpovídajícími průtoky vody

- regulační systémy kotlových okruhů se vzájemně neovlivňují
- regulační členy pracují na obou stranách hydraulického vyrovnávacího potrubí optimálně
- bezproblémové dimenzování čerpadla kotle a regulačních členů kotlového okruhu

Hydraulický oddělovač se zapojí mezi zdroj tepla a rozdělovač (obrázek 7-20). Aby se dosáhlo tepelného oddělení přívodního a vratného potrubí, je potřebná svislá montážní poloha. Kromě toho by měla vzdálenost trubek mezi přívodním a vratným potrubím odpovídat minimálně třem až čtyřem průměrům trubky, aby byl vytvořen uklidňovací úsek.



Obrázek 7-20 Zapojení s hydraulickým oddělovačem

Zapojení hydraulického oddělovače předpokládá správné vyvážení průtoků vody v primárním a sekundárním okruhu (obrázek 7-22 nahoře). Jmenovitý průtok vody v primárním okruhu q_p má být roven jmenovitému průtoku vody v sekundárním okruhu q_s . Ty se vypočítají následovně:

Pro primární okruh

$$q_p = \frac{\Phi_p}{c \cdot (\theta_1 - \theta_2)}$$

Pro sekundární okruh

$$q_s = \frac{\Phi_s}{c \cdot (\theta_3 - \theta_4)}$$

Kde:

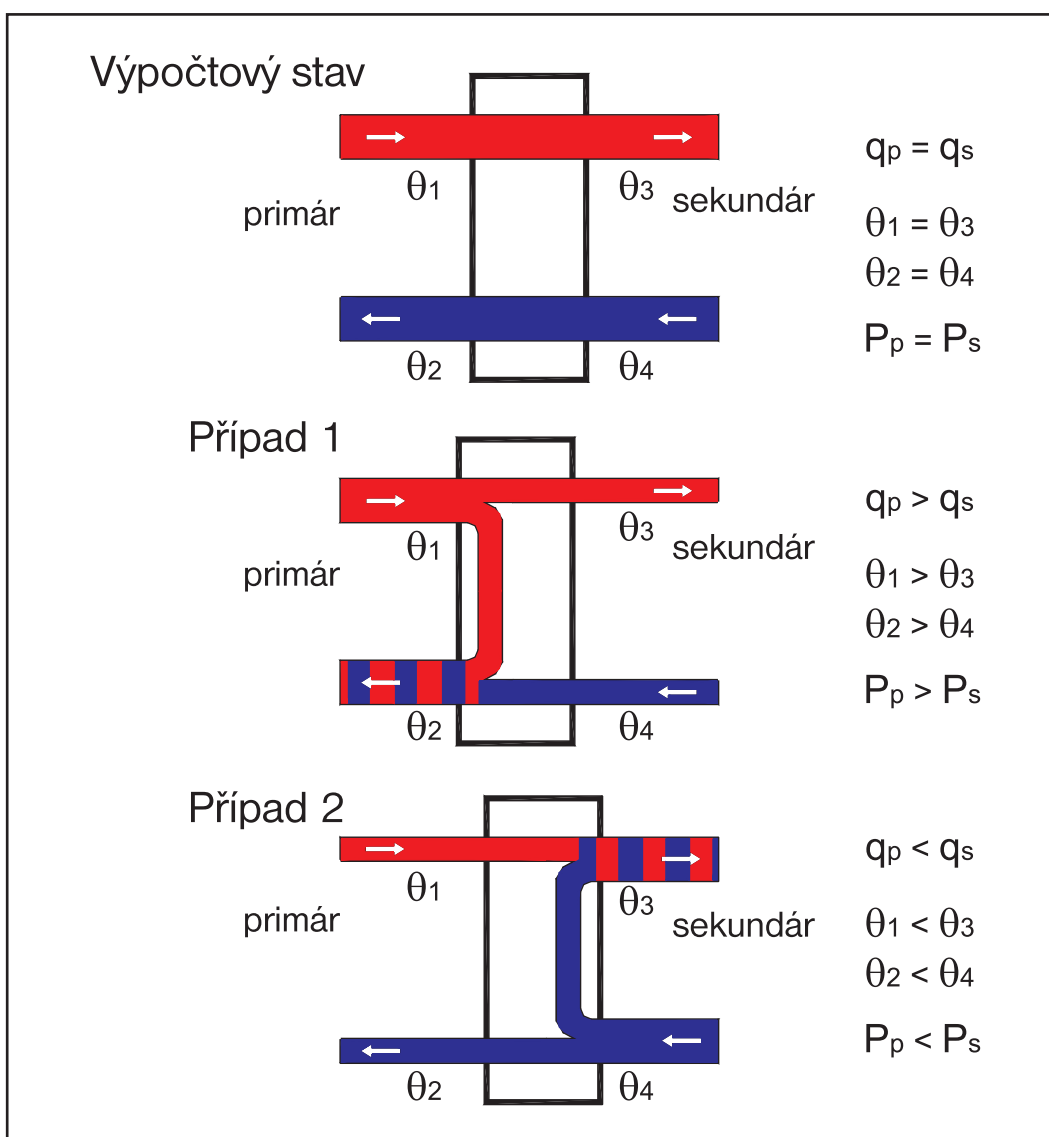
q_p	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	jmenovitý průtok vody v primárním okruhu
q_s	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	jmenovitý průtok vody v sekundárním okruhu
Φ_p	kW	tepelný výkon zdroje tepla
θ_1	$^{\circ}\text{C}$	teplota přivodu od zdroje tepla
θ_2	$^{\circ}\text{C}$	teplota vratná ke zdroji tepla
θ_3	$^{\circ}\text{C}$	teplota na přivodu ke spotřebiči tepla
θ_4	$^{\circ}\text{C}$	teplota vratná ze spotřebiče tepla
Φ_s	kW	tepelný výkon předávání tepla (sekundární strana)
c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita

Špatné nebo vůbec žádné vyvážení se může nepříznivě projevit na provozu topného systému. To je znázorněno na obr. 7-21 dole. Průtok vody sekundárním okruhem je v tomto případě větší než primárním okruhem. Zde dochází k přimíchávání ochlazené vody z topného systému. Tento případ bude způsobovat problémy při plném zatížení, kdy nebude možné vyrobené teplo předat instalovanými topnými plochami. Je-li průtok vody primárním okruhem větší než sekundárním okruhem (obr. 7-21 uprostřed), dochází k přimíchávání teplé vody ze zdroje tepla do vratné vody ke zdroji tepla. Tento případ může mít příznivý vliv na provoz, protože dojde ke zvýšení teploty zpětného toku. Při využití tepelných čerpadel je nutno tento případ vyloučit.

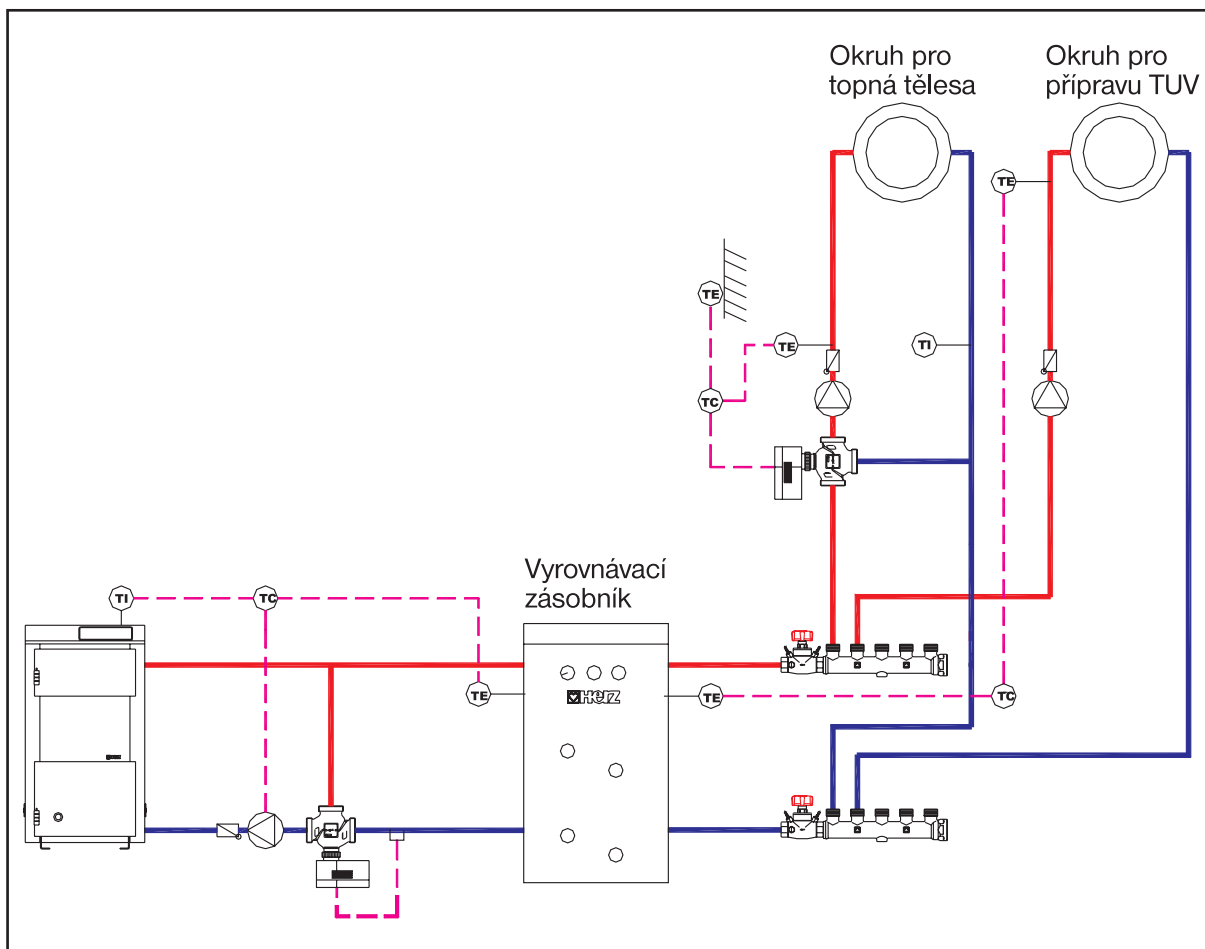
Dimenzování hydraulického oddělovače:

V zásadě by měla mezi přivodním a zpětným potrubím vznikat zanedbatelná tlaková ztráta. Aby se toho dosáhlo v hydraulickém oddělovači, nesmí rychlost proudění podle ÖNORM H 5142 překročit **0,15 m.s⁻¹**. Z tohoto údaje a jmenovitého průtoku vody primárního okruhu q_p může být vypočítán průměr hydraulického oddělovače. Tím jsou hydraulické požadavky splněny.

Druhá možnost, jak od sebe oddělit různé topné obvody, je použití vyrovnávacího zásobníku, jak je znázorněno na obr. 7-22.



Obrázek 7-21 Funkce hydraulického oddělovače



Obrázek 7-22 Topný systém s vyrovnávacím zásobníkem jako hydraulickým oddělovačem

Vyrovňovací zásobník má hlavní úkol přechodně akumulovat nepotřebnou energii do té doby, než dojde k jejímu využití. Tím je možné dosáhnout lepšího využití zdroje tepla.

Vyrovňovací zásobníky se instalují přednostně v případech využití kotlů na tuhé palivo, tepelných čerpadel a solárních zařízení. V těchto případech to znamená zlepšení stupně využití. Vedle své hlavní funkce plní vyrovnávací zásobník také funkci hydraulického oddělovače. Například tepelná čerpadla pracují s teplotním spádem asi 5 K, na rozdíl od systémů rozvodu tepla pracujících s teplotními spády 15 až 20 K.

Proto je průtokové množství na straně zdroje tepla 3 až 4 krát větší než v systému rozvodu tepla. K realizaci hydraulického oddělení je potřebný vyrovnávací zásobník, dále jedno oběhové čerpadlo v primárním i sekundárním okruhu.

Podle zkušeností z praxe se vyrovnávací zásobníky navrhují tak, že na kW výkonu zdroje tepla se počítá nejméně se 40l obsahu nádrže.

Dimenzování vyrovnávacího zásobníku pro kotel na pevná paliva. (Podklad pro projektování podle (EN 303-5):

$$V_{sp} = 15 \cdot T_B \cdot Q_N \cdot \left(1 - 0,3 \frac{Q_H}{Q_{min}} \right)$$

Kde:

V_{sp}	l	obsah vyrovnávacího zásobníku
T_B	h	doba spalování při jmenovitém tepelném výkonu
Q_N	kW	jmenovitý tepelný výkon
Q_H	kW	potřeba tepla budovy
Q_{min}	kW	nejmenší tepelný výkon

7.4 Kritéria pro výběr regulace vytápění

Regulace teploty v jednotlivých místnostech	RR
Rodinný dům s hlavním obývacím pokojem	RR
Rodinný dům s více navzájem propojenými obytnými místnostmi	RR
Rodinný dům s více rovnocennými hlavními obytnými místnostmi - regulace teploty (ekvitermni) vody v závislosti na venkovní teplotě	WVR
Rodinné domy pro více rodin, školy, kanceláře apod. se zónovou regulací	WVR

Pamatujte si:

- V referenčním prostoru nesmí být namontován žádný termostatický ventil.
- Čidla v místnostech zachycují tepelné zisky (sluneční energie, lidi, přístroje).
- U podlahového vytápění dochází při regulaci teploty místnosti RR k většímu zpoždění, má však smysl i u systémů provedených za mokra s 5 cm betonovou mazaninou.

Optimalizace vytápění jako přídatná funkce:

- Ve dne pracující jako WVR.
- Spínacími hodinami se přepne na tlumené vytápění s RR podle referenční místnosti. Základní teplota se udržuje přitápěním.
- Co nejpozději se zapne vytápění s maximálním výkonem. Poté se přepne na provoz WVR.

Při správné kombinaci těchto typů regulace se dosáhne snížení spotřeby energie.

7.4.1 Správné umístění pokojového čidla

a) Z hlediska regulační techniky

Jako referenční místnost pro regulaci teploty místností má být z hlediska stavebně-technického zvolena spíše chladnější místnost pro denní pobyt. V osluněných místnostech má být tepelný zisk zachycen termostatickým ventilem.

b) Z hlediska měřicí techniky

Pokojové čidlo musí měřit teplotu v místnosti správně. Teplota místnosti se skládá z teploty vzduchu a teploty sálání okolní plochy.

Montážní místo:

- ne na slunci
- ne v blízkosti zdrojů tepla, např. svítidel
- ne u zahříváných stěn, např. trubky topného systému
- ne ve výklencích nebo rozích, kde vzduch neproudí
- ne na vnější zdi
- ne v blízkosti dveří do nevytápěných místností
- nepřipojovat na elektroinstalační trubku. Proudění chladného vzduchu vyvolané větrem nebo termikou může výsledek měření silně ovlivnit.

7.4.2 Správné umístění venkovního čidla

a) Z hlediska regulace

V osluněných místnostech je nutná montáž termostatických ventilů.

Poloha hlavních místností	Umístění - stěna
S	S
V	V – zastínit ranní slunce
J	Z – vzhledem k akumulaci tepla jižní stěnou
Z	Z
různé	SZ, S

b) Z hlediska měřicí techniky

- výška 1. patro
- chránit před ovlivňujícím teplem, např. nad okny
- ne ve výklencích, nýbrž na rozích domů

7.4.3 Správné umístění čidla na přívodu topného média

a) Z hlediska regulace

umístit za směšovací bodem (např. za směšovačem)

b) Z hlediska měřicí techniky

- kvůli promísení umístit za čerpadlem pokud možno ve svislém potrubí
- kvůli zpožděné reakci nemontovat příliš daleko od směšovacího bodu
- krátká připojovací hrdla a dlouhá ponorná čidla směřovaná proti směru proudění
- příložné čidlo připevnit k povrchu potrubí a potom tepelně izolovat

$$q_m = \frac{\Phi_H}{c \cdot \Delta\theta}$$

7.5 Regulace pro nízkoteplotní vytápění

U nízkoteplotního vytápění je nutné volit malý teplotní spád z důvodu zvýšení střední teploty topných těles a tím dosáhnout jejich menších rozměrů. To je podmíněno většinou 2...4 násobným zvýšením průtoku média v topném okruhu v poměru ke kotlovému okruhu, přičemž je výhodné pracovat s **pevně nastaveným obtokem**. Regulační rozsah ventilu se tím podstatně zvětší a hodnot dosažených při úhlovém nastavení 90° se dosáhne již při 60 °C.

U monovalentních zařízení s tepelnými čerpadly není **obtok** potřebný, protože teplotní spád okruhu s tepelnými čerpadly je rovněž malý, ale u bivalentních zařízení by měl být instalován hydraulický oddělovač.

Při kombinaci regulace směšování (centrálně) a škrčení (místně termostatickými ventily) může docházet ke zvýšenému diferenčnímu tlaku. Pro řešení tohoto problému jsou 3 možnosti:

- přepouštěcí ventil
- regulátor tlakového rozdílu
- čerpadla s elektronickou regulací tlakového rozdílu

Při a) tlumeném nočním provozu nebo
b) nízkých teplotách přívodu média je vhodné instalovat oběhové čerpadlo s regulovatelným počtem otáček.

Provozem čerpadla s nižšími otáčkami ve fázi tlumeného vytápění dojde ke snížení objemového průtoku a tím i k úsporám energie.

Podlahové vytápění a tepelné čerpadlo

Pro monovalentně provozované tepelné čerpadlo může být předávání tepla teplovodním podlahovým vytápěním regulováno následovně:

- manuálně nastavením teploty vratné vody na tepelném čerpadle (je to vlastně řízení a podlaha slouží jako vyrovnávací zásobník) nebo
- automaticky v závislosti na teplotě místnosti. Vzhledem k setrvačnosti podlahového vytápění se pro regulaci v závislosti na teplotě místnosti hodí i dvupolohový regulátor, který zapíná a vypíná kompresor. Oběhové čerpadlo pro vytápění musí zůstat přítom v provozu, aby kompresor tepelného čerpadla nespínal příliš často (max. 6 × za hodinu).

Také regulace vratné vody v závislosti na venkovní teplotě může být u podlahových vytápění provedena pomocí dvupolohového regulátoru.

Předání tepla v jednotlivých místnostech se u podlahového vytápění vyváží podle jednotlivých potřeb škrcením jednotlivých regulačních ventilů na rozdělovačích topných okruhů. Předávání tepla jednotlivými topnými okruhy může být regulováno také **pokojevým regulátorem** spínajícím elektrotermické pohony na jednotlivých ventilech rozdělovačů. Tím je možné například u místností orientovaných na jih zabránit přetápění.

U **bivalentních zařízení** musí být regulace podlahového vytápění prováděna stejně jako u běžných vytápění, přičemž je samozřejmě výhodné doplnit regulaci teploty topné vody směšováním ještě regulací pokojové teploty. U takových zařízení se podlaha nevyužívá jako zásobník tepla, nýbrž jako vyrovnávací zásobník (zátěžový zásobník) s regulací teploty vody v přívodu do topného okruhu.

8 Speciální armatury v teplovodních systémech

8.1 Výběr regulačních armatur

8.1.1 Určení regulační armatury

Regulační členy: ventily, kohouty, škrtkící klapky

Servopohony: ručně, hydraulicky, pneumaticky, elektromotoricky, elektrotermicky, elektrohydraulicky

Typ regulační armatury: trojcestné směšovací a rozdělovací ventily, troj a čtyřcestné kohouty, dvojcestné škrtkící ventily

Médium: teplá-horká voda, chladivo, pára

Jmenovitý tlak: PN6/10/16/25/40 bar

Provozní tlak: Jmenovité tlaky PN 6/10/16/25/40 bar
Jmenovité tlaky odpovídají provozním tlakům do 120 °C. U vyšších teplot se nacházejí přípustné provozní tlaky pod hodnotou PN

Materiál: Červený bronz RG 5 (závitové části)
Šedá litina GG 20 (přírubové části GG 38 do PN 16)
Feroslitina GGG 42 do PN 25
Ocelolitina GS 45,5 do PN 40

8.1.2 Určení parametrů regulačních ventilů podle údajů zařízení

- (1) - jmenovitý objemový průtok q_{v100}
- (2) - potřebný tlakový rozdíl Δp_D na otevřené regulační armatuře při jmenovitém zatížení q_{v100}

Pamatujte si:

U zcela otevřené regulační armatury - tedy při q_{v100} musí být její tlaková ztráta Δp_{100} nejméně tak velká jako tlaková ztráta části potrubí s proměnným průtokem, aby byla autorita ventilu větší než 0,5
 $\Delta p_{100} \geq p_D$

- (3) - průtokový součinitel regulační armatury

$$k_v \leq \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_D}}$$

Požadovaná hodnota podle výpočtu s úseku s proměnným průtokem

Kde:

- | | | |
|------------|----------------------------------|---|
| k_v | $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | průtokový součinitel ventilu při částečném otevření |
| Δp | bar | tlaková ztráta |
| q_v | $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | objemový průtok |

- (4) - maximálně dosažitelný tlakový rozdíl na uzavřené regulační armatuře Δp_{max} (ten odpovídá většinou nulové dopravní výšce čerpadla)
- p_{max} je největší přípustný tlakový rozdíl na regulační armatuře, při kterém servomotor ještě těsně uzavírá tuto armaturu

8.1.2.1 Průtokový součinitel ventilu a jeho volba

bude

Průtokový součinitel ventilu udává průtok v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlakové ztrátě ventilu 1 bar.

$$\text{průtok } q_v = k_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$$

$$\Delta p_v = \Delta p_{MV}$$

Autorita ventilu:

Volba ventilu:

$$a_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{MV}}$$

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_v}}$$

 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Kde:

Δp_v tlaková ztráta ventilu

Δp_{MV} tlaková ztráta úseku s proměnným průtokem

důležité:

$$0,3 \leq a_v \leq 0,7$$

$$\text{při } a_v = 0,5$$

Příklad: Ventil topného tělesa

Topné těleso: $\Phi = 4,65 \text{ kW}$ při $\Delta\theta = 20 \text{ K}$

$$\text{Množství vody: } q_v = \frac{4650}{1,163 \cdot 20 \cdot 1} = 200 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} = 0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

požadovaná tlaková ztráta $\Delta p_D = 2 \text{ kPa} = 200 \text{ mmWS} = 20 \text{ mbar} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$

$$k_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_D}} = \frac{0,2}{\sqrt{20 \cdot 10^{-3}}} = 1,41$$

pro HERZ-TS-90-E, DN 15, rohové provedení, bude proporcionální odchylka $> 2 \text{ K}$.

Tlaková ztráta je příliš nízká, proto je pro proporcionální odchylku 2K při DN 15 potřebný $k_v = 0,9$. Tlaková ztráta bude:

$$\Delta p = \left(\frac{q_v}{k_v} \right)^2 = \left(\frac{0,2}{1,1} \right)^2 = 49,38 \cdot 10^{-3} \text{ bar} = 49 \text{ mbar} = 4,9 \text{ kPa}$$

Příklad: Termostatický ventil

V rozvětvené potrubní síti je zapotřebí pro výše uvedené otopné těleso vybrat takový termostatický ventil TV s proporcionální odchytkou 2 K, aby byl zbytkový tlak 20 kPa = 200 mbar seškrčen ventilem.

$$k_{vs} = \frac{q_v}{\sqrt{p_v}} = \frac{0,2}{\sqrt{200 \cdot 10^{-3}}} = 0,45$$

Zvoleno: HERZ-TS-90-k_v, vložka E
Proporcionální odchytkou zvolené vložky je < 2K

U TV s většími k_v = 0,6 musí být dodatečně instalována **přednastavitelná** šroubení do výstupu z topného tělesa.

$$\Delta p_v = \left(\frac{q_v}{k_v} \right)^2 = \left(\frac{0,2}{0,6} \right)^2 = 111 \cdot 10^{-3} \text{ bar} = 111 \text{ mbar}$$

S tlakem pro seškrčení ve šroubení na výstupu z tělesa $\Delta p = 200 - 111 = 89 \text{ mbar}$ vychází dle diagramu pro HERZ-RL-5, DN 15, rohové provedení, přednastavení $V = 3,5$ nebo $k_v = 0,7$.

Příklad: Dodatečné vybavení všech ventilů termostatickými regulátory teploty

Existující ventil v rohovém provedení TS 7724 s $k_{vs} = 1,9$ je zcela otevřen a má být upraven na termostatický provoz (montáž termostatické hlavice) při proporcionální odchytky 2 K.

$$q_v = 200 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} = 0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Dosud bez termostatického provozu:

$$\Delta p_v = \left(\frac{0,2}{1,9} \right)^2 = 0,011 \text{ bar} = 11 \text{ mbar} = 1,1 \text{ kPa}$$

Nově s termostatickou hlavici:

$$k_v = 0,6 \text{ pro } 2 \text{ K} = \Delta X_p$$

$$\Delta p_{vT} = 100 \left(\frac{0,2}{0,6} \right)^2 = 11,1 \text{ kPa}$$

Správně navrženým oběhovým čerpadlem, nebo zvýšením počtu otáček je nutné dosáhnout zvýšení tlaku:

$$\Delta p = 10 \text{ kPa} = 1 \text{ mWS při požadovaném množství vody}$$

Příklad: Dodatečná vybavení jedné části zařízení termostatickými regulátory teploty

Jak je patrné z předchozího příkladu, tlaková ztráta ventilu se v důsledku osazení termostatickými hlaviciemi zvýší na 10 násobek. Paralelně zapojený ventil topného tělesa má dosud 11 mbar a nebude vybaven termostatickým regulátorem teploty.

V důsledku toho vzniká na uzlu odbočení rozdíl tlaků KDD = 11,1 - 1,1 = 10 kPa, který se musí seškrtnit tak, aby se dosáhlo požadovaných průtoků vody.

Šroubení na výstupu vody z topného tělesa se musí přednastavit na novou hodnotu k_v .

8.1.3 Určení jmenovité světlosti (DN)

- (1) - Ke každému typu ventilu a jmenovité světlosti DN jsou uvedeny hodnoty k_{vs} .
- Zvolí se ta DN, která má hodnotu k_{vs} , která se nachází pod požadovanou hodnotou k_v .
- Je nutné vypočítat skutečnou tlakovou ztrátu Δp_{v100} při jmenovitém průtoku q_{v100} a ta musí být zahrnuta ve výtlačné výšce čerpadla.

$$\Delta p_{100} = \left(\frac{q_{v100}}{k_{vs}} \right)^2 \cdot 100 \text{ kPa}$$

- (2) Výběr servomotoru:
Při směšovacího zapojení teplovodního vytápění může být přibližně stanoveno: třicestný směšovací kohout $\Delta p_v = 2 \text{ kPa}$

resp.

čtyřcestný směšovací kohout $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ v přípojovacím průřezu

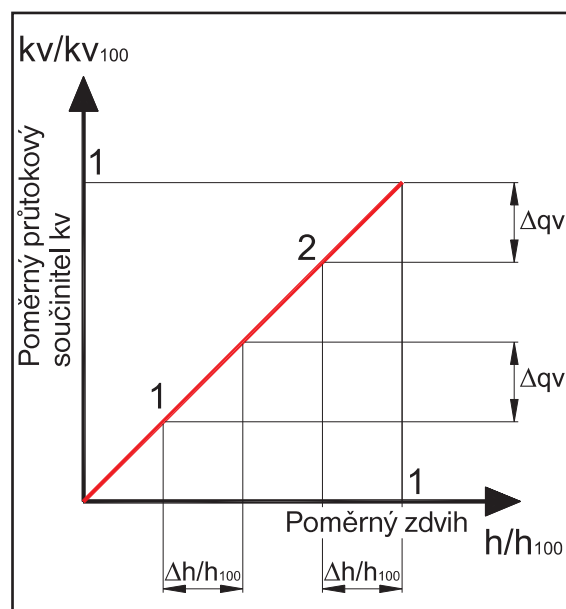
Volba typu: Druh řízení: dvupolohové, třípolohové 0-10 V

Provozní napětí: 230 V / 24 V

Doba chodu s nouzovým nastavením nebo bez něho

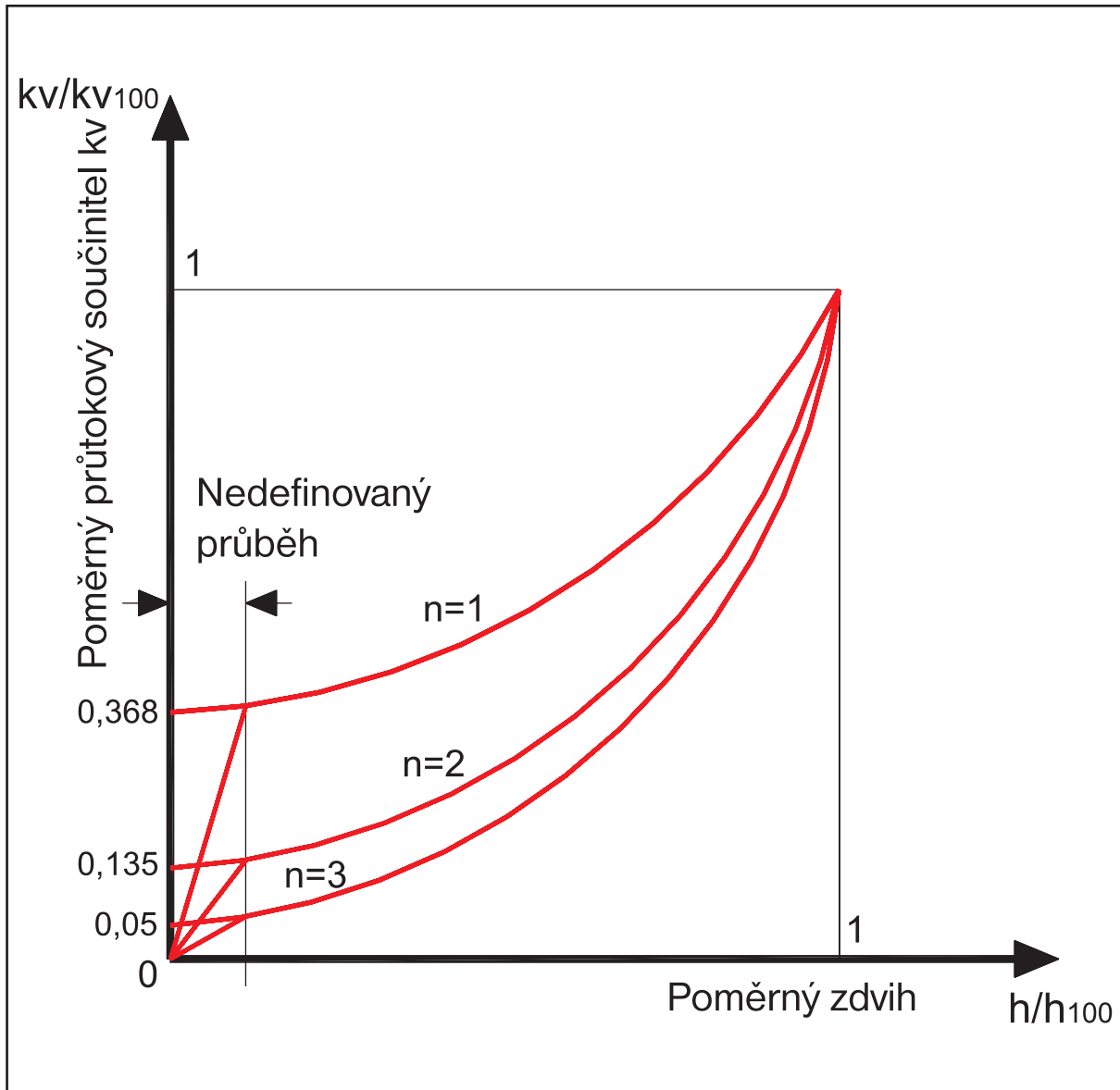
8.1.4 Charakteristiky ventilů

Při regulačním zásahu na ventilu dochází ke změně průtokového průřezu. Poměr objemového průtoku ke zdvihu regulační kuželky udává charakteristiku ventilu. Protože $q_v = k_v$ může se pracovat s k_v .



Obrázek 8-1 Lineární charakteristika ventilu

Lineární charakteristiky se dosáhne u ventilů s plochou kuželkou nebo taliřových ventilů se zdvihem až do $d/4$ pro určité provedení kuželky. Při rovnoprocentní charakteristice ventilu je při regulačním zásahu dosaženo vždy stejné procentuální změny průtoku a je tedy jedno při které poloze zdvihu dojde k regulačnímu signálu.



Obrázek 8-2 Rovnoprocentní charakteristika

Průběh funkce rovnoprocentní charakteristiky

$$\frac{k_V}{k_{V100}} = e^{n(h/h_{100}-1)}$$

je naznačen pro různé hodnoty n na obr. 8-2. V topnářské technice musí být systémy regulovatelné převážně v pásmu sníženého zatížení.

K tomu je potřeba volit ventily s rovnoprocentní charakteristikou, kdy je poměr k_{v0}/k_{v100} dostatečně malý ($\approx 0,04$). Změnou tvaru kuželky ventilu a sedla ventilu je možné dosáhnout určité požadované charakteristiky ventilu.

8.2 Armatury pro hydraulické vyvážení

Konstrukce těchto armatur musí umožnit přednastavení tlakové ztráty ventilu a **měření** průtoku.

8.2.1 Regulační ventil větve

Pomocí regulačních ventilů větví je možné změnou tlakového rozdílu ventilu nastavit určitý maximální průtok. To je bezpodmínečně nutné, protože jinak by byly větve s nízkým odporem zatíženy nadměrně vysokým průtokem a v důsledku toho by byl průtok ve větvích s vysokým odporem nedostatečný. Regulačními ventily větví tedy mohou být jednotlivé větve hydraulicky vyváženy.



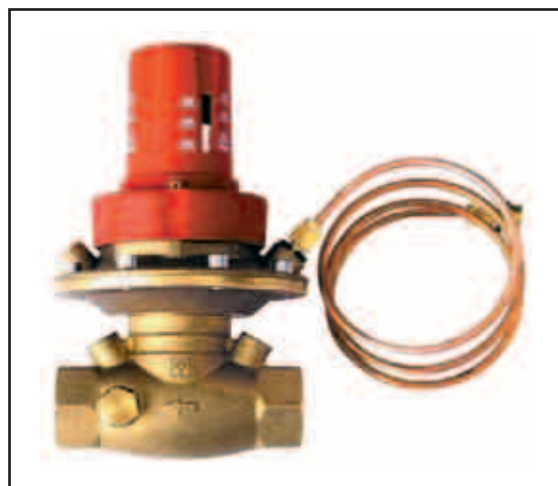
Obrázek 8-3 Regulační ventil větve firmy Herz

8.2.2 Regulátor diferenčního tlaku

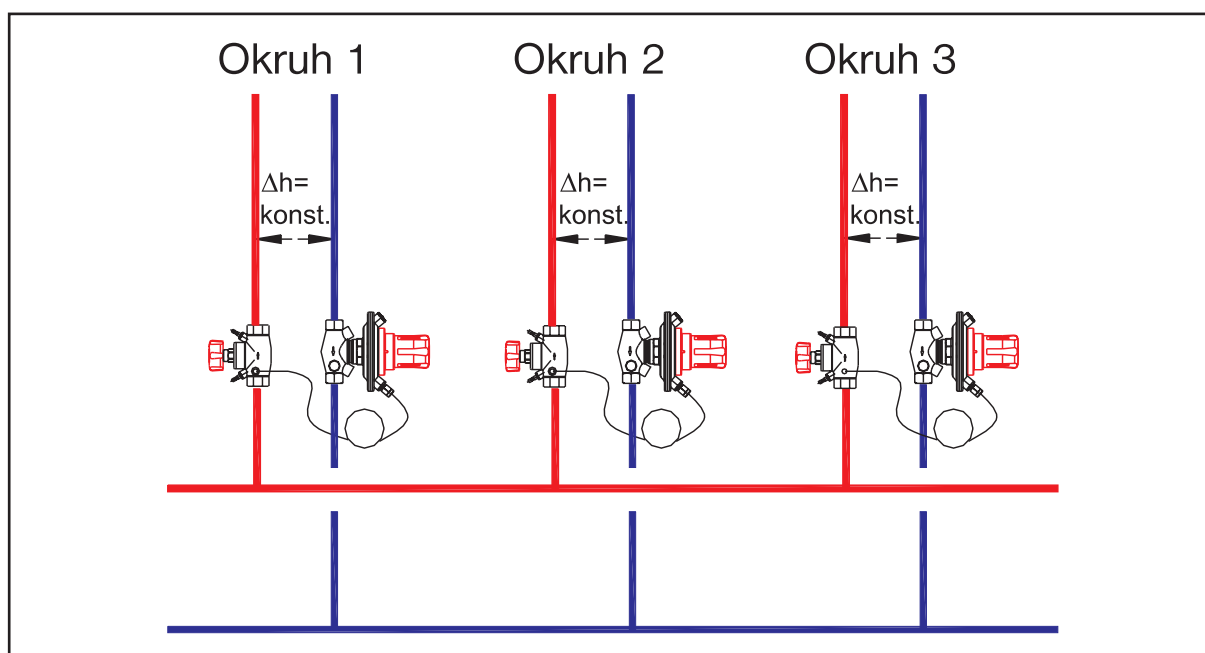
Regulátor diferenčního tlaku má úkol udržovat tlakový rozdíl větve na nastavené hodnotě.

Regulátor diferenčního tlaku je proporcionální regulátor v přímém provedení a pracuje bez pomocné energie.

Požadovaná hodnota tlakového rozdílu může být u regulátoru diferenčního tlaku Herz nastavena plynule mezi 50 a 300 mbar. Požadovaná hodnota se nastaví otáčením ovládacího kolečka a zajistí se proti pootočení blokovacím kroužkem. Regulátor je spojen impulzním potrubím s regulačním ventilem v přívodním potrubí.



Obrázek 8-4 Regulátor diferenčního tlaku firmy Herz



Obrázek 8-5 Montáž pro vyvážení

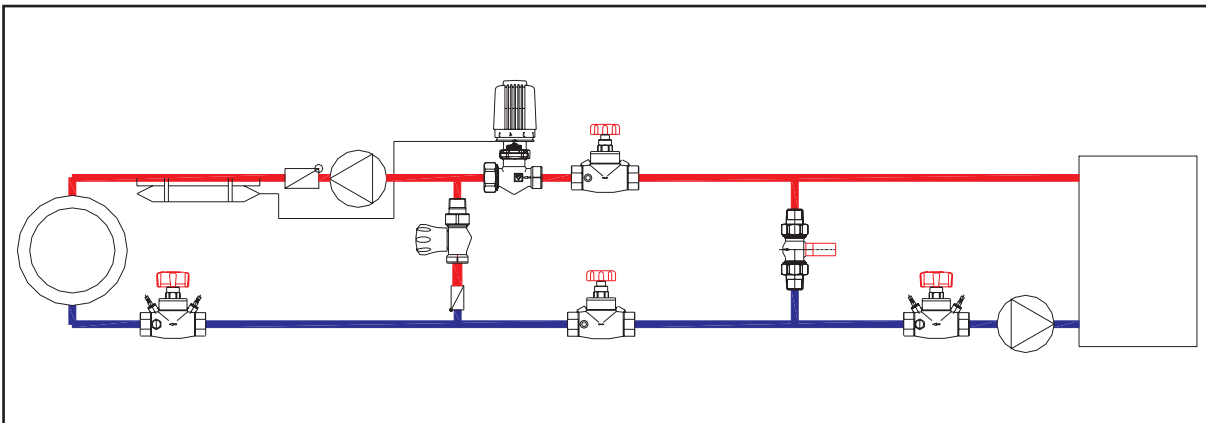
8.2.3 Přepouštěcí ventil

Přepouštěcí ventily se mohou montovat v menších systémech místo regulátorů diferenčního tlaku z důvodu nižších nákladů.

Prívodní a vratné potrubí se v tomto případě propojí přepouštěcím ventilem. Je-li nyní na přepouštěcím ventilu tlak vyšší než nastavený, ventil se otevře a část přívodu se smísí s vratným tokem. Tím se diferenční tlak sice nereguluje, ale omezí se. Při použití přepouštěcího ventilu dochází vynuceně ke zvýšení teploty vratné vody. Kromě toho se ničí energie, protože teplá voda z přívodu jde nevyužitá do vratného toku. U větších zařízení je tedy mnohem vhodnější instalovat regulátor diferenčního tlaku.



Obrázek 8-6 Přepouštěcí ventil



Obrázek 8-7 Zabudování přepouštěcího ventilu

8.2.4 Přednastavitelné termostatické ventily s termostatickými hlavicemi

Termostatický radiátorový ventil dosáhl jako součást topného systému významné pozice. Termostatický radiátorový ventil má následující úkoly:

- měří teplotu místnosti
- srovnává ji s nastavenou hodnotou a kompenzuje eventuální odchylku pomocí změny zdvihu ventilu tak, že požadovaná teplota místnosti zůstává konstantní. Je pochopitelné, že tento úkol nemůže vyřešit jednoduchá armatura, ale vysoce kvalitní regulátor.

Protože má přitom ventil fungovat jako regulační člen, je třeba dimenzování věnovat maximální pozornost. Je tedy zapotřebí brát v úvahu nejen připojovací rozměr, ale také údaje z katalogových podkladů.

Především je nutné dbát na to, aby těleso ventilu a snímací prvek tvořily konstrukční jednotku. Přednastavení termostatických ventilů je potřebné pro vyvážení jednotlivých topných těles na jedné větvi. Pokud se termostatické ventily předem nenastaví, dojde u topných těles, která mají menší výkon, nebo jsou výhodněji umístěna k nadměrnému průtoku.

V takovém případě termostatický ventil v krátkých cyklech uzavírá a tím se snižuje regulační rozsah. Přednastavením se může nastavit maximální objemový průtok, tím se zabrání

nedostatečnému, resp. nadměrnému zásobování vodou a ventily mohou pracovat v plném regulačním rozsahu.



Obrázek 8-8 Termostatické ventily



Obrázek 8-9 Termostatická hlavice

8.2.5 Výběr termostatických ventilů

8.2.5.1 Nové systémy

Při výběru ventilů topných těles je nutné vzít v úvahu dané skutečnosti, jak technické (množství vody, tlakový rozdíl), tak stavební (výklenky, parapety, vzdálenosti). Ventily se dimenzují vždy pro jmenovitý průtok vody topným tělesem. Tato hodnota (l/h nebo m³/h) se zadá do příslušného diagramu pro dimenzování, který má jako druhý parametr tlakový spád v barech, mm vodního sloupce nebo kPa. Rozdíl tlaku má být 2–4 kPa (200–400 mm ws). (Mezní hodnoty: min. 100 mm ws, max. 800 mm ws). Ve smíšených zařízeních (termostatické a ruční ventily) je zapotřebí dimenzovat s minimální tlakovou ztrátou, nebo s odpovídajícím přednastavením ručních ventilů. Doporučuje se zabudování obtoku s přepouštěcím ventilem a volba čerpadla s regulovatelným počtem otáček.

Příklad: Nové zařízení s termostatickým ventilem

Topné těleso – výkon 1000 W			
při $\Delta\theta = 20$ K	teplotním spádu	bude	$q_v = 0,043 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
TS - rohové provedení DN 15	TS-90-E		$k_{vs} = 2,3$
plně otevření			$\Delta p = 35 \text{ Pa}$
při termostatickém provozu	$k_{v,2} = 0,9$		$\Delta p = 228 \text{ Pa}$
RL-5 šroubení na výstupu z tělesa – č. 3924, $k_{v,2} = 1,9$ otevřený			$\Delta p = 51 \text{ Pa}$

Výsledek:

1. Pro topný výkon 1 kW je DN 15 příliš velký, stačí také DN 10, v praxi se ale většinou nepoužívá. Topná tělesa mají standardní přípojku DN 15.
2. Termostatický ventil má mít cca 7 násobnou tlakovou ztrátu proti plně otevřenému ventilu, aby bylo $x_p = 2$ K
3. Šroubení na výstupu z tělesa je možné nastavit z 51 na 2840 Pa.
4. Termostatický ventil a přednastavitelné šroubení ve zpětném potrubí mají tlakový spád od 100 do 2900 Pa.

8.2.5.2 Přestavba stávajících zařízení na termostatický provoz

Pokud se mají ventily montáží termostatických hlavíc upravit pro termostatický provoz, je nutné si uvědomit, že správná funkce bude zajištěna jen tehdy, když pásmo proporcionality teploty místnosti nepřesáhne 2 K. Například to znamená, že při 18 °C je ventil zcela otevřen a při 22 °C zcela uzavřen. Zdvih je cca 2 mm a je vykonán teplotním čidlem (lihová náplň). Při teplotě místnosti 20 °C proto zůstává ventil při jmenovitém průtoku vody otevřen na polovinu.

Pro dosažení správné regulační odezvy jsou potřebné relativně vysoké hodnoty odporů. Topný okruh se musí dimenzovat na průtokový součinitele ventilu pro $x_p = 2$ K, aby již nebyla nutná korekce odporů jednotlivých větví při montáži termostatické hlavice. Pokud se tyto zásady nedodrží, bude pásmo proporcionality větší a ani nejlepší termostatická hlavice nebude plnit předpokládanou regulační funkci. Samotnou montáží termostatických hlavíc nelze zlepšit hydraulicko-teplotní stabilitu topného systému. Kromě toho budou pravděpodobně potřebné také prepouštěcí ventily.

Proto se doporučuje:

- a) Všechny ventily určené k přestavbě na provoz s termostaty se musí počítat na $k_{v,2}$.
- b) Zbytkový tlak musí být potom eliminován přednastavitelným šroubením ve **zpětném** potrubí nebo přednastavitelným termostatickým ventilem.
- c) Aby se při provozu s částečně uzavřenými ventily topných těles tlakový rozdíl příliš nezvyšoval, doporučuje se zabudování prepouštěcího ventilu za čerpadlem. Tím se udrží hladina hluku způsobená průtokem termostatickým ventilem na nízké úrovni (cca 20 kPa).

Přestavba stávajících zařízení

Při přestavbě z ručních ventilů na termostatické se musí brát v úvahu skutečnost, že ruční ventily mají tlakovou ztrátu max. 1 kPa.

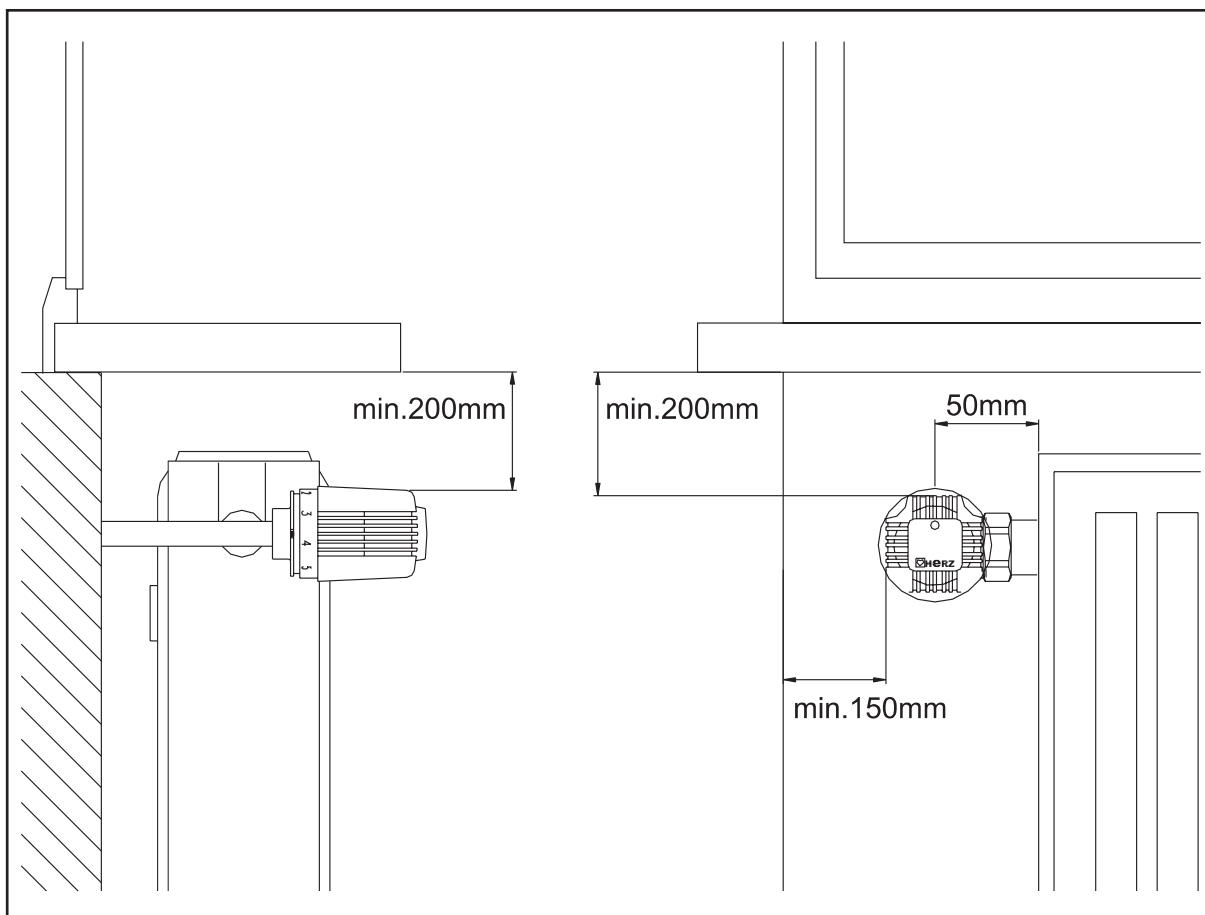
V menších systémech s nízkým tlakem čerpadla je tedy třeba zvolit ventil s malou tlakovou ztrátou, resp. větší hodnotou k_v . To platí i pro jednotrubkové soupravy s klasickým připojením, pro které byly vyvinuty speciální termostatické ventily (HERZ TS-E).

Ve větších systémech, především v nových systémech redukuje termostatické ventily množství obíhající vody o cca 30 % tak, že je možné bez rizika počítat s tlakovou ztrátou 4 kPa na ventilu.

Zvýšený tlakový rozdíl 3–4 kPa vytvoří čerpadlo v důsledku redukovaného množství vody (pokud je nutné, tak nastavit šoupátkem nebo obtokem). U částečné přestavby (termostatické a ruční ventily) by se mělo počítat s minimální tlakovou ztrátou, nebo zajistit odpovídající přednastavení ručních ventilů.

8.2.6 Výběr čidel a jejich umístění

Při regulaci teploty místnosti s termostatickými radiátorovými ventily je důležité dodržet při výběru a montáži čidel několik jednoduchých pravidel.

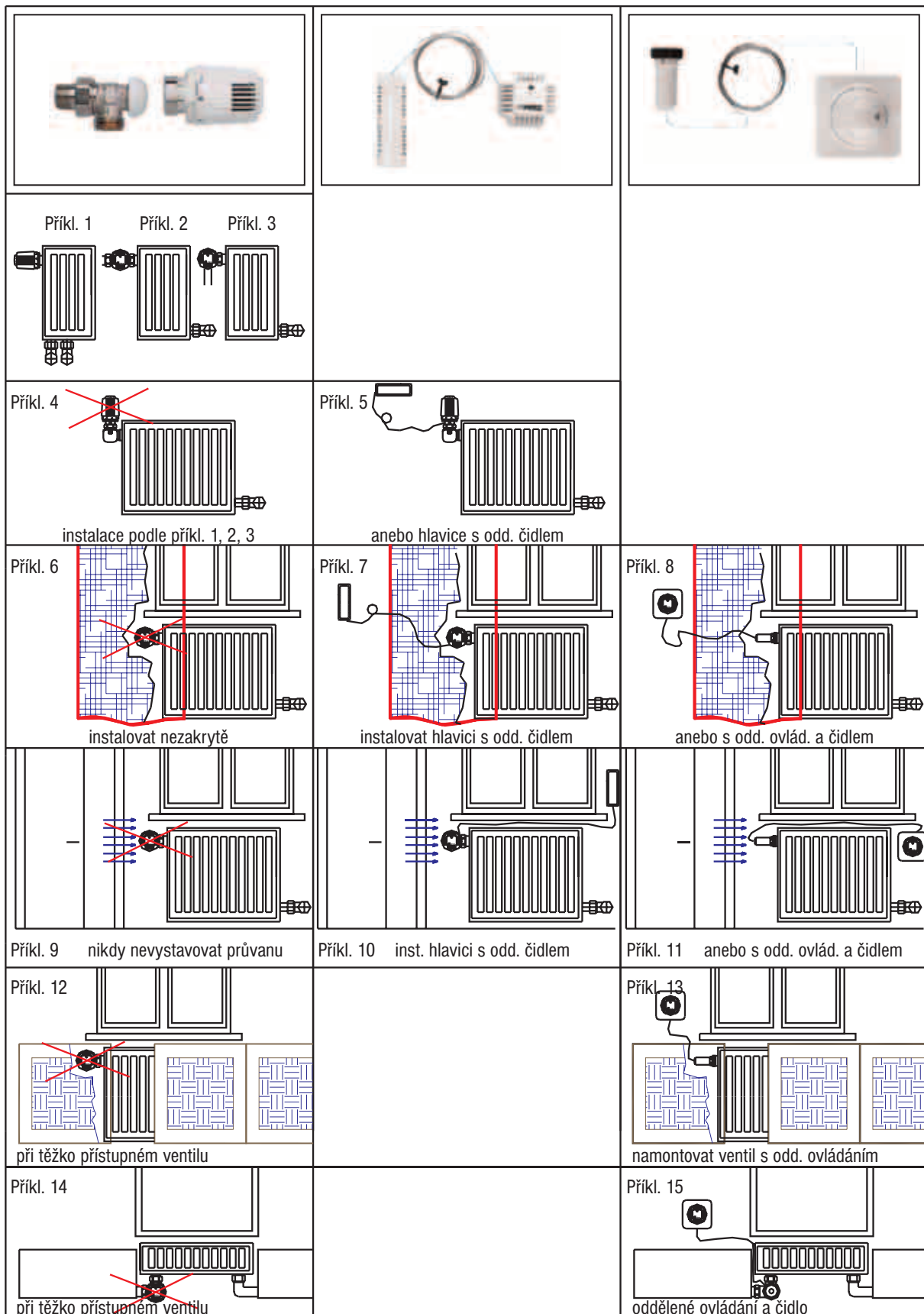


Obrázek 8-10 Termostaty – minimální odstup

Ze zkušeností vyplývá, že je při montáži nutné dodržet některé vzdálenosti tak, aby bylo zajištěno dostatečné proudění vzduchu kolem termostatů.

Prvky se zabudovanými čidly se musí montovat vodorovně.

Čidlo se nesmí zabudovat svisle nebo přímo nad potrubím topení, protože stoupající teplo by vyvolalo uzavírání, i když by teplota místnosti byla příliš nízká.



Obrázek 8-11 Uspořádání prostorových čidel resp. termostatických hlav

Nastavení a omezení rozsahu nastavení

Nastavení čidel

Termostatická čidla jsou ze závodu sériově přesně nastavená a nepotřebují žádné dodatečné regulování.

Termostatické ventily musí umožňovat omezení rozsahu nastavení podle individuálních potřeb. Zpravidla se omezuje maximálně nastavitelná teplota místnosti.

Blokování nebo fixace polohy nastavení znamená stálou požadovanou hodnotu pro určitou místnost (např. čekárna, schodiště atd.) Omezení nebo blokování se má uskutečnit tehdy, když jsou termostatické regulátory namontovány a již byla dosažena a změřena omezovací nebo blokovací teplota.

Zvláštní upozornění

Zajištění proti mrazu:

Rozsah nastavení hlavice termostatického ventilu má ve spodní oblasti polohu pro ochranu proti zamrznutí (otevření mezi +4 °C až +8 °C).

Přesnost:

Přesnost regulace je výsledkem volby výrobku, dimenzování a použití (umístění a výběr čidla).

Hystereze:

Hystereze je název teplotní odchylky, která je potřebná k překonání vnitřní setrvačnosti termostatického ventilu. Vnitřní setrvačnost lze primárně zdůvodnit třením. Hystereze je měřitelná a nesmí podle EN 215 překročit 1 K. Čím je tato hodnota menší, tím přesnější je regulátor.

Instrukce:

Dejte každému ze svých zákazníků příslušný návod k obsluze.

Norma:

Používejte pouze termostatické ventily, které odpovídají normě EN 215.

Teplota:

Jestliže je horní část topného tělesa na dotek teplá a spodní část studená, je to důkaz dobré regulační odezvy termostatického ventilu.

Systém:

Doporučuje se montáž filtru pro udržení čistoty vody v systému.

Přestavba:

Při přestavbě stávajících zařízení s ručními radiátorovými ventily (RV) a regulací teploty vody v závislosti na venkovní teplotě na termostatické radiátorové ventily (TV) je třeba dodržet následující body:

- Aby se u malých topných soustav nemusela dodatečně měnit oběhová čerpadla, měly by se používat TV s přibližně stejnou tlakovou ztrátou jako RV, které mají být měněny.
- Větší soustavy se osazují TV s vysokou tlakovou ztrátou. V takových soustavách dojde v důsledku vyšší tlakové ztráty TV automaticky ke zvýšení tlaku za čerpadlem a snížení průtoku vody. Použitím různých typů RV vznikají obtíže při montáži.

8.2.7 Výběr čerpadel a vznik hluku

V topném systému s termostatickými ventily necirkuluje prakticky nikdy jmenovité množství vody.

V praxi se jedná o proměnná množství v rozsahu 100% až 50%. V extrémních případech ještě méně. K nárůstu tlaku čerpadla, který je v závislosti na charakteristice čerpadla větší nebo menší, se přidává při redukováném objemovém průtoku ještě s druhou mocninou klesající odpor potrubní sítě.

Hluková hranice:

Mezní hranice hluku termostatických ventilů je 30 dB(A) a nesmí se překročit.

Pokud dojde k uzavření ventilů v topném okruhu, zvýší se tlakový spád na ventilu. Pokud je tlaková ztráta ventilu větší než 2 m ws (20 kPa), vzniknou problémy s hlučností.

9 Dimenzování dvoutrubkových teplovodních topných systémů

Oběhové čerpadlo musí překonávat tlakové ztráty, které vznikají při cirkulaci vody. Dimenzování potrubní sítě může být provedeno dvěma způsoby:

9.1 Volbou rychlosti

Jako směrné hodnoty pro volbu rychlosti slouží:

Stoupací potrubí

$$w < 0,8 \text{ m/s min. DN 25}$$

Rozdělovací potrubí

$$w < 1,0 \text{ m/s do DN 65}$$

Tepelné centrály

$$w = 0,5 - 1,0 \text{ m/s}$$

Vzdálená přípojka topného tělesa

$$w = 0,2 - 0,3 \text{ m/s}$$

Dálková potrubí

$$w = 2,0 - 3,0 \text{ m/s}$$

Podle toho mohou být zvoleny průměry potrubí dle odpovídající normy.

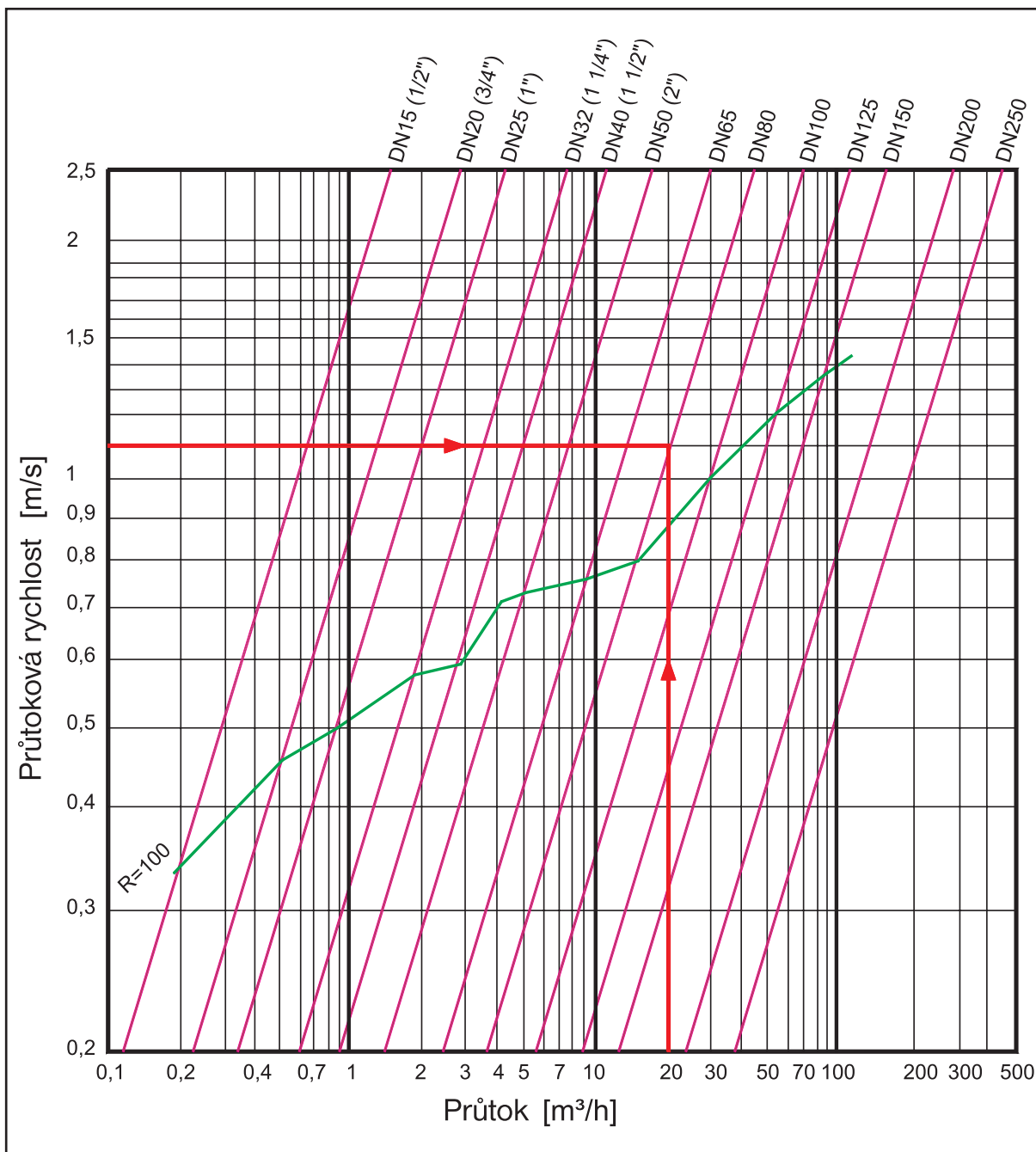
Tímto postupem je možné určit tlakovou ztrátu. Pokud se tato tlaková ztráta neshoduje se ztrátou vypočtenou, může se úpravou zvolených průměrů potrubí dosáhnout odpovídajících změn.

Tato metoda se s výhodou používá u potrubních sítí, kde nelze předem přesně odhadnout podíl jednotlivých místních odporů na celkové tlakové ztrátě tak, jak to vyžaduje druhá metoda.

Projektování potrubí pro vodu

Jmenovitou světlost sacího a výtlačného potrubí čerpadla je třeba dimenzovat na základě výpočtu potrubní sítě.

Není-li k dispozici žádný výpočet potrubní sítě, je možné zjistit z tohoto diagramu potřebnou jmenovitou světlost potrubí za předpokladu určité rychlosti proudění při daném průtokovém množství. Mělo by se zabránit rychlostem proudění vyšším než 2 m/s.



Obrázek 9-1 Diagram pro projektování potrubí

Příklad: Určení jmenovité světlosti potrubí

Hledá se potřebná jmenovitá světlost potrubí pro průtok $20 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ při přípustné rychlosti proudění $1,1 \text{ ms}^{-1}$ (viz obr. 9-1)

Výsledek podle diagramu: DN 80

9.2 Předpokladem průměrné ztráty třením

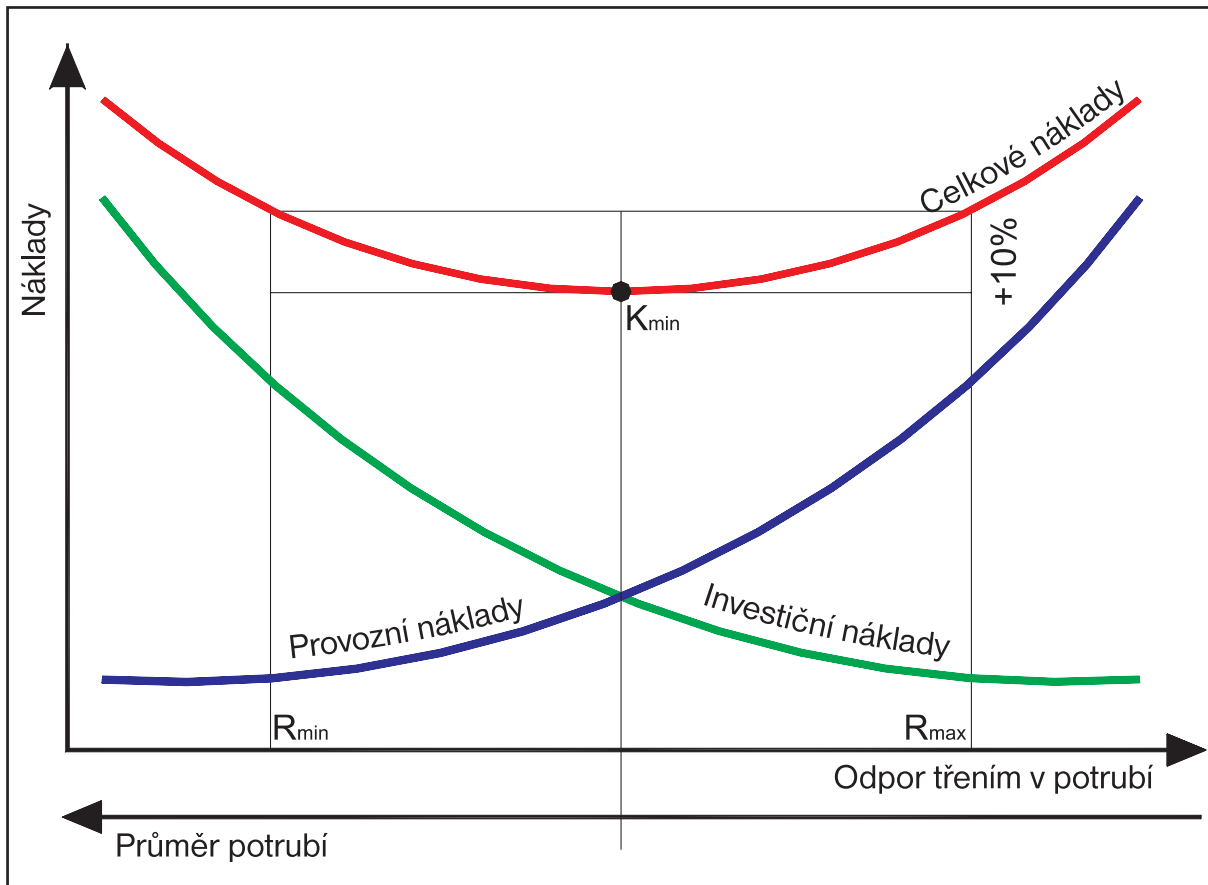
Tato metoda výpočtu je osvědčená a velmi rozšířená pro rozvětvené potrubní sítě. Tlak čerpadla je součtem tlakových ztrát v potrubí

$$p_p = \sum (Rl + \Delta p_E) + \Delta p_V$$

Ty se určí z okruhu s největší tlakovou ztrátou, např. přes nejvzdálenější topné těleso.

Vysoký tlak čerpadla umožňuje použití malých světlostí potrubí a tím i dosažení nízkých pořizovacích nákladů, ale s růstem příkonu čerpadla rostou provozní náklady. Opačná situace je při nízkém tlaku čerpadla. Protože je velmi obtížné vypočítat provozně nejvýhodnější zařízení při minimálních celkových nákladech, je možné pro běžné poměry vzít za základ výpočtu **hospodárný tlakový spád**

Předběžně $R = 100$ až $200 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$



Obrázek 9-2 Křivka nákladů

Doporučení pro dimenzování

Pro dimenzování hlavních rozvodných sítí topných systémů se doporučuje metoda „konstantní tlakové ztráty“. Podle rozměrů potrubí dostaneme následující hodnoty pro

Δp_R = tlaková ztráta na metr potrubí

a

w = rychlost v potrubí ¹⁾

Tab. 12-1

do DN 80	$\Delta p_R = 100 \text{ Pa.m}^{-1}$	$w = 0,25 \text{ až } 1,0^{2)} \text{ m.s}^{-1}$
DN 100 až DN 200	$\Delta p_R = 70 \text{ Pa.m}^{-1}$	$w = 0,90 \text{ až } 1,5^{2)} \text{ m.s}^{-1}$
DN 250 až DN 500	$\Delta p_R = 50 \text{ Pa.m}^{-1}$	$w = 1,20 \text{ až } 2,0^{2)} \text{ m.s}^{-1}$

- 1) Doporučení platí především pro hlavní rozvodné sítě. Vychází z teploty vody $\theta_w = 60^\circ \text{ C}$, střední drsnosti stěn trubek $k = 0,045 \text{ mm}$ a kinematické vazkosti $\nu = 0,475 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- 2) **Menší** rychlost se vztahuje vždy k **nejmenšímu** vztažnému průměru potrubí, **větší** rychlost k **největšímu** průměru potrubí.

Dálková potrubí:
Orientační hodnoty se pohybují v rozmezí
2...2,5 m/s a 250...300 Pa/m

9.3 Teplovodní topné systémy s přirozenou cirkulací

Účinný rozdíl tlaků:

V kotli se voda ohřívá a v topném tělese se opět ochlazuje. V každém bodě ochlazení se vytváří účinný rozdíl tlaků tak, jako by tam bylo zabudováno malé čerpadlo.

Oběhový tlak při 90/70 C vyplývá z rozdílu hustot:

$$\Delta p = g \cdot h \cdot (\rho_R - \rho_V)$$

$$9,81 \cdot (977,7 - 965,2) \cdot h = 122,6 \cdot h \quad \text{in Pa}$$

Výška h v m. Výpočet potrubních sítí se provádí analogicky jako u sítí s čerpadlem. I v systémech s čerpadlem působí přirozený oběh. Je však tak malý, že se při ručním výpočtu zanedbává. Když je vyžadována funkce nouzového chodu u topného systému s čerpadlem, je třeba dbát na správné vedení potrubí. Tlakový spád se přitom určí s $R = 25 \text{ až } 30 \text{ Pa/m}$. Rychlost vody je 0,3 m/s.

Etážový topný systém s neizolovanými trubkami:

Topné těleso s nejdelším okruhem toku má v důsledku tepelných ztrát potrubí i největší účinný vztlak. Je proto možné stanovit $R = 1,5 \text{ až } 2 \text{ Pa/m}$. Je vhodné se takovým systémům vyhnout pro špatnou regulovatelnost. Ventily topných těles s nízkou tlakovou ztrátou se zabudovávají do samotížných topných systémů. (např. HERZ-TS-E)

9.4 Výpočet paralelně zapojených částí potrubních rozvodů

9.4.1 Zásada hydraulické rovnováhy

Tlaková ztráta paralelně zapojených částí topného systému musí být vždy stejně velká.

(Srovnej se zákony paralelního elektrického zapojení)

Zbytkové tlaky:

Poté co jsou dimenzovány nejméně výhodné dílčí úseky, se vypočítají zbývající přípojky. Například se má dimenzovat větev v nejkratší vzdálenosti od čerpadla.

V místě odbočení působí mezi přívodním a vratným potrubím plný dopravní tlak čerpadla minus tlaková ztráta potrubí až k odbočce = **zbývající rozdíl tlaků** nebo

Δp = uzlový diferenční tlak KDD

Tento tlak je k dispozici pro dimenzování potrubí v odbočce.

$$\text{předběž.}R = \frac{a \cdot (KDD - p_v)}{l}$$

V tomto případě se musí za l dosadit délka potrubí od místa odbočení až k nejvzdálenějšímu otopnému tělesu a zpátky ke spojení.

Předběžně se vychází z odhadu, jak vysoký je procentuální podíl odporů tření v potrubí na celkové tlakové ztrátě.

Orientační hodnota pro podíl a činí u běžných zařízení:

- Dálková potrubí -
tření v potrubí 90%, místní odpory 10%
 $R \cdot l = 0,9 \cdot \Delta p_{\text{celk.}}$
- Topné systémy v obytném domě -
tření v potrubí 67%, místní odpory 33%
 $R \cdot l = 0,67 \cdot \Delta p_{\text{celk.}} = 2/3 \cdot \Delta p_{\text{celk.}}$
- Tepelné centrály -
tření v potrubí 10%, místní odpory 90%
 $R \cdot l = 0,1 \cdot \Delta p_{\text{celk.}}$

Odpory pro speciální armatury, např. regulační ventily p_v , se musí odečíst od KDD.

Dimenzování potrubí paralelně zapojených dílčích úseků může být provedeno na základě této střední předběžné hodnoty R a tabulek tlakových ztrát v potrubí.

Tím, že jsou průměry potrubí jen hrubě odstupňovány a některé dimenze nejsou u přípojek otopných těles žádoucí, např. 3/8" a 8×1, zůstává zbytkový tlak p_R . Aby se dosáhlo výše uvedené hydraulické rovnováhy, je třeba tento zbytkový tlak odbourat přednastavitelnými ventily.

Přednastavení:

Ventily se nastaví speciálními klíči tak, aby při maximálním otevření ventilu odpovídala tlaková ztráta ventilu zbytkovému tlaku.

Jednou nastavené přednastavení VE nesmí být ovlivňováno uzavíráním nebo otevíráním ventilu.

Hydraulické vyvážení:

Potrubní systémy se musí vyvážit na skutečné průtoky vody. Vyvážení potrubního systému na požadovaná průtoková množství je možno provést jen na základě **měření průtoku**. K tomu je nutné zabudovat do stoupacích potrubí armatury s měřicími zařízeními, např. regulační ventily větví HERZ-STRÖMAX-GM nebo HERZ-STRÖMAX-M.

9.5 Potrubní síť při zadaném čerpadle

Pokud je zadáno čerpadlo, např. u závěsného plynového kotle, potom je nutné dimenzovat potrubní síť tak, aby nebyl překročen maximální tlak čerpadla. Potrubní síť se dimenzuje s předběžnou hodnotou R :

$$\text{předběž. } R = \frac{a \cdot \Delta p_P}{l_K}$$

Kde:

Δp_P	kPa	tlak čerpadla (u plynových kotlů většinou 2 mWS = 20 kPa)
l_K	m	délka topného okruhu k nejvzdálenějšímu topnému tělesu

9.6 Postup po krocích při dimenzování topného systému s oběhovým čerpadlem

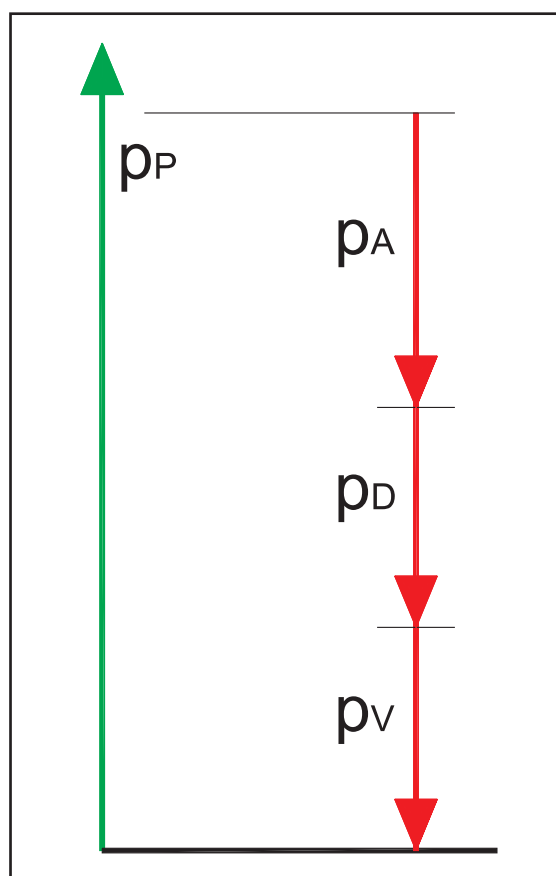
Jednotlivé kroky projektování mohou být prováděny podle následujícího seznamu. Předlohy tisku pro formuláře H se nacházejí v příloze.

1. Zjištění potřebné výtlačné výšky čerpadla

Schematický průběh se zjistí z obrázku 9-5 (strana 127).

- Určení dílčích úseků v potrubní síti.
- Zatížení dílčích úseků ve wattech resp. $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ z návrhu topných těles (formulář H104). Přitom se musí hmotnostní tok q_m počítat ze skutečného teplotního spádu v topném tělese.
- Stanovit střední topný okruh a zaznamenat délky v tabulce H 105.
- Pro tento topný okruh se dimenzují trubky s $R = 100 \dots 150 \text{ Pa/m}$.

- V tabulce H 106 se zjistí hodnoty odporů a přenesou se do H 105.
- Do tabulky H 105 se uvedou skutečné R a w z tabulky tlakové ztráty v potrubí (příloha).
- Vypočítej součet z $R \cdot l + \Delta p_E =$ skutečná tlaková ztráta dílčího úseku
- Tlaková ztráta systému (okruh spotřebitele) p_A je součet $R \cdot l + p_E$
- Pro určení regulačního ventilu se začne, jak je popsáno výše, výpočtem okruhu s proměnným množstvím (např. okruh kotle u regulace směšováním) $p_D < p_V$
- Součet hodnot zapsaných ve sloupci Δp dává potřebnou výtlačnou výšku čerpadla
 - = tlaková ztráta systému p_A
 - + tlaková ztráta úseku s proměnným průtokem p_D
 - + tlaková ztráta regulačního ventilu/ regulačních ventilů p_V $p_P = p_A + p_D + p_V$



Obrázek 9-3 Tlakový diagram

2. Výpočet paralelně zapojených částí potrubní sítě

Schematický postup je na obr. 9-6 (str. 128).

- Označit nejbližší odbočku od koncového bodu sítě a určit uzlový bod.
- Účinný uzlový tlakový rozdíl KDD je dán již dimenzovaným dílčím úsekem.
- Vypočítat předběžné $R = \frac{a \cdot (KDD - p_v)}{l_A}$ pro odbočku (paralelně zapojené potrubí) pro l_A = celková délka potrubí odbočky a zvolit trubku.
- Poté (jako výše) vypočítat skutečnou tlakovou ztrátu $\Delta p_{skuteč.} = R \cdot l + \Delta p_E$.
- Zbytkový tlak $\Delta p_R = KDD - \Delta p_{skuteč.}$

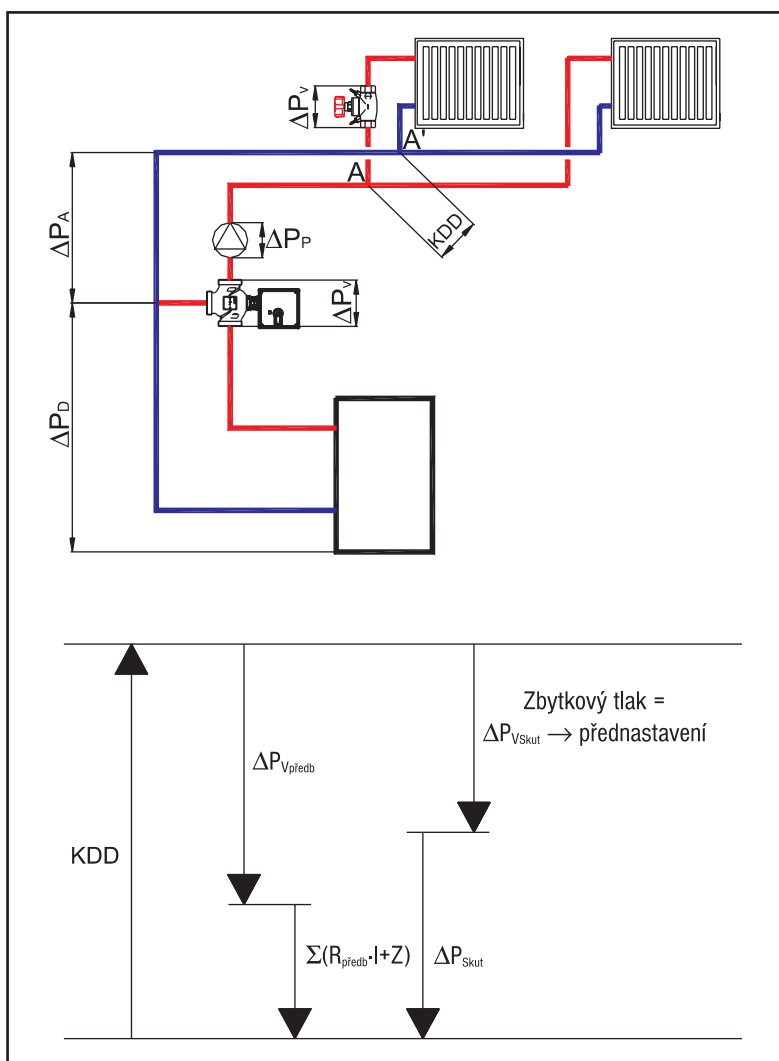
- Seškrčení tlaku ventilem s přednastavením $\Delta p_V = \Delta p_R$

Poznámka:

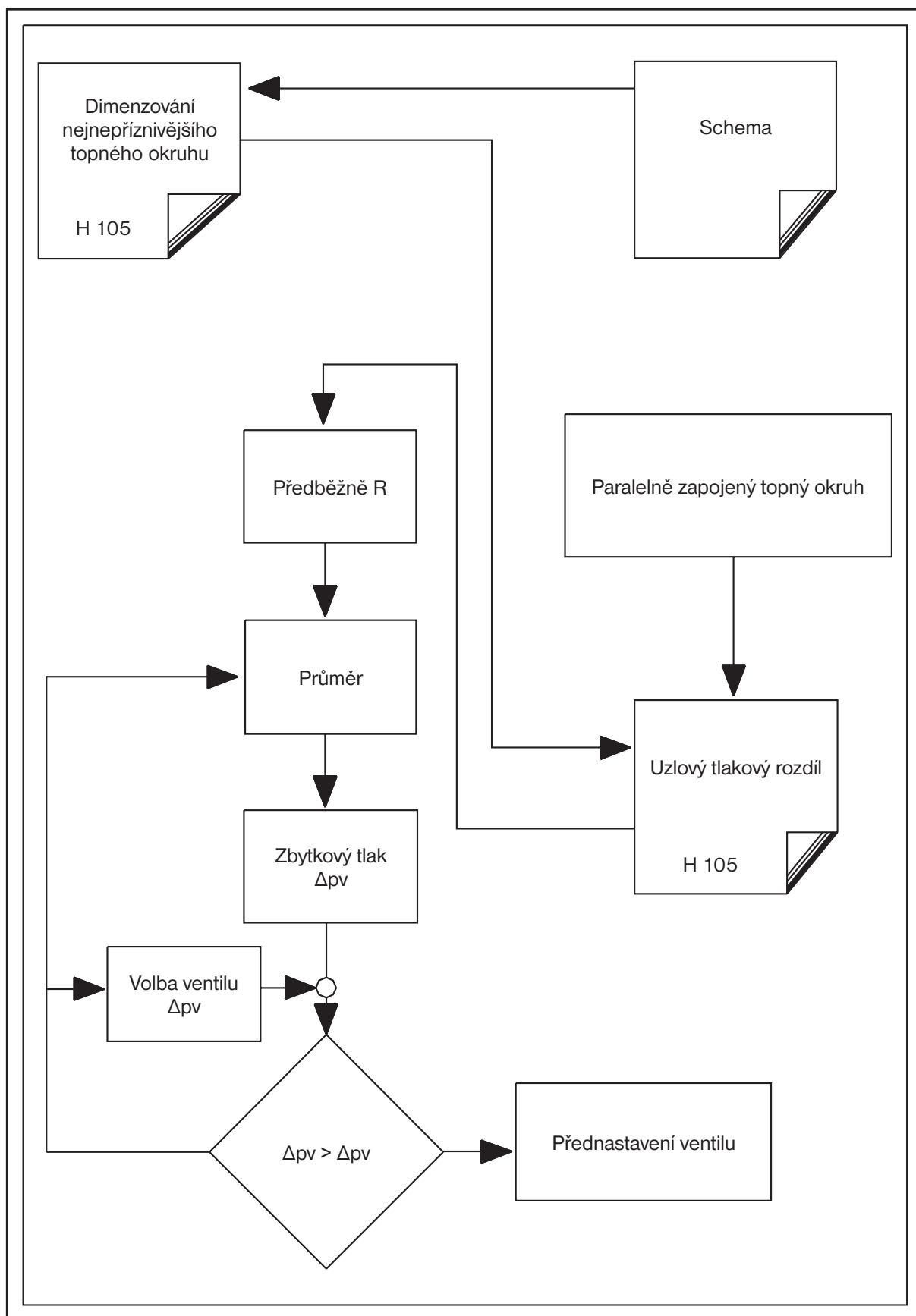
- Je výhodné počítat $\Delta p_{skuteč.}$ bez ventilu.
- Pokud by byl $\Delta p_V > \Delta p_R$, je třeba zvětšit průměr trubky.
Pokud by bylo $\Delta p_V < \Delta p_R$, je třeba zmenšit průměr trubky.

U následující odbočky v síti bude opět zjišťován KDD = tlaková ztráta pod bodem 1) již vypočítaných dílčích úseků a dále bude počítáno jako výše.

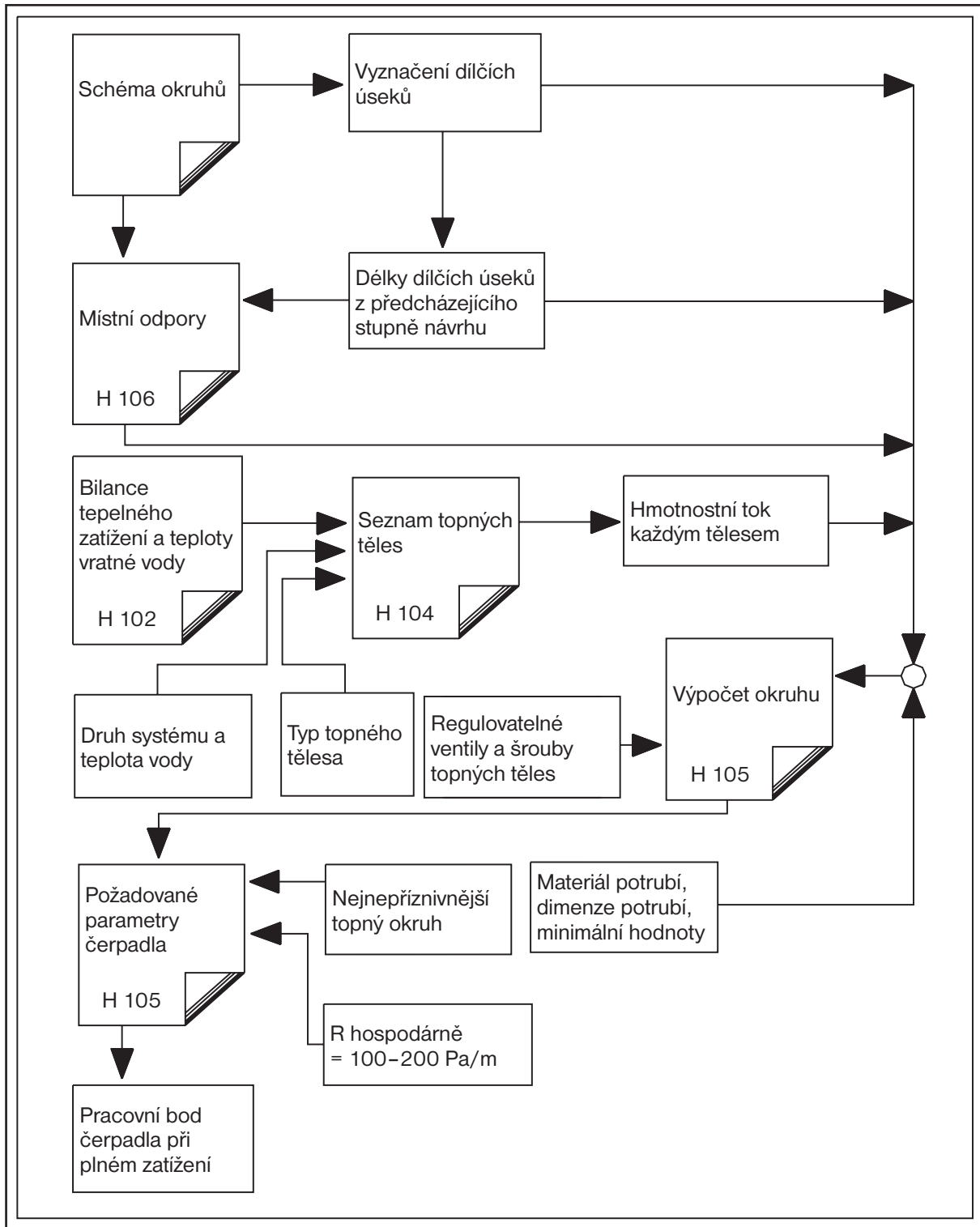
Na obrázku 9-4 jsou graficky znázorněny tlakové poměry.



Obrázek 9-4 Přednastavení ventilů - zbytkový tlak



Obrázek 9-5 Schematický průběh prací pro dimenzování teplovodních topení



Obrázek 9-6 Schematický průběh prací výpočtu sítě teplovodních topení - paralelně ležících dílčích úseků

9.7 Regulační ventily topných těles

Ventily by měly splňovat následující požadavky: Uzavírací a regulační členy (kohouty, ventily, šoupátka):

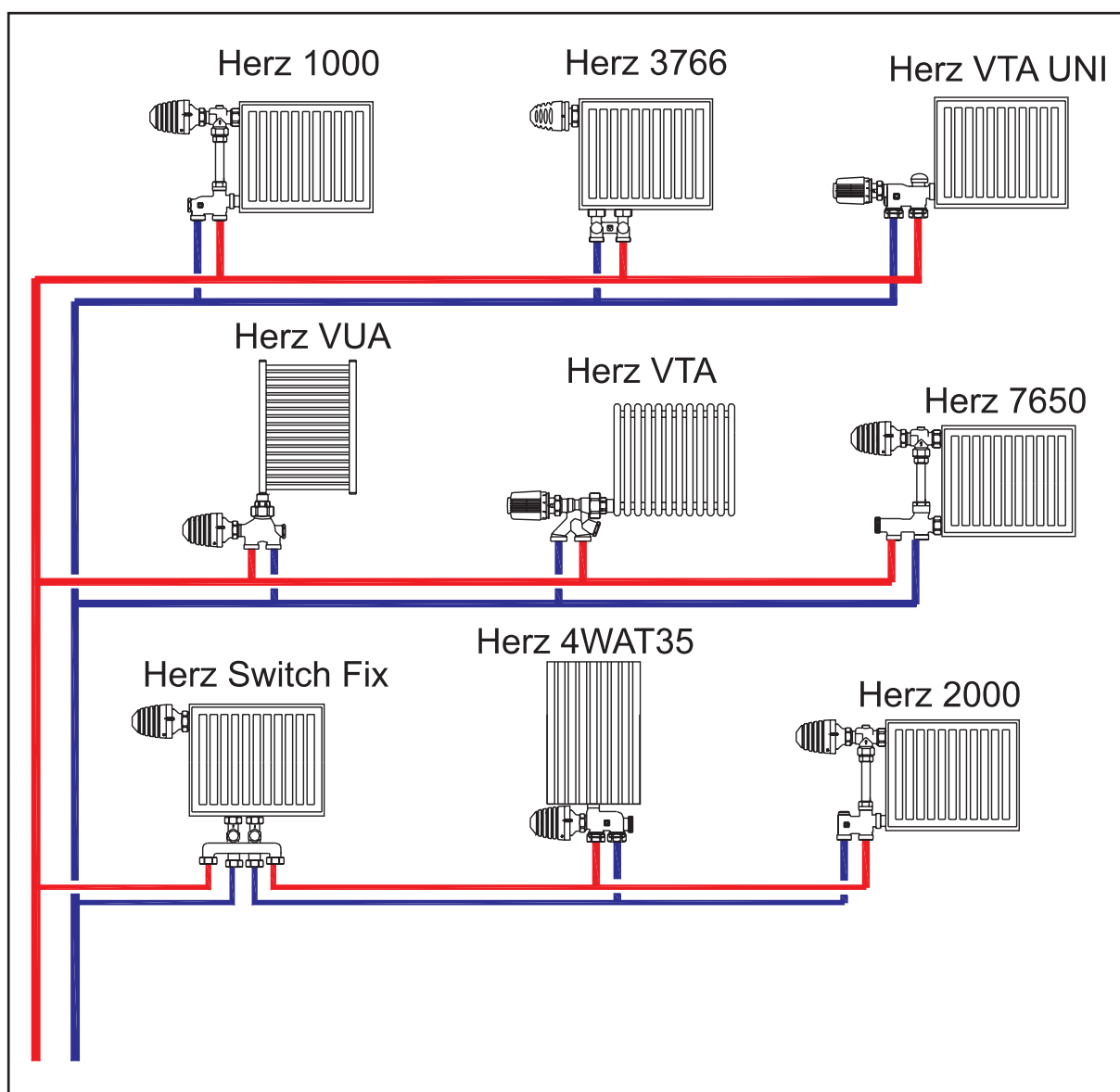
- lehké a rychlé ovládání
- materiál ručního kolečka nebo rukojeti: tepelně odolný a se špatnou tepelnou vodivostí
- bezpečné uzavírání a dobrá těsnost
- těsnicí plocha s vysokou odolností proti korozi, mechanickým a teplotním vlivům

- dobrá přístupnost k těsnicím plochám a ucpávkám
- snadná vyměnitelnost jednotlivých dílů

Regulační armatury pro topné plochy, např. regulační ventily topných těles, musí splňovat ještě následující požadavky:

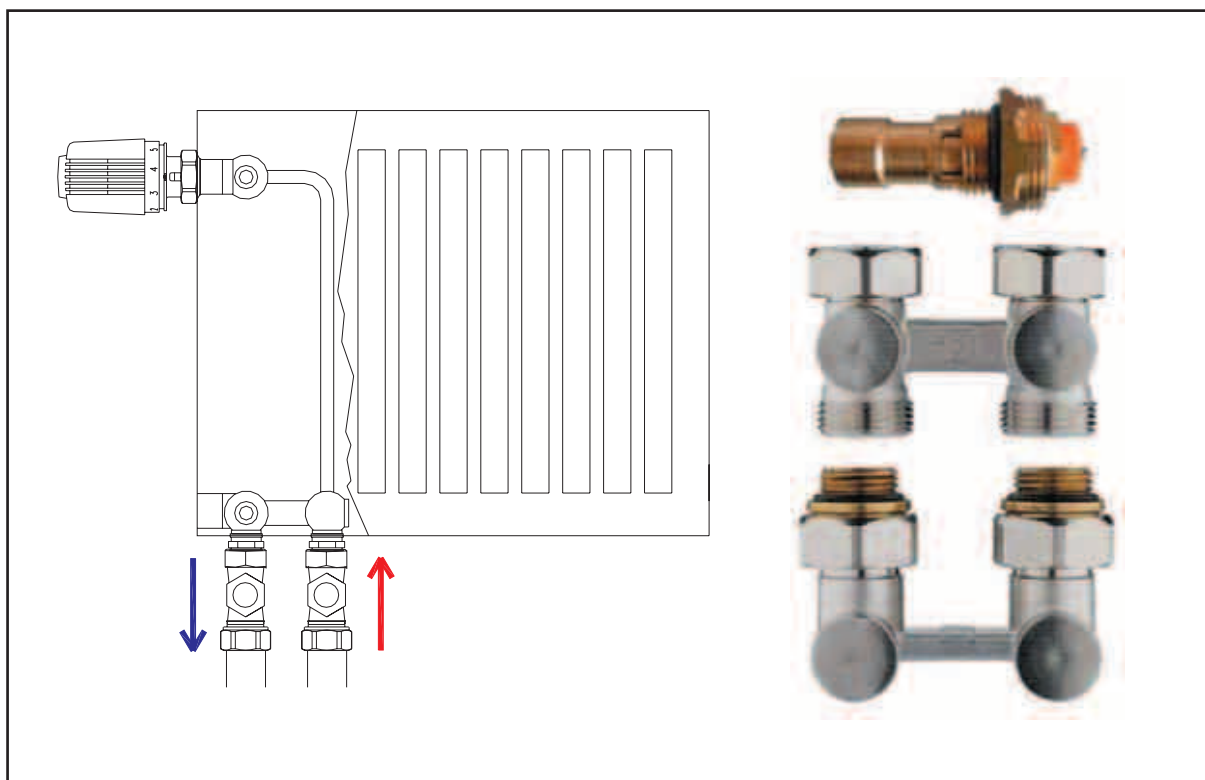
- otáčení ručního kolečka má vytvořit proporcionální (výkonový) škrticí efekt
- regulační armatura musí mít přednastavení průtokového odporu, které je zvenčí viditelné a je lehce ovladatelné.

Obrázek 9-7 ukazuje různé druhy připojení pokojových topných těles pomocí armatury Herz.



Obrázek 9-7 Armatury topných těles dvoutrubkového systému

Topné těleso s integrovanou ventilovou soupravou pro dvoutrubkový systém je na obr. 9-8



Obrázek 9-8 Připojení topného tělesa s integrovanou ventilovou soupravou pro dvoutrubkový systém

9.8 Rozdělovač a sběrač

Slouží k centrálnímu zapojení více spotřebičů. Těmi mohou být podlahové topné okruhy nebo jednotlivá topná tělesa.

Rozdělovače je nutno osadit speciálními ventily nebo regulovatelnými vložkami pro každý topný okruh pro vyvážení průtoků vody, např. TOP-METER (obrázek 9-9).

TOPMETER se namontuje na rozdělovač nebo sběrač a slouží k ručnímu nastavení průtoku vody. Otáčením TOPMETERU se nastavuje průtok a na stupnici je možné odečíst jeho hodnotu.

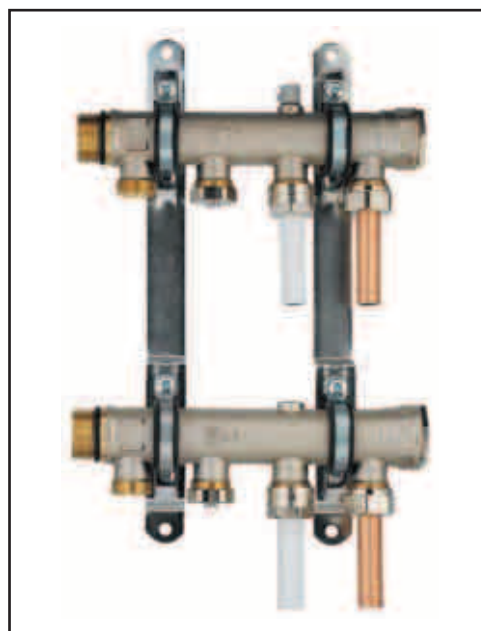
U rozdělovačů a sběračů se rozlišují trubkové rozdělovače a kompaktní rozdělovače.

Trubkové rozdělovače se řezou z taženého profilu a mohou být proto vyráběny v libovolných délkách.

Kompaktní rozdělovače se naproti tomu odlévají a mají tak určitý přesný počet vývodů, resp. vstupů. Tento počet se nedá měnit.



Obrázek 9-9 Tyčový rozdělovač



Obrázek 9-10 Kompaktní rozdělovač

Systém s rozdělovačem. Tento systém je dvoutrubkový, kdy je každé topné těleso připojené přímo na rozdělovač.

10 Dimenzování jednotrubkových teplovodních topných systémů

Topná tělesa se připojují na straně přívodu i odvodu na stejné potrubí. V systému s připojením těles v obtoku se oddělí část hlavního toku pro každé topné těleso. U systému s nuceným oběhem protéká 100 % vody topnými plochami, např. konvektory
podlahové vytápění
stěnové vytápění.

Pro lepší rozlišení budeme teploty v okruhu označovat θ a teploty otopných těles t . Návrh takového systému se skládá z části hydraulické a tepelně technické (velikost topných ploch v závislosti na zapojení a teplotním spádu).

10.1 Jednotrubkový topný systém s obtokem

Jednotrubkový systém – příčné zapojení s obtokem

Použití jednotrubkového systému s obtokem a topnými tělesy s příčným zapojením je vhodné jak ve starých stavbách, tak v novostavbách jako etážové vytápění. Doporučuje se rovněž pro různé zóny vytápění. (obr. 10-1)

Výhody:

- úspora na materiálu potrubí
- škrcením regulačních ventilů topných těles zůstává množství cirkulující vody přibližně konstantní
- žádné průrazy podlah a stropů
- nejjednodušší a nejlevnější porubní systém

Nevýhody:

- je potřebný vyšší tlak čerpadla
- výkon jednotlivých topných těles může být regulován pouze v omezené míře

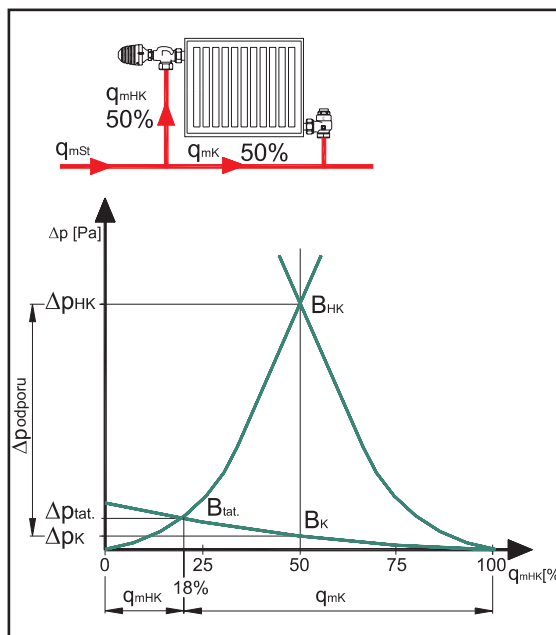
Pro dimenzování se používají tři metody:

1. Metoda postupného přibližování „Reichowova metoda“
2. Výpočet podle „vyvažovacího vzorce“
3. Grafická metoda podle „Helmkera“

V každém případě musí být splněna podmínka rovnováhy pro paralelně zapojené odpory.

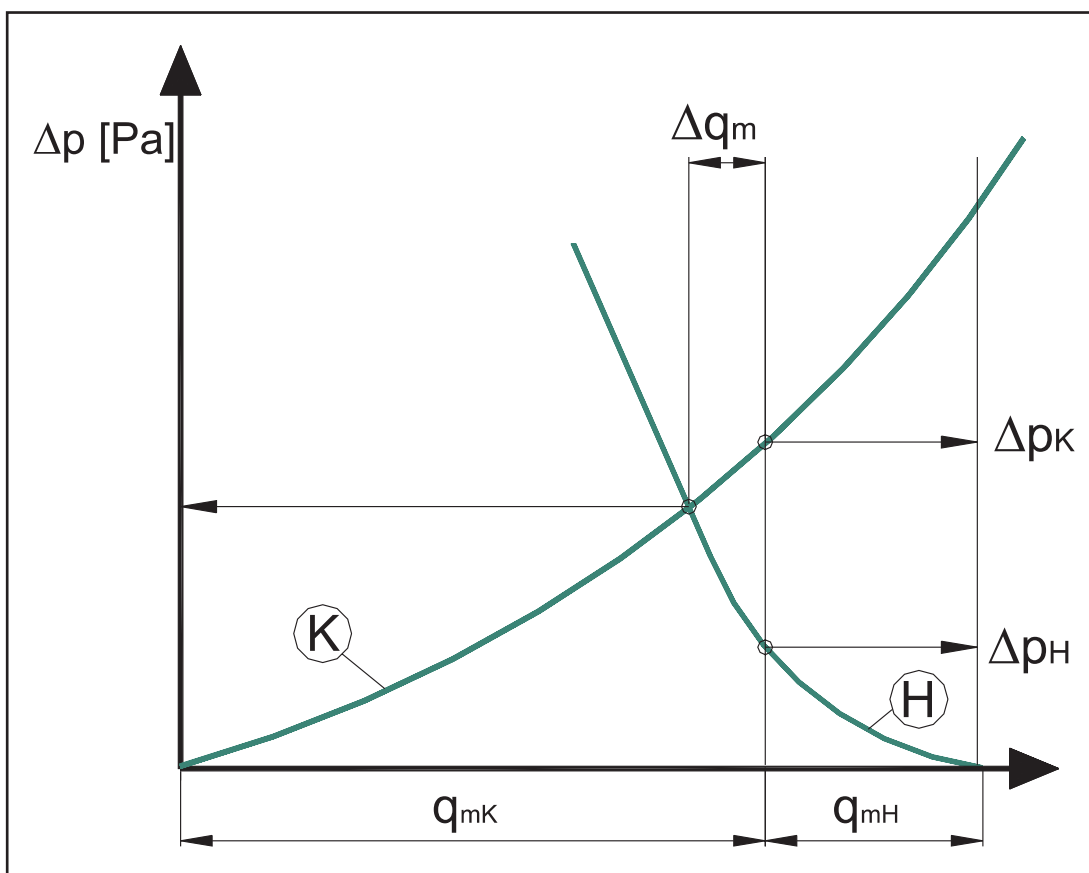
Hydraulická rovnováha je zřejmá z obr. 10-1.

Dělení průtoku je stanoveno na 50/50 %. V tomto diagramu podle Helmkera byly tlakové ztráty pro obtok B_K a topné těleso s ventilem B_{HK} zakresleny pro 50 % množství vody kruhu. Z toho dostáváme průsečík obou charakteristik potrubních sítí B_{lat} . Skutečný průtok topným tělesem činí 18 %. Protože toto množství je příliš malé, musí se do obtoku zařadit dodatečný odpor $B_{HK} - B_K$. Tím se dosáhne požadovaného rozdělení průtoku 50/50 %.



Obrázek 10-1 Hydraulická rovnováha

Podle vyvažovacího vzorce je možné vypočítat rozdíl průtoků vody Δq_v , který se má vyrovnat.

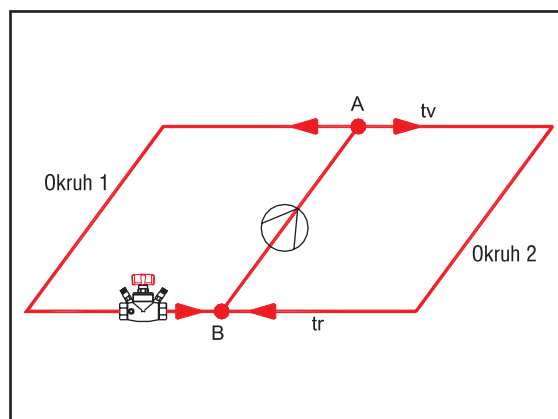


Obrázek 10-2 Vyvažovací vzorec

Protože tlaková ztráta jednotrubkových topných systémů je asi 2–4 krát větší než běžných dvoutrubkových topných systémů, měl by se od výkonu cca 10–15 kW rozdělit na dvě nebo více topných zón. Přitom tlakové ztráty jednotlivých topných zón musí být stejně velké. Pokud vycházíme z běžně dodávaných dimenzí ventilů je možné na jednu větev napojit při teplotním spádu 15 K max. 6–8 kW.

U větších výkonů se topný okruh rozdělí do dvou nebo více okruhů. (obr. 10-3)

Vyrovnání tlaku jednotlivých okruhů se provádí pomocí regulačních ventilů větví.



Obrázek 10-3 Vyrovnání tlaku regulačním ventilem

Navržení topného okruhu:

Potřebné množství vody v okruhu se vypočítá z výkonu okruhu:

$$m_R = \frac{\Sigma \Phi_{HK}}{c(\theta_V - \theta_R)_R}$$

Pro dosažení optimální velikosti topných těles by se měla hodnota teplotního spádu pohybovat v rozmezí 10 až 15 K. Není vhodné volit příliš malou rychlost vody z důvodu snížení průtoku topným tělesem. Potom by byla potřebná tlaková ztráta v obtoku příliš malá. Při velké rychlosti vody - přes 1 m/s - však zase dochází k nárůstu hluku způsobeného prouděním. Proto je vhodné projektování s $w = 1 \text{ m/s}$ a $R = 100 \text{ Pa/m}$.

Vyvážení tlaku umožňují regulační ventily jednotlivých okruhů na rozdělovači.

Potrubí může být vedeno jak vodorovně, tak svisle. Při svislém potrubí je možný jak spodní, tak horní rozvod a také kombinace obou.

U vodorovného vedení potrubí jsou často nutná vedení pode dveřmi.

Teplotní spád v topném tělese má být pro dosažení dobré regulovatelnosti topného výkonu volen co největší.

Výhody vodorovného vedení potrubí:

- možné uzavření a regulace pro každé poschodí zvlášť (měření)
- méně stropních průrazů
- pozdější rozšíření při nadstavbě je jednodušší

Při vestavěném čerpadle, např. u plynového nástěnného kotle je nutné zkontrolovat, zda je dostatečný tlak čerpadla (pracovní bod systému).

Např. u termobloku je 25 kPa zbytková dopravní výška pro připojený okruh.

Tlaková ztráta okruhu se vypočte:

$$\Delta p = R \cdot l + \Delta p_E + \Delta p_V$$

Kde:

R	Pa.m ⁻¹	tlaková ztráta = f(m,D)
l	m	délka okruhu
Δp_E	Pa	tlaková ztráta místními odpory
Δp_V	Pa	tlaková ztráta ve ventilech

$$\Delta p_E = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$$

U speciálních ventilů se provádí stanovení předběžné hodnoty R pro výběr potrubí okruhu.

$$\text{předběž. } R = \frac{a \cdot (\Delta p - \Delta p_V)}{l}$$

Je-li dána dopravní výška H oběhového čerpadla, bude předběžné

$$\text{předběž. } R = \frac{H}{2l}$$

když se dosadí 50% pro jednotlivé dílčí odpory.

Volba přípojky topného tělesa

Aby nebyla střední teplota topného tělesa příliš nízká a tím i následně výkon topného tělesa, má být teplotní spád v topném tělese $\Delta \theta_{HK} = \theta_{VHK} - \theta_{RHK}$ cca 15 K.

Požadovaný poměr průtoků vody bude:

$$\begin{aligned} \frac{q_{mHK}}{q_{mR}} &= \frac{\Phi_{HK} \cdot c \cdot (\theta_{VR} - \theta_{RR})}{\Sigma \Phi_{HK} \cdot c \cdot \Delta \theta_{HK}} = \\ &= \frac{\Phi_{HK} \cdot \theta_V - \theta_R}{\Sigma \Phi_{HK} \cdot \Delta \theta_{HK}} = \\ &= \frac{\text{Průtok otopným tělesem}}{\text{Průtok vody okruhem}} \end{aligned}$$

Průtok vody topným tělesem:

Na základě rovnováhy je tlakový spád obtoku a topného tělesa

$$\Sigma (R \cdot l + \Delta p_E + \Delta p_V)_{HK} = \Sigma (R \cdot l + \Delta p_E)_R$$

stejný a ustálí se určitý poměr

$$\frac{q_{mHK}}{q_{mR}}$$

Tabulky 10-1 a 10-2 uvádí poměr $\frac{q_{mHK}}{q_{mR}}$ pro různé kombinace potrubí.

Z toho vyplývá pro teplotní spád topného tělesa

$$\Delta\theta = \frac{\Phi_{HK}}{c \cdot q_{mHK}}$$

Je-li $\Delta\theta$ mnohem větší než 10–15 K, je třeba zvětšit přípojku topného tělesa.

Teplota vratného toku $\theta_R = \theta_V - \Delta\theta$

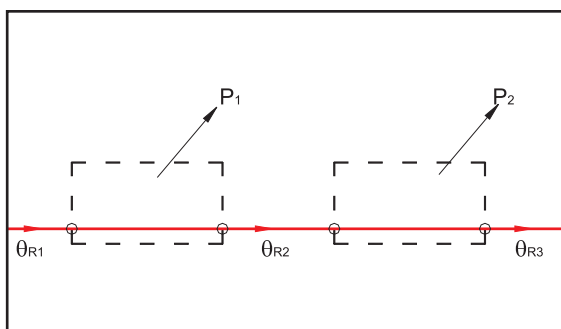
Teplota přívodu dalšího topného tělesa se vypočítá z ochlazení v topném okruhu.

$$\Delta\theta = \frac{\Phi_{HK}}{\sum \Phi_{HK}} \cdot (\theta_V - \theta_R)$$

Teplota přívodu dalšího topného tělesa je teplota přívodu předchozího topného tělesa θ_{V1} minus ochlazení $\Delta\theta$

$$\theta_{V2} = \theta_{V1} - \Delta\theta$$

Na obr. 10-4 je graficky znázorněný výpočtový postup.



Obrázek 10-4 Ochlazení vody v topném okruhu

Tabulka: 10-1 ocelové trubky

d	HK/STG	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
15,5	3,8	1/6	1/10	1/15	1/30
16	1/2"	1/3	1/7	1/10	1/15
21,6	3/4"		1/3	1/6	1/10
27,2	1"			1/3	1/7

Tabulka 10-2: měděné trubky ÖNORM M 3548, trubky z měkké oceli DIN 2394

d	HK/STG	12×1	15×1	18×1	22×1sd
10	12×1	1/3	1/5	1/7	1/11
13	15×1		1/3	1/4	1/7
16	18×1			1/3	1/5

Modrý sloupec udává rozměr přípojky topného tělesa.

Červený řádek udává rozměr potrubí topného okruhu.

Podle rozměru přípojky a potrubí se ustaví poměr průtoků.

d je vnitřní průměr v mm

Shora uvedené tabulky platí pro

$$\sum \zeta_{HK} \approx 10, \quad \sum \zeta_K = 0,5, \quad l_K \approx 1,5 \text{ m},$$

$$l_{HK} \approx 0,5 \text{ m}$$

(viz Wellsand, IKZ 19/1970 a Brünner)

Projektování topných těles:

Jestliže jsou stanoveny průměry a teploty, zbývá pouze přepočítat tabulkové (normové) výkony topných těles na tyto teploty.

Faktor snížení výkonu = $f_1 \cdot f_5$

Při malých rozdílech teplotních spádů topných těles bude i výkon ve srovnání s normovým výkonem při 75/65/20 °C nižší.

$$\Delta T_{ln} = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}}$$

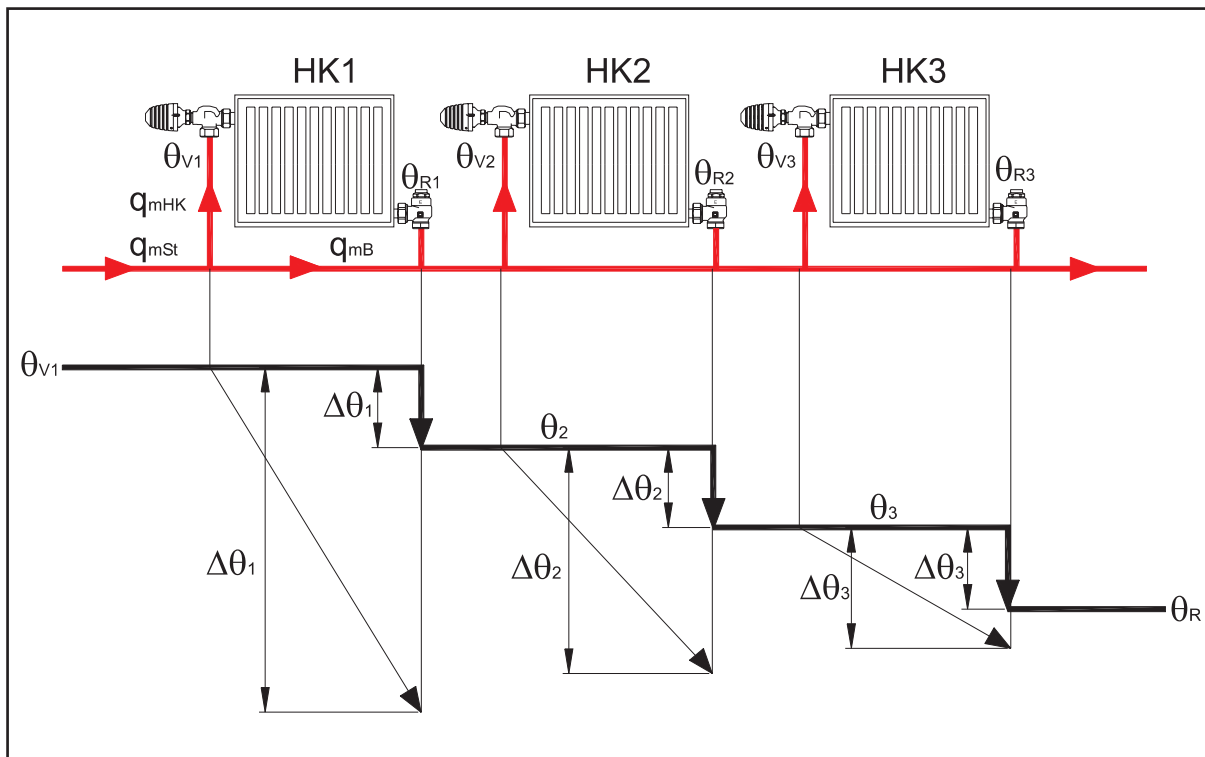
ΔT_{ln} = logaritmický teplotní rozdíl

$$\Phi_{100} = \frac{\Phi}{\left(\frac{\Delta T_{ln}}{\Delta T_{ln100}}\right)^n} = \frac{\Phi}{f_1}$$

$$f_1 = \left(\frac{\Delta T_{ln}}{60}\right)^2$$

Směšováním při spodní přípojce (s ponornou trubkou):

$$\begin{aligned} \theta_V - \theta_R &= \Delta\theta & f_3 \\ &= 20 \text{ K} & = 1,07 \dots 1,08 \\ &= 10 \text{ K} & = 1,04 \\ &= 4 \text{ K} & = 1,02 \end{aligned}$$



Obrázek 10-5 Průběh teplot v jednotrubkovém topném systému

V **systému s obtokem** prochází topným tělesem i při zcela otevřeném ventilu jen část toku, zbytek prochází obtokem.

U **systému s nuceným oběhem** prochází 100% množství vody okruhu topným tělesem. V 100% systému protéká větší množství vody topným tělesem, která se při stejném výkonu méně ochlazuje. Tím stoupá θ_m . První topná tělesa budou menší, následující větší. Proto se mají zařadit na přívod nejdříve velká otopná tělesa.

Z důvodu takto dosažených vyšších teplot topné vody budou potřebné nepatrně menší topné plochy (4 až 6%).

Pro lepší regulaci výkonu je nutná centrální regulace teploty vody.

Výběr čerpadel:

Jednotrubkový topný systém potřebuje čerpadlo pro překonání největší tlakové ztráty (nejvzdálenější topný okruh).

Množství vody získáme jako součet všech průtoků vody v jednotlivých topných okruzích.

Odpor v potrubní síti se určí z nejnevýhodnějšího okruhu.

Při volbě čerpadla je nutné vzít v úvahu zvýšené odpory ventilů.

$$\Delta p = R \cdot l + Z = R \cdot l + \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

může být udáváno také v ekvivalentních délkách potrubí

$$\Delta p = R \cdot (l + l_{ekv})$$

Obvykle projektované hodnoty:

Potrubí s ventily a svislá potrubí:
 $R = 100$ až 150 Pa/m

Topný okruh:

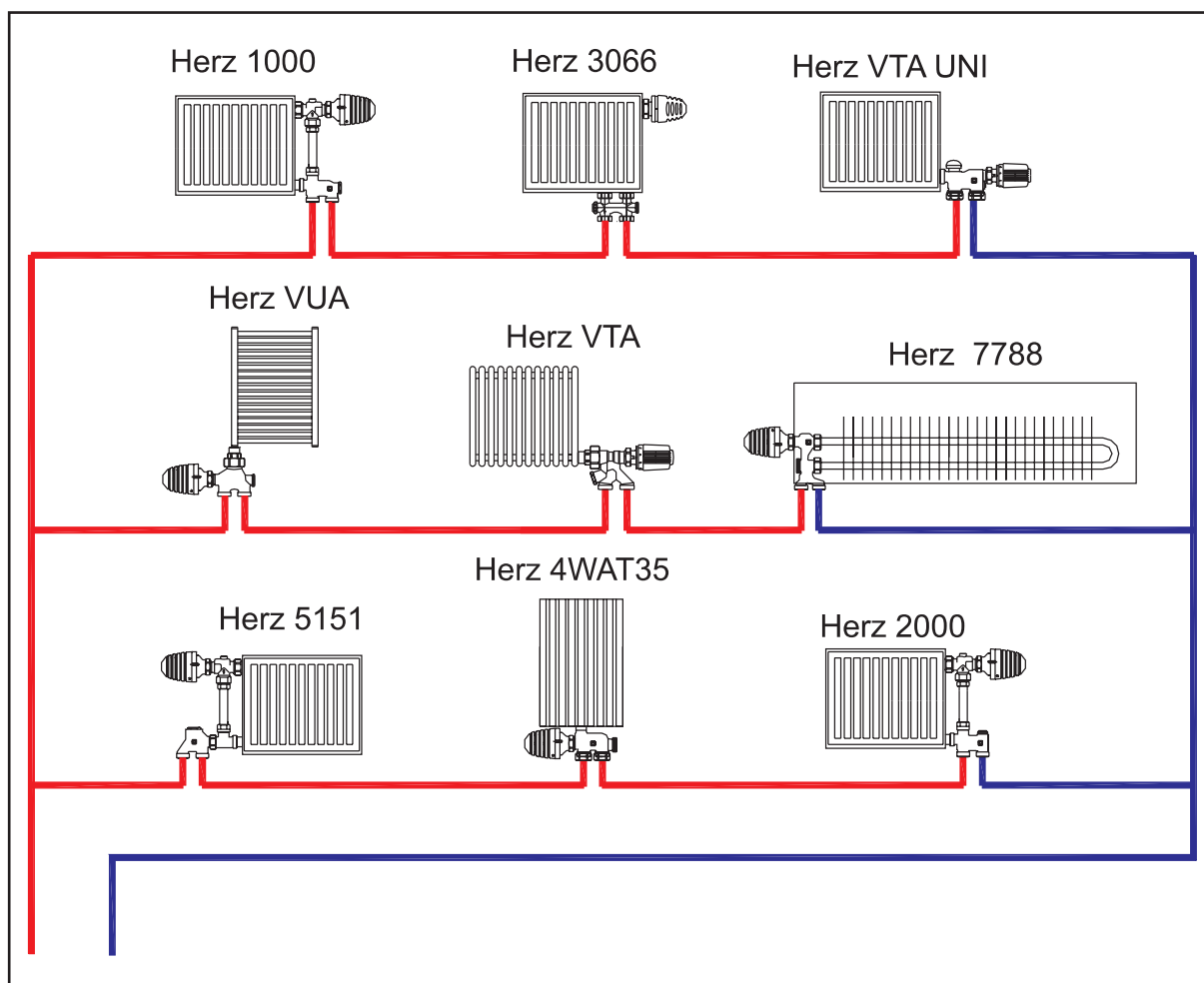
$w = 0,5 - 1$ m/s nebo podle přípojky ventilu průměr 15 nebo 18
 ($R \cong 200$ až 700 Pa/m pro 6 až 10 kW)

Tlaková ztráta na ventilech topných těles se odečte z diagramů ventilů.
 ($\Delta p_v \cong 500$ až 1000 Pa)

Obvykle se nemá připojovat více než 7 topných těles na okruh. Trubku 18×1 lze položit s opláštěváním do izolace proti kročejovému hluku nebo podél podlahových lišt s krycími profily.

10.2 Jednotrubkové speciální ventily

Průtok vody topným okruhem se ve ventilu dělí na průtok topným tělesem a průtok obtokem. Vzájemný poměr průtoků se nastavuje na ventilu. Z výroby jsou tyto ventily přednastaveny na určitou hodnotu, např. 35% průtoku topným tělesem.

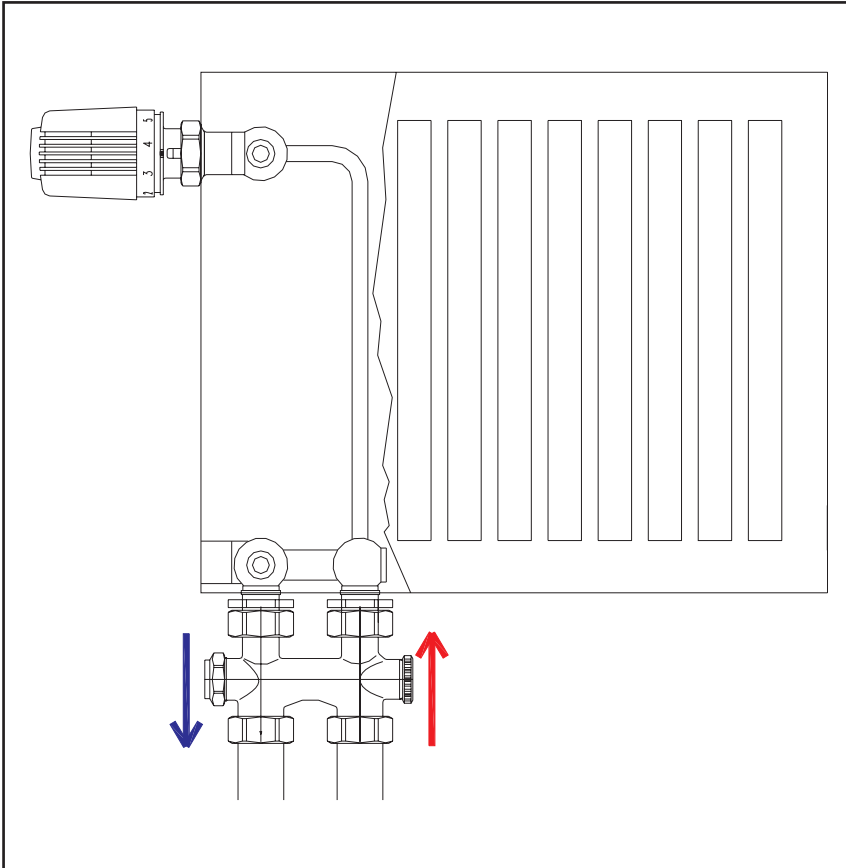


Obrázek 10-6 Armatury topných těles jednotrubkového systému

Kompaktní ventilová topná tělesa

Tato tělesa jsou vybavena integrovanými připojovacími soupravami a vnitřní svislou trubkou přívodu teplé vody k zabudovanému ventilu tělesa.

Topná tělesa se připojují pomocí soupravy s obtokem HERZ-3000, u které je možné přestavení z jednotrubkového na dvoutrubkový provoz pomocí závitového vřetena.



Obrázek 10-7 Kompaktní topné těleso s obtokovou armaturou

Výpočet je analogický s příčným uspořádáním, tj. přívod nahoře a odvod na protější straně dole. Obtok je přímo ve ventilu, který je v provedení s pevným nastavením určitého průtokového poměru nebo v provedení s nastavitelným průtokovým poměrem.

11 Hydraulické vyvážení

11.1 Přednastavení regulačních ventilů topných těles

Jak se mění průtok vody při manuálním otevření ventilu? Zvětšuje se průtok lineárně nebo zůstává zpočátku malý s rychlým nárůstem ke konci otevření?

$$\theta_m = \frac{\theta_V + \theta_R}{2}$$

$$\Phi = U \cdot A \cdot (\theta_m - \theta_i) = U \cdot A \cdot \Delta\theta$$

Pod θ_m se rozumí střední teplota topného média v topném tělese.

Protože jsou však topná tělesa počítána vždy pro stejnou střední teplotu topného média, muselo by se v praxi rovněž zajistit, aby byla všechna topná tělesa provozována s touto střední teplotou (např. 80 °C).

Čím je θ_m ovlivňováno a jak se negativně projeví rozdíly jednotlivých θ_m ?

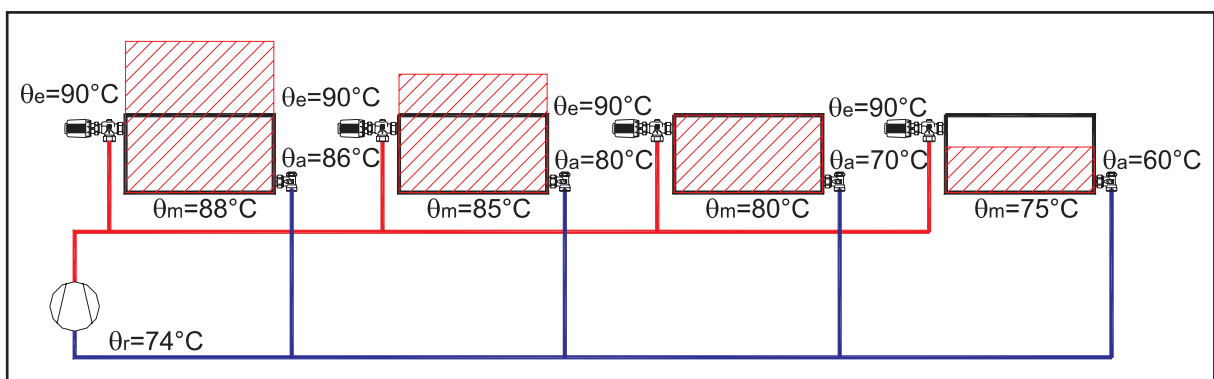
1. Teplotou přívodu resp. vstupní teplotou (θ_V nebo θ_E)
2. Průtokem vody topným tělesem za jednotku času a ten je zase závislý na tlaku čerpadla, resp. odporu topného tělesa nebo ventilu.

Protože je v praxi ještě stále většina namontovaných regulačních ventilů bez přednastavení, protéká prvním topným tělesem větší množství vody než posledním topným tělesem. Takže první místnost se přetápí a poslední místnost zůstane chladná. Předávání tepla je na obrázcích znázorněno šrafovaně.

V zásadě fungují velká a malá zařízení stejně, proto se pro porovnání předpokládají jen 4 místnosti se stejnou tepelnou ztrátou, tedy i stejně velkými topnými tělesy se stejnými připojovacími rozměry.

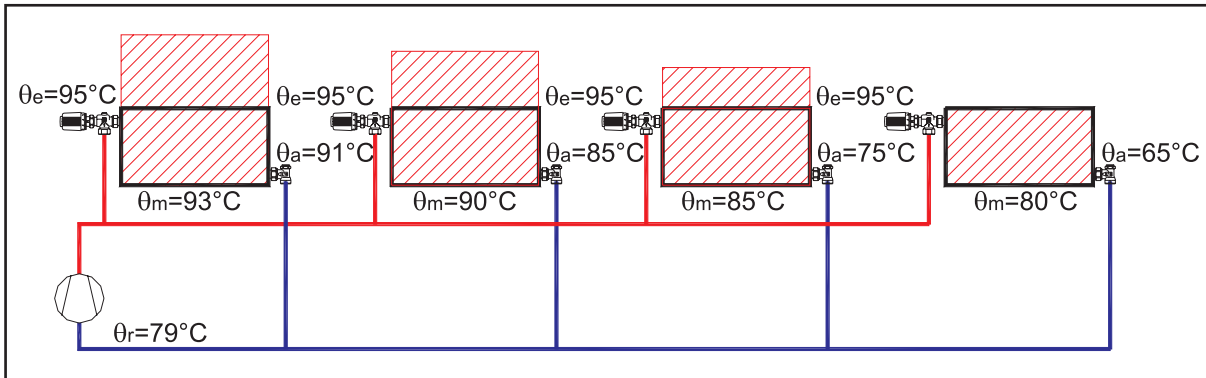
V potrubí se spotřebuje celý tlak čerpadla.

Poslední místnost tedy nedosáhne požadované teploty. Prvními dvěma topnými tělesy protéká nadměrné množství vody. Co se provede v mnoha případech?



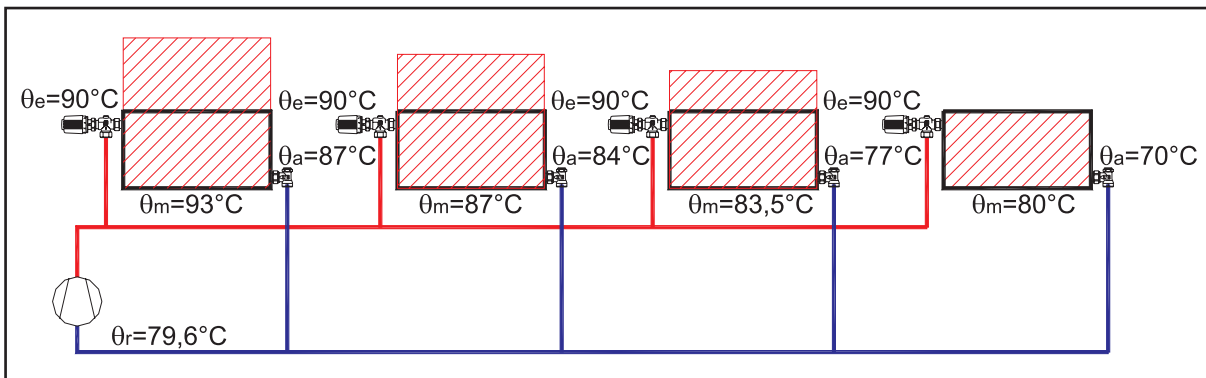
Obrázek 11-1 Čtyři topná tělesa bez přednastavení

a) zvýší se teplota přivodu



Obrázek 11-2 Čtyři topná tělesa při zvýšené teplotě přivodu

b) zvýší se tlak čerpadla



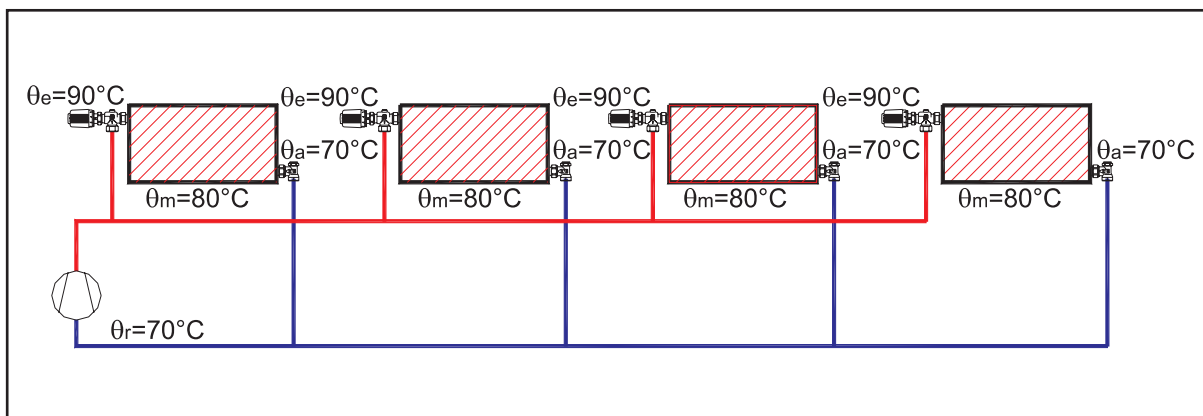
Obrázek 11-3 Čtyři topná tělesa při zvýšeném tlaku čerpadla

Z toho vyplývá:

V poslední místnosti se dosáhne požadované teploty a ostatní místnosti se přetopí, často až o 6°C nad výpočtovou teplotou, cenná tepelná energie se odvede nejdražší regulací, otevřením oken.

Z toho je patrné, jak je nutné přivádět do každého topného tělesa odpovídající množství

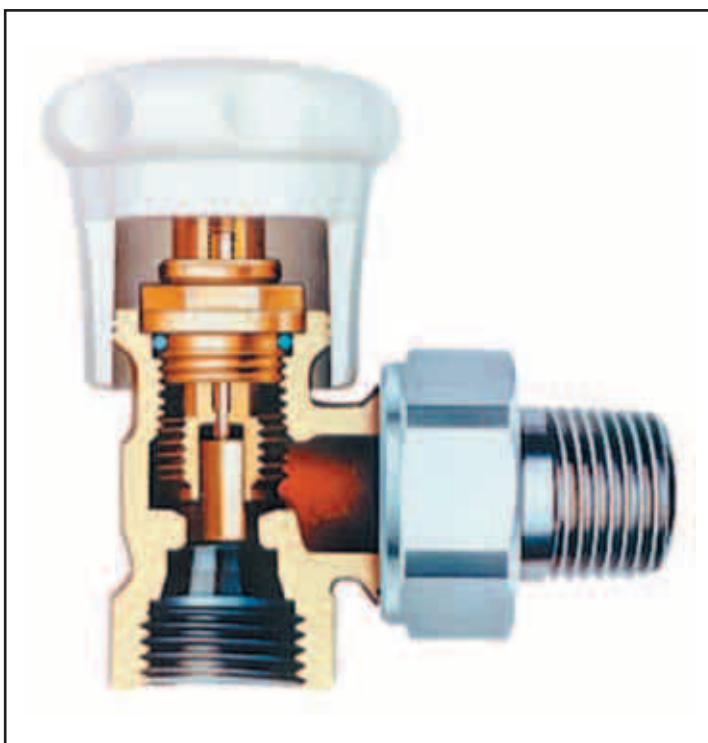
vody. To tedy znamená, že uměle vytvořený odpor musí odbourat příliš vysoký tlak čerpadla tam, kde protéká příliš velké množství vody, aby i vzdálenějšími topnými tělesy s nižším tlakem čerpadla protékalo odpovídající množství vody. Aby se umožnilo srovnání bez komplikovaných výpočtů je vhodné vyjádřit potřebné zvýšení odporů v radiátorech ve formě hodnot zeta.



Obrázek 11-4 Správné přednastavení průtoků vody topnými tělesy

Tímto přednastavením je dosaženo požadovaného předání tepla. Protože v praxi je účinek odstupňování rozměrů potrubí minimální, musí být tento dodatečný odpor vytvořen přednastavením ventilu topného tělesa. Existují nejrůznější druhy přednastavení, nejúčinnější z nich je

mikropřednastavení dvojitým vřetenem. Průtokový průřez ventilu se zmenší vsunutím kužele pro předběžnou regulaci do otvoru sedla. To umožňuje velmi přesné, bezpečné a rychlé přednastavení.



Obrázek 11-5 Řez ventilu topného tělesa HERZ-AS-T-90

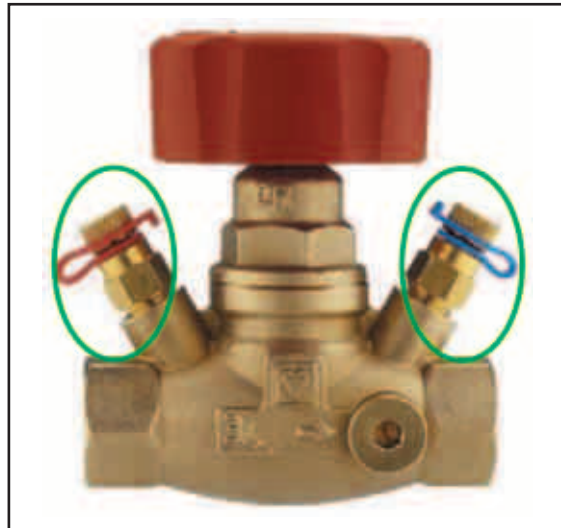
Přednastavení pomocí nastavovací kuželky má navíc tu výhodu, že ruční ovládní ventilu není při změně přednastavení ovlivněno. U konstrukce přednastavení pomocí kuželky je možné výměnou kuželky za kuželku s jiným tvarem dosáhnout jiné „charakteristiky ventilu“. Toto neplatí u ventilů s omezením zdvihu.

Po vyregulování celého zařízení mají veškeré ventily správný průtok a všechny nastavené hodnoty jsou zajištěny a zaznamenány. Pokud bylo potřebné přiškrtnout některý ventil před čerpadlem, měl by být správně nastaven nebo čerpadlo nahrazeno čerpadlem s odpovídajícím výkonem.

11.2 Hydraulické vyvážení

11.2.1 Postup při hydraulickém vyvážení

Nastavit všechny ventily dle přednastavení uvedeného na výkresech (radiátorový ventil pro $\Delta p = 8 \dots 10$ kPa). Přímé regulační ventily a radiátorové termostatické ventily musí být otevřené. Snižít teplotu, aby došlo k otevření samočinných ventilů. U této metody plní nejvzdálenější ventil v každém okruhu úlohu referenčního ventilu. Potom se nastaví postupně požadovaný průtok u zbývajících ventilů v tomto okruhu (začíná se u ventilů, které jsou nejdále od čerpadla). Když jsou všechny větve vyregulovány, nastaví se stejným způsobem hlavní potrubí.



Obrázek 11-6 Regulační ventil se dvěma měřicími ventilkami pro měření tlakového rozdílu /HERZ/



Obrázek 11-7 Měřicí počítač tlakového rozdílu HERZ

12 Zajištění kvality

Pro zajištění kvality by se mělo postupovat podle normy ISO 9002 také při činnosti instalatérských firem.

Kvality podle ISO 9000 je dosaženo tehdy, když vlastnosti výrobků a jiných výkonů přesně odpovídají požadavkům zákazníka.

Kvalita je definována trhem resp. zákazníkem a ne dodávajícím podnikem.

Spokojení zákazníci jsou nejvyšším cílem.

K tomu patří i odpovídající dokumentace. Vyžaduje se písemná forma s krátkými výstižnými formuláři.

Nastavení zařízení

Pro nastavení zařízení je třeba splnit následující požadavek:

Hydraulické vyvážení je třeba provést tak, aby bylo dosaženo parametrů v souladu se zadáním, ale také při snížení teploty v místnostech nebo provozních přestávkách topného systému, tj. všechny tepelné spotřebiče musí být podle jejich okamžitého výkonu dostatečně zásobovány teplou vodou.

Zkouška funkce

Celé zařízení musí být v rámci zkušebního provozu podrobeno topné zkoušce.

- zabezpečovací zařízení
- spalovací nebo vytápěcí zařízení
- regulační a ovládací zařízení
- hydraulické vyvážení

Přijímací zkouška

Při této zkoušce je třeba v protokolu písemně vymežit plánovaná funkční měření.

Protokol může požadovat objednavatel v objednávce díla.

Protokol o naregulování:

Označení úseku	Přívod Vratný tok	Typ ventilu DN	Průtok		Tlakový rozdíl		Poz. ručního kolečka	Poznámky
			V - požadovaný l.s ⁻¹ m ³ .h ⁻¹	V - skutečný l.s ⁻¹ m ³ .h ⁻¹	Δp - požadovaný mWS kPa	Δp - skutečný mWS kPa		

Obrázek 12-1 Protokol o vyregulování

Příloha

Dipl. Ing. Rudolf JAUSCHOWETZ.
 Zivilingenieur für Maschinenbau.
 Urheberrechtlich geschützt, alle Rechte.
 Insbesondere auf Vervielfältigung vorbehalten.

Jednotrubkový topný systém	Datum:	Projekt:
	Číslo: Strana:

Vypracoval:

P_n	W	1	2	3	4	5	6	7	V_{celk}
t_i	$^{\circ}C$								
V_{OT}									$\frac{l}{s}$
V_{OT}									%
t_1	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
t_m	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
t_2	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
Δt_V	$^{\circ}C$								$\Delta t_R = \dots^{\circ}C$
Δt_{HK}	$^{\circ}C$								
$\Delta t_{\ddot{u}}$	$^{\circ}C$								
f_1									
P_{100}	W								

$P_{celk} = \dots \text{ kW}$

$P_{celk} = \dots \text{ kW}$

P_n	W	1	2	3	4	5	6	7	V_{celk}
t_i	$^{\circ}C$								
V_{HK}									$\frac{l}{s}$
V_{HK}									%
t_1	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
t_m	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
t_2	$^{\circ}C$								$^{\circ}C$
Δt_V	$^{\circ}C$								$\Delta t_R = \dots^{\circ}C$
Δt_{OT}	$^{\circ}C$								
$\Delta t_{\ddot{u}}$	$^{\circ}C$								
f_1									
P_{100}	W								

Čís. H 111

Značka	Název	Součinitel odporu	Značka	Název	Součinitel odporu		
	T-kus pravouhlý			vlncový kompenzátor, za každý prsteneček	2.0		
	odbočka – dělení	ξ_4		1.3 1,5			
	odbočka – spojení	ξ_a		0.9 1,0			
	odbočka, přechod – dělení	ξ_2		0.35 0			
	odbočka, přechod – spojení	ξ_1		0.6 0,5			
	odbočka, protiproud – spojení	ξ_a		3.0			
	T-kus s jiným úhlem odbočky			převlečná spojka	0		
	odbočka – dělení			0.9			
	odbočka – spojení			0.4			
	odbočka – přechod – dělení			0.3			
	odbočka – přechod – spojení		0.2				
	odbočka – přechod – spojení		0.2				
	rozdělovač (výstup)	$\zeta_1 = 0.5$					
	sběrač (vstup)	$\zeta_2 = 1.0$					
	oblouk 90°, hladký	$r = d$ $r = 2d$ $r = 4d$ $r = 6d$ $r = 10d$	0.21 0.14 0.11 0.09 0.11				
	oblouk 90°, drsný	$r = d$ $r = 2d$ $r = 4d$ $r = 6d$ $r = 10d$	0.51 0.30 0.23 0.18 0.20				
		koleno s úhlem	$\beta = 90^\circ$ $\beta = 60^\circ$ $\beta = 45^\circ$			1.3 0.8 0.4	
			etážový odskok (shybka)			0.5	
						rozšíření plynulé	$\beta = 10^\circ$ $\beta = 20^\circ$ $\beta = 30^\circ$ $\beta = 40^\circ$
						rozšíření náhlé	$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
		výtok				$\zeta_1 = 1.0$	
		zúžení plynulé	$\beta = 30^\circ$ $\beta = 40^\circ$ $\beta = 60^\circ$			$\zeta_1 = 0.02$ $= 0.04$ $= 0.07$	
			zúžení náhlé s ostrými hranami			$\zeta_1 = 0.5$	
			se sraženými hranami			$\zeta_1 = 0.38$ $\zeta_2 = 0.25$ $\zeta_3 = 0.38$	
	zúžení s ostrými přečnivajícími hranami	$\zeta_1 = 3.0$					
	zúžení zaoblené	$\zeta_1 = 0.012$					
	ohybový kompenzátor ve tvaru lyry	hladký se záhyby	0.75 1.5				
	ventily						
	přímý ventil	DN 15 DN 20 DN 25 DN 32 DN 40 ... 80 DN 100 DN 200 DN 300 DN 400	10 8.5 4 6 5 5.4 6.3 7 7.7				
	šikmý ventil	DN 15 DN 20 DN 25 ... 50	3.5 2.5 2.0				
	průtokový a výtokový ventil	DN 15 DN 20 ... 25 DN 32 ... 50 DN 65 ... 80 IV DN 100	2 1.5 1 0.7 0.6				
	rohový ventil	DN 15 DN 20 ... 40 DN 50 ... 80 DN 100 DN 200 DN 300	4.0 2.0 3.5 4.0 5.0 6.0				
		šoupě	DN 10 ... 15 DN 20 ... 25 DN 32 ... 40 IV DN 50			1.0 0.5 0.3 0.3	
		kohout	DN 10 ... 15 IV DN 20			1.5 1.0	
		zpětný ventil	DN 15 ... 20 DN 25 ... 50 DN 100 DN 200			15 13 8 5	
		zpětná klapka	DN 50 DN 100 DN 200			1.5 1.2 1.0	
		zábrana proti zpětnému průtoku	DN 25 ... 40 DN 50			2.5 1.9	
	zábrana proti zpětnému průtoku s uzávěrem	DN 20 DN 25 ... 50	4.6 3.6				
	odlučovač vody pro stlačený vzduch s normálním vstupem s tangenciálním vstupem		3.0 5 ... 8				
	odlučovač oleje pro stlačený vzduch		3 ... 10				
	zásobník kotel článekové topné těleso		2.5 2.5 2.5				

Ocelová trubka t= 1 K R(P.a.m.°)	DN10	15	20	25		32		40	50	
	3/8	1/2	3/4	1	38x2,6	1 1/4	44,5x2,6	1 1/2	57x2,9	63,5x2,9
	D= 12,5mm	16	21,6	27,2	32,8	35,9	39,3	41,8	51,2	57,7
6	27 6.0E+ .05	53 .013 .06	122 .029 .08	229 .055 .1	381 .091 .11	488 .116 .12	623 .149 .13	737 .176 .13	1274 .304 .15	1759 .419 .16
8	32 8.0E+ .06	63 .015 .08	144 .034 .1	269 .064 .11	448 .107 .13	573 .136 .14	732 .174 .15	864 .206 .15	1494 .356 .18	2061 .491 .19
10	36 9.0E+ .07	106 .025 .13	240 .057 .16	449 .107 .19	745 .178 .22	951 .227 .23	1213 .289 .25	1431 .341 .26	2466 .588 .29	3395 .809 .32
20	54 .013 .11	106 .025 .13	240 .057 .16	449 .107 .19	745 .178 .22	951 .227 .23	1213 .289 .25	1431 .341 .26	2466 .588 .29	3395 .809 .32
30	68 .016 .14	133 .032 .16	301 .072 .2	562 .134 .24	930 .222 .27	1186 .283 .29	1512 .36 .31	1784 .425 .32	3070 .732 .37	4224 .1007 .4
40	80 .019 .16	156 .037 .19	353 .084 .24	658 .157 .28	1088 .259 .32	1386 .33 .34	1767 .421 .36	2084 .497 .37	3583 .854 .43	4928 .1174 .46
50	90 .022 .18	177 .042 .22	399 .095 .27	743 .177 .31	1228 .293 .36	1564 .373 .38	1993 .475 .4	2350 .56 .42	4037 .962 .48	5550 .1323 .52
60	100 .024 .2	196 .047 .24	441 .105 .29	820 .195 .35	1355 .323 .39	1725 .411 .42	2197 .524 .44	2591 .617 .46	4449 .106 .53	6114 .1457 .57
70	109 .026 .22	213 .051 .26	479 .114 .32	891 .212 .38	1472 .351 .43	1874 .447 .45	2386 .569 .48	2813 .67 .5	4829 .151 .58	6635 .1581 .62
80	117 .028 .23	229 .055 .28	515 .423 .34	958 .228 .4	1581 .377 .46	2013 .48 .49	2562 .611 .52	3020 .72 .54	5183 .1235 .62	7120 .1697 .67
90	125 .03 .25	244 .058 .3	549 .131 .37	1020 .243 .43	1684 .401 .49	2143 .511 .52	2728 .65 .55	3216 .766 .57	5516 .1314 .66	7576 .1805 .71
100	133 .032 .27	259 .062 .32	581 .139 .39	1079 .257 .46	1781 .424 .52	2267 .54 .55	2885 .688 .58	3400 .81 .61	5831 .139 .69	8008 .1908 .75
110	140 .033 .28	273 .065 .33	612 .146 .41	1136 .271 .48	1874 .447 .54	2385 .568 .58	3035 .723 .61	3576 .852 .64	6132 .1461 .73	8419 .2006 .79
120	147 .035 .29	286 .068 .35	642 .153 .43	1190 .284 .5	1963 .468 .57	2497 .595 .6	3178 .757 .64	3745 .892 .67	6419 .153 .76	8813 .21 .83
130	153 .037 .31	299 .071 .36	670 .16 .45	1242 .296 .52	2048 .488 .59	2605 .621 .63	3315 .79 .67	3906 .931 .7	6695 .1595 .8	9190 .219 .86
140	160 .036 .32	311 .074 .38	697 .166 .47	1292 .308 .55	2130 .508 .62	2710 .646 .66	3448 .822 .7	4062 .968 .73	6960 .1659 .83	9554 .2277 .9
150	166 .039 .33	323 .077 .39	723 .172 .48	1340 .319 .57	2209 .526 .64	2810 .67 .68	3575 .852 .72	4212 .1004 .75	7217 .172 .86	9905 .236 .93
160	172 .041 .34	334 .08 .41	749 .178 .5	1387 .331 .59	2286 .545 .66	2908 .693 .7	3699 .881 .75	4358 .1038 .78	7465 .1779 .89	10245 .2441 .96
170	177 .042 .35	345 .082 .42	773 .184 .52	1433 .341 .6	2361 .563 .69	3002 .715 .73	3819 .91 .77	4499 .1072 .8	7706 .1836 .92	10574 .252 .99
180	183 .044 .37	356 .085 .43	797 .19 .53	1477 .352 .62	2433 .58 .71	3094 .737 .75	3935 .938 .8	4636 .1105 .83	7939 .1892 .95	10894 .2596 .102
190	188 .045 .38	367 .087 .45	820 .196 .55	1520 .362 .64	2503 .597 .73	3183 .759 .77	4049 .965 .82	4769 .1137 .85	8167 .1946 .97	10245 .2441 .105
200	194 .046 .39	377 .09 .46	843 .201 .56	1561 .372 .66	2572 .613 .75	3270 .779 .79	4159 .991 .84	4899 .1168 .88	8388 .1999 .1	11509 .2743 .108
220	204 .049 .41	397 .095 .48	887 .211 .59	1642 .391 .69	2704 .644 .78	3438 .819 .83	4372 .1042 .88	5150 .1227 .92	8816 .2101 .105	12094 .2882 .113
240	214 .051 .43	415 .099 .51	929 .221 .62	1719 .41 .73	2831 .675 .82	3599 .858 .87	4576 .1091 .93	5390 .1284 .96	9224 .2198 .11	12653 .3015 .119
260	223 .053 .45	434 .103 .53	969 .231 .65	1794 .427 .76	2952 .703 .86	3753 .894 .91	4772 .1137 .96	5620 .1339 .1	9616 .2292 .15	13190 .3143 .124
280	232 .055 .46	451 .108 .55	1008 .24 .67	1865 .444 .79	3069 .731 .89	3901 .93 .95	4960 .1182 .1	5841 .1392 .104	9994 .2382 .104	13706 .3266 .129
300	241 .057 .48	468 .112 .57	1046 .249 .7	1934 .461 .82	3182 .758 .92	4045 .964 .98	5142 .1225 .104	6055 .1443 .108	10358 .2468 .123	14205 .30385 .133
400	281 .067 .56	545 .13 .67	1217 .29 .81	2249 .536 .95	3698 .881 .107	4699 .112 .114	5972 .1423 .121	7032 .1676 .126	12022 .2865 .143	16482 .3928 .155
500	317 .075 .63	614 .146 .75	1368 .326 .92	2527 .602 .107	4153 .99 .121	5276 .1257 .128	6705 .1598 .136	7893 .1881 .141	13490 .3215 .161	18490 .4406 .173
600	349 .083 .7	676 .161 .82	1505 .359 .101	2778 .662 .117	4565 .1088 .132	5799 .1382 .14	7368 .1756 .149	8673 .2067 .155	14818 .3531 .176	20307 .4839 .19
700	378 .09 .76	733 .175 .89	1631 .389 .109	3010 .717 .127	4944 .1178 .143	6280 .1496 .152	7978 .1901 .161	9390 .2238 .168	16040 .3822 .191	21979 .5237 .206

Teplá voda t = 80 °C
1) tepelný výkon P (W) při t₁-t₂= 1 K
2) průtok vody m (kg.s⁻¹)
3) rychlost proudění vody w (m.s⁻¹)



TABULKA TŘENÍ V POTRUBÍ pro středně těžké závitové trubky a bežešvé varné trubky



Teplá voda t = 80 °C

- 1) tepelný výkon P (W) při $t_h - t_c = 1\text{ K}$
- 2) průtok vody m (kg.s⁻¹)
- 3) rychlost proudění vody w (m.s⁻¹)

TABULKA TŘENÍ V POTRUBÍ pro bežešvé varné trubky

Ocelová trubka t= 1 K R(Pa.m. ⁻¹)	DN 65		80	(R 3)	100	(R 4)	125	(R 5)	150	(175)	
	70x2,9	76,1x2,9	82,5x3,2	88,9x3,2	108x3,6	114,3x3,6	133x4	139,7x4	159x4,5	191x5,4	
	D= 64,2mm	70,3	76,1	82,5	100,8	107,1	125	131,7	150	180,2	
6	1)P 2)m 3)w	2344 ,559 ,18	2991 ,713 ,19	3700 ,882 ,2	4594 ,1095 ,21	7849 ,1871 ,24	9228 ,2199 ,25	13933 ,332 ,28	16011 ,3815 ,29	22629 ,5393 ,31	36823 ,8775 ,35
8		2745 ,654 ,21	3501 ,834 ,22	4330 ,1032 ,23	5374 ,1281 ,25	9174 ,2186 ,28	10783 ,257 ,29	16271 ,3877 ,33	18094 ,4455 ,34	26409 ,6293 ,37	42945 ,10234 ,41
10		3101 ,739 ,23	3954 ,942 ,25	4888 ,1165 ,26	6066 ,1445 ,28	10349 ,2466 ,32	12162 ,2898 ,33	18343 ,4371 ,37	21071 ,5021 ,38	29756 ,7091 ,41	48364 ,11525 ,47
20		4516 ,1076 ,34	5753 ,1371 ,36	7107 ,1694 ,38	8811 ,21 ,4	15005 ,3576 ,46	17624 ,4435 ,48	26545 ,6326 ,53	30479 ,7263 ,55	42995 ,10246 ,6	69782 ,16629 ,67
30		5615 ,1338 ,43	7150 ,1704 ,45	8828 ,2104 ,48	10940 ,2607 ,5	18611 ,4435 ,57	21853 ,5208 ,59	32890 ,7838 ,66	37756 ,8997 ,68	53230 ,12685 ,74	86325 ,20571 ,83
40		6547 ,156 ,5	8334 ,1986 ,53	10287 ,2451 ,55	12744 ,3037 ,58	21666 ,5163 ,67	25435 ,6061 ,69	38262 ,9118 ,76	43915 ,10465 ,79	61890 ,14748 ,86	100317 ,23905 ,96
50		7372 ,1757 ,56	9381 ,2235 ,59	11577 ,2759 ,62	14339 ,3417 ,66	24366 ,5506 ,75	28600 ,6815 ,78	43007 ,10249 ,86	49356 ,11761 ,89	69537 ,1657 ,96	112669 ,26849 ,108
60		8119 ,1935 ,62	10330 ,2462 ,65	12746 ,3037 ,69	15785 ,3762 ,72	26811 ,6389 ,82	31466 ,7498 ,86	47305 ,11273 ,95	54283 ,12935 ,98	76461 ,18221 ,106	123852 ,29514 ,119
70		8808 ,2099 ,67	11205 ,267 ,71	13823 ,3294 ,75	17117 ,4079 ,79	29064 ,6926 ,89	34107 ,8128 ,93	51262 ,12216 ,102	58819 ,14017 ,106	82836 ,1974 ,115	134145 ,31967 ,129
80		9451 ,2252 ,72	12020 ,2864 ,76	14828 ,3533 ,8	18358 ,4375 ,84	31163 ,7426 ,96	36567 ,8714 ,1	54949 ,13094 ,11	63046 ,15024 ,113	88775 ,21155 ,123	143734 ,34252 ,138
90		10055 ,2396 ,76	12787 ,3047 ,81	15772 ,3758 ,85	19526 ,4653 ,9	33137 ,7896 ,102	38880 ,9265 ,106	58415 ,1392 ,117	57019 ,15971 ,121	94358 ,22485 ,131	152764 ,363 ,147
100		10627 ,2532 ,8	13513 ,322 ,85	16666 ,3971 ,9	20631 ,4916 ,95	35005 ,8342 ,112	41070 ,9787 ,112	61696 ,14702 ,123	70780 ,16867 ,127	99641 ,23744 ,138	161274 ,38431 ,155
110		11171 ,2662 ,85	14205 ,3385 ,9	17517 ,4174 ,94	21682 ,5167 ,99	36783 ,8765 ,113	43154 ,10283 ,117	64818 ,15446 ,13	74358 ,17719 ,134	104668 ,24942 ,145	169388 ,40365 ,163
120		11692 ,2786 ,89	14866 ,3542 ,94	18331 ,4368 ,99	22688 ,5407 ,104	38483 ,917 ,118	45146 ,10758 ,123	67802 ,16157 ,135	77779 ,18535 ,14	109473 ,26087 ,152	177144 ,42213 ,17
130		12192 ,2905 ,92	15500 ,3694 ,98	19112 ,4554 ,103	23653 ,5637 ,109	40114 ,9559 ,123	47057 ,11214 ,141	70666 ,1684 ,141	81061 ,19317 ,146	114084 ,27156 ,158	184586 ,43986 ,177
140		12673 ,302 ,96	16111 ,3839 ,102	19864 ,4734 ,107	24583 ,5858 ,113	41684 ,9933 ,128	48 ,11652 ,133	73423 ,17496 ,147	84221 ,2007 ,152	118522 ,28244 ,164	191748 ,45693 ,184
150		13138 ,3131 ,1	16700 ,398 ,106	20590 ,4906 ,111	25480 ,6072 ,117	43200 ,10294 ,133	50674 ,12075 ,138	76083 ,1813 ,152	87270 ,20796 ,157	122805 ,29264 ,17	198660 ,4734 ,191
160		13588 ,3238 ,103	17271 ,4116 ,109	21292 ,5074 ,115	26347 ,6279 ,121	44666 ,10644 ,137	52392 ,12485 ,143	78657 ,18744 ,157	90220 ,21499 ,162	126949 ,30252 ,176	205347 ,48934 ,197
170		14023 ,3342 ,106	17824 ,4247 ,113	21973 ,5236 ,118	27189 ,6479 ,125	46088 ,10983 ,142	54058 ,12882 ,147	81152 ,19339 ,162	93080 ,22181 ,168	130966 ,31209 ,182	211829 ,50479 ,204
180		14447 ,3443 ,109	18361 ,4375 ,116	22634 ,5394 ,122	28006 ,6674 ,128	47469 ,11312 ,145	55676 ,13268 ,152	83576 ,19916 ,167	95858 ,22843 ,173	134867 ,32139 ,187	218124 ,51979 ,21
190		14859 ,3541 ,113	18884 ,45 ,119	23278 ,5547 ,125	28801 ,6863 ,132	48812 ,11532 ,15	57250 ,13643 ,156	85934 ,20478 ,172	98560 ,23487 ,177	138662 ,33043 ,192	224248 ,53438 ,216
200		15260 ,3637 ,116	19393 ,4621 ,123	23905 ,5697 ,129	29576 ,7048 ,136	50121 ,11944 ,154	58784 ,14008 ,16	88230 ,21025 ,176	101193 ,24114 ,182	142359 ,33924 ,198	230200 ,54859 ,221
220		16035 ,3821 ,121	20376 ,4855 ,129	25114 ,5985 ,135	31070 ,7404 ,143	52644 ,14713 ,162	61741 ,14713 ,168	92659 ,2208 ,185	106268 ,25323 ,191	149487 ,35623 ,207	241714 ,576 ,232
240		16775 ,3997 ,127	21315 ,5079 ,135	26270 ,626 ,142	32498 ,7744 ,149	55056 ,1312 ,169	64567 ,15386 ,176	96891 ,23089 ,194	111119 ,26479 ,2	156300 ,37246 ,217	252706 ,60219 ,243
260		17485 ,4167 ,132	22215 ,5294 ,14	27379 ,6524 ,148	33868 ,8071 ,155	57370 ,13671 ,176	67279 ,16032 ,183	100952 ,24057 ,202	115773 ,27588 ,208	162835 ,38803 ,226	263250 ,62732 ,253
280		18168 ,4329 ,138	23083 ,5501 ,146	28446 ,6779 ,153	35187 ,8385 ,161	59598 ,14202 ,183	59889 ,16654 ,19	104860 ,24988 ,21	120251 ,28656 ,216	169125 ,40302 ,235	273397 ,6515 ,263
300		18828 ,4487 ,143	23920 ,57 ,151	29476 ,7024 ,159	36459 ,8688 ,167	61747 ,14714 ,19	72407 ,17255 ,197	108632 ,25887 ,217	124574 ,29686 ,224	175194 ,41749 ,243	283189 ,67484 ,272
400		21841 ,5205 ,143	27741 ,6611 ,175	34180 ,8145 ,184	42270 ,10073 ,194	71560 ,17053 ,22	83904 ,19994 ,251	125846 ,29989 ,282	144302 ,34387 ,26	202897 ,4835 ,282	327879 ,78133 ,315
500		24497 ,5838 ,186	31111 ,7414 ,197	38327 ,9133 ,207	47393 ,11294 ,217	80210 ,19114 ,246	94039 ,22409 ,256	141020 ,33605 ,282	161691 ,38531 ,291	227314 ,54169 ,315	367266 ,37519 ,353
600		26901 ,641 ,204	34159 ,814 ,206	42078 ,10027 ,227	52027 ,12398 ,239	88034 ,20978 ,271	103206 ,24594 ,281	154743 ,36875 ,309	177418 ,42278 ,319	249395 ,5943 ,346	402883 ,96006 ,387
700		29112 ,6937 ,221	36964 ,8808 ,234	45529 ,10849 ,245	56289 ,13414 ,258	95321 ,22693 ,293	111638 ,26603 ,304	167366 ,39883 ,334	191883 ,45725 ,345	269705 ,6427 ,374	435642 ,103813 ,419

