

Přednáška 6

Dimenzování potrubních rozvodů

Cílem je navrhnout profily potrubí, jmenovité světlosti armatur a nastavení regulačních orgánů tak, aby při požadovaném průtoku byla celková tlaková ztráta okruhu stejně velká (o málo nižší) jako tlak, který máme k dispozici (přirozený vztlak, dopravní tlak čerpadla).

Při samotném výpočtu tlakových ztrát rozdělíme soustavu na **úseky**, které mají **stejný hmotnostním průtok**.

Každý úsek vykazuje tlakové ztráty

třením

a

tlakové ztráty vřazenými (místními) odpory.

Tlaková ztráta třením

$$R \cdot l = \Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

R	měrná ztráta třením (Pa/m)
l	délka potrubí (m)
w	rychlost proudění vody v potrubí (m/s)
d	vnitřní profil potrubí
ρ	hustota vody
λ	součinitel tření, závislý na Re a dle typu proudění na poměrné drsnosti .

Hodnotu R určujeme z tabulek či diagramů (pro dané teplotní rozmezí a materiál potrubí).

Výpočet ztráty třením aktivně i na www.tzb-info.cz

Tab. pro materiál , t_m

Potrubí ocelové závitové

$t_m = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ TLAKOVÁ ZTRÁTA POTRUBÍ TŘENÍM (63 - 110 $^{\circ}\text{C}$)														
DN d [mm]	10 (3/8") 12,4		15 (1/2") 15,1		20 (3/4") 21,5		25 (1") 27,2		32 (5/4") 35,9		40 (d/4") 41,8		50 (2") 52,9	
M	R	w	R	w	R	w	R	w	R	w	R	w	R	w
240	485	0,60	125	0,34	29,0	0,19	9,15	0,12	2,35	0,07	1,10	0,05		
250	525	0,60	135	0,36	31,0	0,20	9,85	0,13	2,55	0,07	1,20	0,05		
260	570	0,63	150	0,38	33,5	0,21	10,5	0,13	2,70	0,08	1,30	0,05		
280	655	0,67	170	0,40	38,5	0,22	12,0	0,14	3,10	0,08	1,50	0,05		
300	750	0,75	195	0,45	43,5	0,24	14,0	0,15	3,50	0,09	1,65	0,05	0,55	0,04
320	850	0,80	220	0,45	49,0	0,25	15,5	0,16	3,95	0,10	1,85	0,07	0,60	0,04
340	955	0,85	245	0,48	55,0	0,28	17,5	0,17	4,40	0,10	2,10	0,07	0,65	0,05
360	1050	0,90	275	0,53	61,5	0,30	19,5	0,18	4,85	0,11	2,30	0,08	0,75	0,05
380	1200	0,90	305	0,56	68,0	0,30	21,5	0,19	5,35	0,11	2,55	0,08	0,80	0,05
400	1300	0,95	335	0,60	75,0	0,32	23,5	0,20	5,90	0,12	2,80	0,09	0,90	0,05
420	1450	1,00	370	0,60	82,0	0,34	25,5	0,21	6,45	0,12	3,05	0,09	0,95	0,05
450	1650	1,10	425	0,67	93,5	0,36	29,0	0,24	7,30	0,13	3,45	0,10	1,10	0,05
480	1850	1,20	480	0,71	105	0,38	33,0	0,24	8,20	0,14	3,90	0,10	1,25	0,05
500	2000	1,20	520	0,71	115	0,40	35,5	0,25	8,85	0,15	4,20	0,11	1,30	0,07
530	2250	1,30	580	0,75	130	0,42	39,5	0,28	9,85	0,15	4,65	0,12	1,45	0,07
550			645	0,80	140	0,45	44,0	0,28	11,0	0,16	5,15	0,12	1,60	0,08
560			740	0,85	160	0,48	50,0	0,30	12,5	0,17	5,85	0,13	1,85	0,08
580			810	0,90	180	0,50	55,0	0,32	13,5	0,18	6,35	0,14	2,00	0,09
570			915	0,95	200	0,53	61,5	0,34	15,0	0,19	7,15	0,14	2,25	0,09
710			1000	1,00	225	0,56	68,5	0,36	17,0	0,21	7,95	0,15	2,50	0,10
750			1150	1,10	250	0,60	75,0	0,38	19,0	0,22	8,80	0,16	2,75	0,10
800			1300	1,20	280	0,63	85,0	0,40	21,0	0,24	9,90	0,17	3,10	0,11
850			1450	1,20	315	0,67	95,5	0,42	23,5	0,25	11,0	0,18	3,45	0,12
900			1650	1,30	355	0,71	110	0,45	26,5	0,26	12,5	0,19	3,80	0,12
950			1800	1,40	390	0,75	120	0,48	29,0	0,28	13,5	0,20	4,20	0,13
1 000			2000	1,50	435	0,80	130	0,50	32,0	0,30	15,0	0,21	4,65	0,14
1 050			2200	1,50	475	0,85	145	0,53	35,5	0,30	16,5	0,22	5,05	0,14
1 100			2400	1,40	520	0,90	160	0,56	38,5	0,32	18,0	0,24	5,50	0,15
1 200					615	0,95	185	0,60	45,5	0,34	21,0	0,25	6,50	0,16
1 250					670	1,00	205	0,63	49,0	0,36	22,5	0,28	7,00	0,17

známe

$$M = Q / (1,163 \cdot \Delta t)$$

(kg/h)

*Ekonomická
rychlost*

Ztráta místními odpory

$$Z = \Delta p_{\xi} = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \rho$$

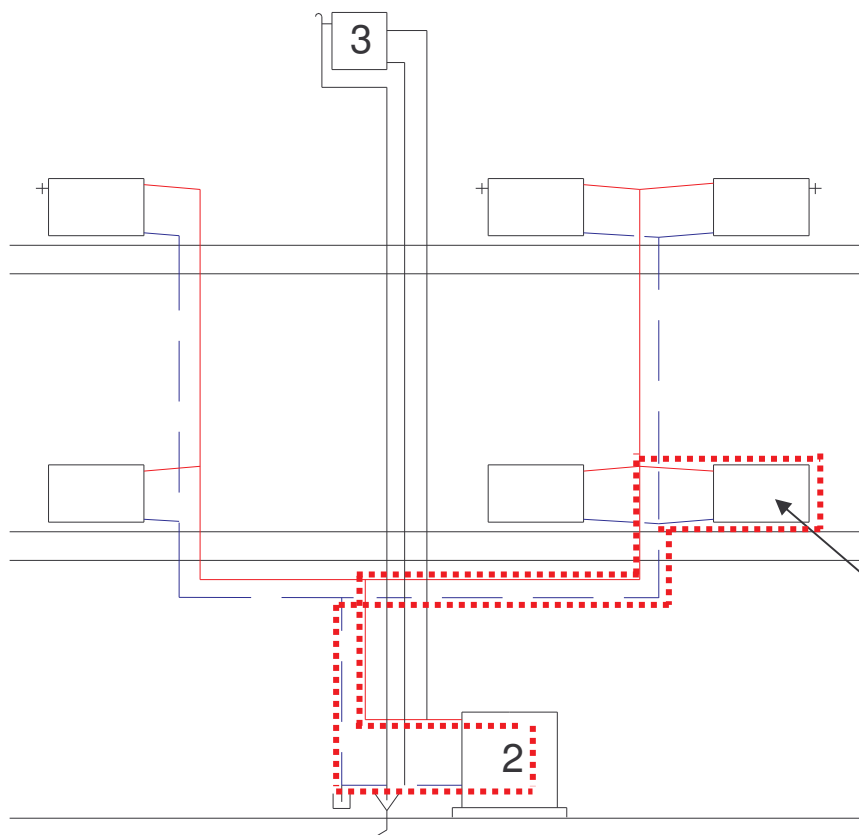
Kde je

- ξ součinitel místního odporu (-)
 w rychlost proudění vody v potrubí (m/s)
 ρ hustota vody

místní odpor	hodnota ξ	poznámka
Kotel	2,0 – 2,5	
Otopné těleso	2,0 – 3,0	
T – kus	0,5 – 3,0	rozdělení
T – kus	1,0 – 3,0	spojení
Obchod	0,5	
Zúžení plynulé	0,1	
Zúžení náhlé	1,0	
Koleno	0,5 – 2,0	podle světlosti
Rozšíření plynulé	0,3 – 0,8	
Rozšíření náhlé	1,0	
Šoupátko	0,3 – 0,7	

Princip výpočtu dvoutrubkových teplovodních otopných soustav s přirozeným oběhem vody

Vznik účinného tlaku a tím i přirozený oběh vzniká v důsledku ohřátí vody v kotli, kdy se zvětší její měrný objem a sníží hustota. Hydrostatický tlak sloupce teplé vody poklesne a sloupec studené vody začne svým vyšším hydrostatickým tlakem vytlačovat sloupec teplé vody nahoru.



Pro každý okruh tedy platí:

$$\Delta p_g \geq \Delta p_o,$$

Tlaková ztráta

$$\Delta p_o = \Sigma(R \cdot l + Z)$$

Účinný tlak (Pa):

$$\begin{aligned} \Delta p_g &= p_{\rho 2} - p_{\rho 1} = h \cdot \rho_2 \cdot g - h \cdot \rho_1 \cdot g \\ &= h \cdot g \cdot (\rho_2 - \rho_1) \end{aligned}$$

Základní okruh - nejnepříznivější

Nejvzdálenější a nejnižší položené

Př. Přirozený vztlak 1 m výšky stoupacího potrubí pro teplotu topné vody 90/70 a 75/65.

$$\Delta p_{g(90/70)} = h \cdot g \cdot (\rho_2 - \rho_1) = 1 \cdot 9,81 \cdot (977,7 - 965,3) = 121,6 \text{ Pa} = 0,12 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{g(75/65)} = h \cdot g \cdot (\rho_2 - \rho_1) = 1 \cdot 9,81 \cdot (980,5 - 974,9) = 54,9 \text{ Pa} = 0,055 \text{ kPa}$$

Princip výpočtu teplovodních otopných soustav s nuceným oběhem vody

U otopných soustav s nuceným oběhem vody nezajišťuje proudění vody v okruhu pouze účinný tlak, ale především **dopravní tlak oběhového čerpadla**.

Rovnice hydrauliky okruhu nabývá tedy tvaru:

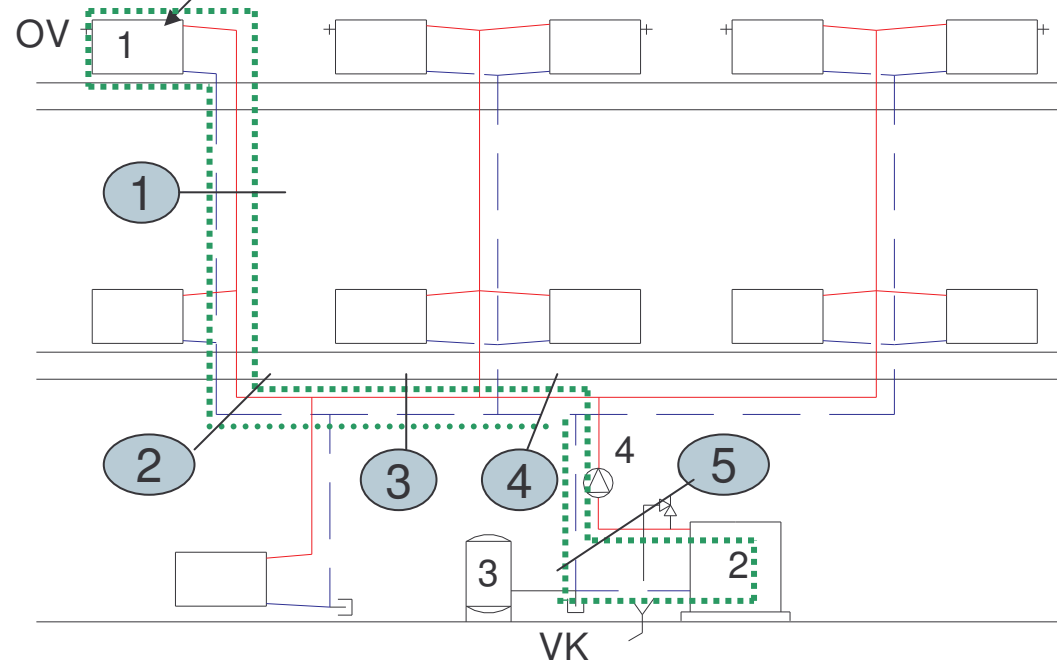
$$\Delta p_\rho + \Delta p_\check{\text{c}} \geq \Delta p_{zo}$$

Δp_ρ je účinný tlak okruhu (Pa)

$\Delta p_\check{\text{c}}$ dopravní tlak oběhového čerpadla (Pa)

Δp_{zo} celková tlaková ztráta okruhu (Pa)

Základní okruh - k nejvzdálenějšímu a
nejvýše položenému OT (obvykle)



*Pozn.: Největší tlaková
ztráta může být též
okruhem k tělesu
výkonově největšímu,
přestože je blíže zdroji.*

METODY
DIMENZOVÁNÍ

→ Předběžného tlakového rozdílu

→ Ekonomických rychlostí

Metoda použití ekonomických rychlostí (pro soustavu s nuceným oběhem)

U obytných budov se volí rychlost pro přípojky k otopným tělesům (0,2m/s), stoupačky a horizont. rozvody $w = 0,3$ až $0,7\text{m/s}$ (měrná tlaková ztráta $R = 60$ až 100 Pa/m), u zdroje (R+S) $w = 0,5$ až $1,0\text{m/s}$.

Rychlost se postupně zvyšuje od OT směrem ke zdroji.

Postup:

1. Základní okruh (nejnepříznivější těleso)
2. Rozdělení na úseky
3. Určení hmotnostních průtoků pro jednotlivé úseky

$$M = Q / (1,163 \cdot \Delta t) \quad (\text{kg/h})$$

4. Předběžný návrh dimenzí potrubí
5. Vyčíslení R a w (volba ekonomické w)
6. Určení $\sum \xi$ a Z pro každý úsek
7. Určení $R \cdot l + Z + \Delta p_v$ pro každý úsek

8. Určení ztráty základního okruhu

$$\Delta p_{zo} = \Sigma (R \cdot l + Z + \Delta p_v) \quad (Pa, kPa)$$

9. Návrh oběhového čerpadla

$$\Sigma (R \cdot l + Z + \Delta p_v) < \Delta p_{\check{c}} \quad (\text{do max.4.NP})$$

$$\Sigma (R \cdot l + Z + \Delta p_v) < \Delta p_{\check{c}} + \Delta p_g$$

10. Návrh dimenzí dalších okruhů

11. Návrh hydraulického seřízení soustavy (přednastavení armatur otopných těles, vyvažovacích armatur na patách stoupaček, větvích,...)

Oběhová čerpadla

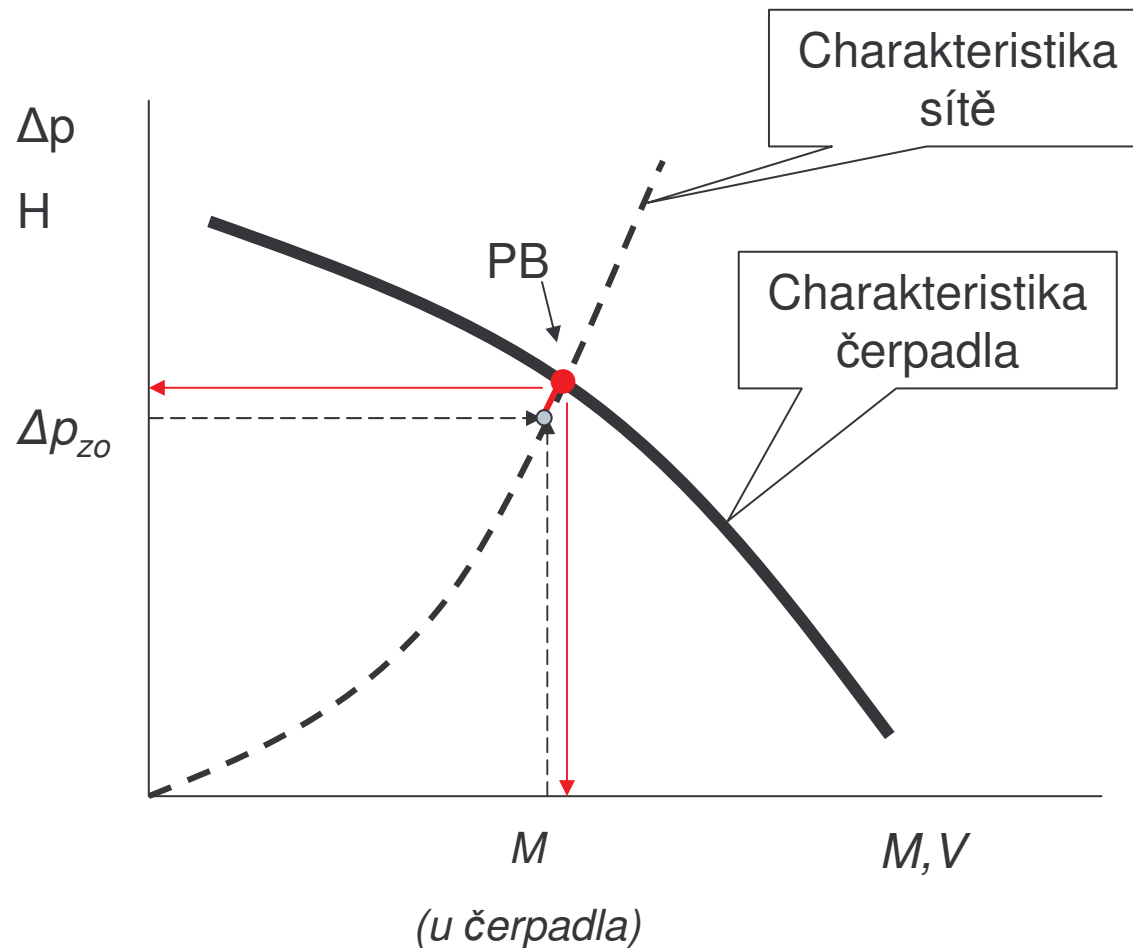
V systémech ÚT - oběhová mokroběžná čerpadla osazená přímo do potrubí.



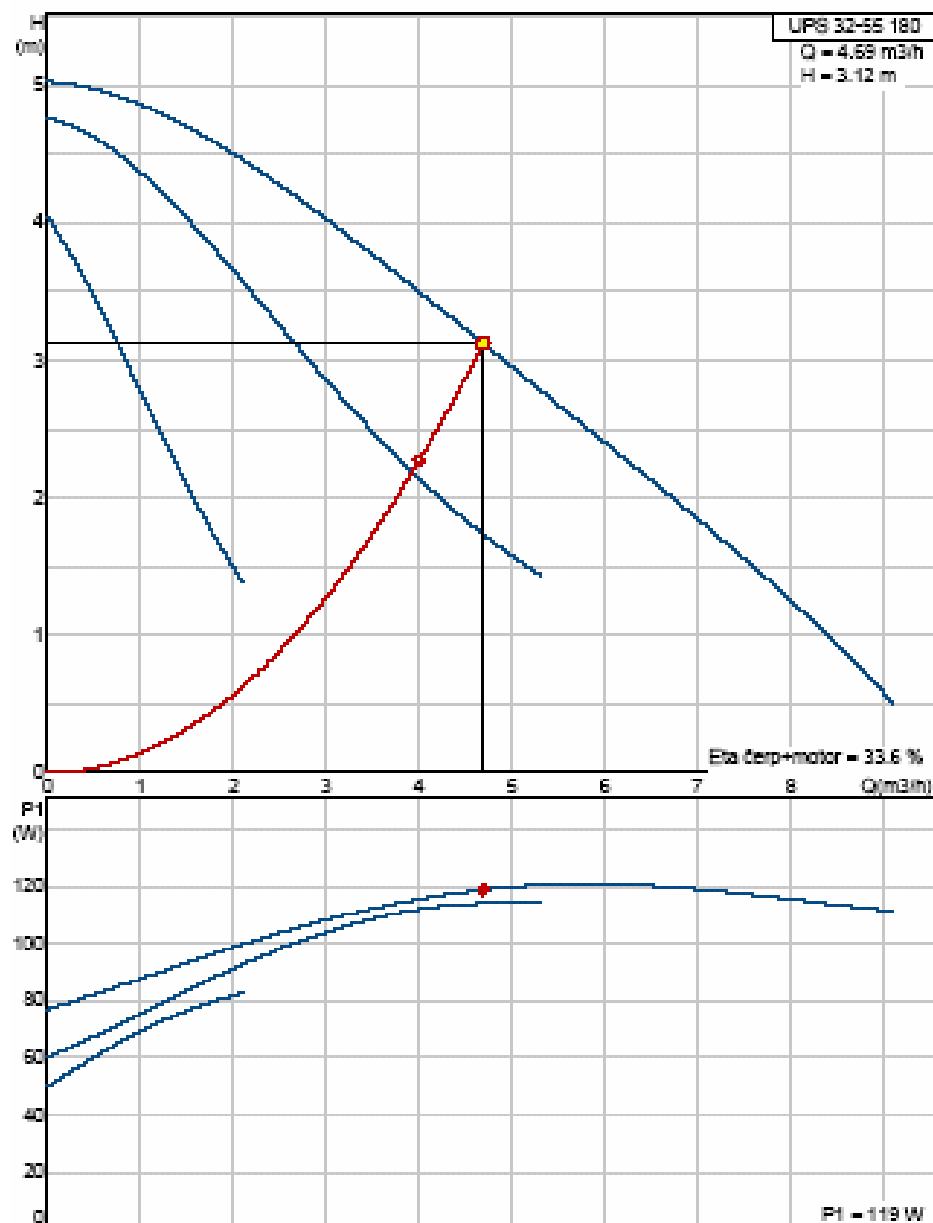
Oběhová čerpadla mohou být

- bez regulace otáček (v charakteristice jedna křivka, jedna hodnota příkonu ve W)
- se stupňovitou regulací otáček (pro každý stupeň jiný příkon, několik křivek charakteristik čerpadla odpovídající stupni otáček)
- s plynulou elektronickou regulací otáček (regulace se děje za změny frekvence nebo napětí, elektronika u pohonu čerpadla, v návrhových charakteristikách pracovní oblast).

Při návrhu čerpadel vycházíme z takzvané **charakteristiky čerpadla**. Je daná závislosti objemového průtoku a dopravní výšky při daném příkonu ve W . Každá otopná soustava má pro výpočtový průtok topné vody tlakovou ztrátu sítě. Průsečík charakteristiky sítě a charakteristiky čerpadla dává pracovní bod čerpadla.



Stupňovitá regulace otáček (3 polohy)



Plynulá el. regulace otáček

