

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**METODIKA NÁVRHU JEDNOTRUBKOVÉ
OTOPNÉ SOUSTAVY SE STABILIZACÍ
VELIKOSTI OTOPNÝCH TĚLES**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Volf** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **478236**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Inteligentní budovy**
Specializace: **Bez specializace**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Metodika návrhu jednotrubkové otopné soustavy se stabilizací velikostí otopných těles

Název diplomové práce anglicky:

Methodology for Design of Single-Pipe Heating System with Stabilization of Radiators Size

Pokyny pro vypracování:

Zabývejte se vylepšením stávající metodiky návrhu jednotrubkové horizontální otopné soustavy tak, aby v rámci poklesu střední teploty v hydraulické řadě za sebou nedocházelo k neúměrnému nárůstu požadované velikosti otopných těles. Tento požadavek lze řešit úpravou návrhu ve smyslu kompenzace zatékání do jednotlivých otopných těles v hydraulické řadě a úpravou střední teploty otopné vody na každém jednom otopném tělese v hydraulické řadě za sebou.

Seznam doporučené literatury:

Bašta, J.: Hydraulika a řízení otopných soustav. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2003. ? 252 s., 209 obr., ISBN 80-01-02808-9.
Bašta, J.: Regulace v technice prostředí staveb. Česká technika nakladatelství ČVUT. Praha 2014, 194s., ISBN 978-80-01-05455-0.
Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní sešit projektanta. Třetí přepracované vydání. STP 2008, ISBN 978-80-02-02064-6, 96 s.
Bašta, J.: Matematická simulace termohydraulického rozdělovače. Konference vytápění Třeboň 2015, s. 60-71, Třeboň, 2015. ISBN 978-80-02-02589-4.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **27.10.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.01.2024**

Platnost zadání diplomové práce:


prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

1.11.2023
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Souhrn

Cílem této diplomové práce je představit a vytvořit výpočetní program jednotrubkových otopných soustav se stabilizací velikosti otopných těles. Práce se věnuje stávající metodice návrhu jednotrubkových horizontálních otopných soustav. Konkrétně u zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou si pak klade za cíl metodiku vylepšit tak, aby v rámci poklesu střední teploty v hydraulické řadě za sebou nedocházelo k neúměrnému nárůstu požadované velikosti otopných těles. Diplomová práce nabízí řešení tohoto požadavku tím, že navrhuje kompenzaci zatékání do jednotlivých otopných těles v hydraulické řadě a upravuje střední teploty otopné vody na každém jednom otopném tělese. Výsledkem praktické části je výpočetní program v Microsoft Excel, který navrhuje jednotrubkové otopné soustavy pro dva nejčastěji používané typy zapojení.

Summary

The aim of this thesis is to introduce and develop a calculation program for single-pipe heating systems with heating element size stabilization. The thesis focuses on the existing design methodology of single-pipe horizontal heating systems. Specifically for the four-way mixing valve system, it aims to improve the methodology so that the required size of the heating elements does not increase disproportionately as the mean temperature in the hydraulic series decreases. The thesis offers a solution to this requirement by proposing to compensate flow to individual heating elements in the hydronic series and adjusting the mean heating water temperatures at each individual heating element. The result of the practical part is a calculation program in Microsoft Excel that proposes single-pipe heating systems for the two most commonly used types of connection.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Metodika návrhu jednotrubkové otopné soustavy se stabilizací velikosti otopných těles“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Ondřej Volf

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D. za odborné vedení, vstřícnost, cenné připomínky a rady při zpracovávání této práce.

OBSAH

1. ÚVOD	8
2. TEORETICKÁ ČÁST.....	9
2.1. Otopná tělesa	9
2.1.1. Druhy otopných těles.....	9
2.1.2. Přepočet tepelného výkonu	12
2.2. Regulační armatury	16
2.2.1. Směšovací armatury	19
2.3. Jednotrubková otopná soustava	23
2.3.1. Průtočné zapojení	24
2.3.2. Zapojení s obtokem	25
2.3.3. Zapojení se směšovací armaturou.....	29
3. PRAKTICKÁ ČÁST.....	31
3.1. Čtyřcestná směšovací armatura	31
3.1.1. Standardní návrh	31
3.1.2. Optimalizovaný návrh.....	36
3.1.3. Výběr otopných těles	44
3.2. Jezdecké napojení.....	48
3.2.1. Návrh.....	48
3.2.2. Výběr otopných těles	53
3.3. Grafický manuál.....	56
4. ZÁVĚR.....	62
5. POUŽITÁ LITERATURA.....	61
6. SEZNAM PŘÍLOH	63

Seznam použitých symbolů

Δt_N	aritmeticky určený nominální teplotní rozdíl	[°C]
Δt_i	aritmeticky určený teplotní rozdíl i-tého otopného tělesa	[°C]
P_v	autorita ventilu	[–]
m_i	hmotnostní průtok i-tého otopného tělesa	[kg/s]
M_o	hmotnostní průtok vody okruhem	[kg/s]
ρ	hustota	[kg/m ³]
k_{vR}	Kritická hodnota objemového průtoku ventilu	[m ³ /h]
$\Delta t_{N,LN}$	logaritmicky určený nominální teplotní rozdíl	[°C]
$\Delta t_{i,LN}$	logaritmicky určený teplotní rozdíl i-tého otopného tělesa	[°C]
h_{100}	maximální zdvih kuželky ventilu	[mm]
c	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
Q_{S_i}	měrný výkon i-tého otopného tělesa	[W/m ²]
$Q_{N,i}$	nominální výkon i-tého otopného tělesa	[W]
V	objemový průtok	[m ³ /h]
k_{vs}	objemový průtok ventilem při maximálním otevření	[m ³ /h]
θ	ochlazení média v okruhu na jednotku výkonu	[°C/W]
f_{x_i}	opravný součinitel na napojení i-tého otopného tělesa	[–]
f_n	opravný součinitel na počet článků	[–]
f_m	opravný součinitel na průtok teplotnosné látky konvektorem	[–]
$f_{\Delta t_i}$	opravný součinitel na teplotní rozdíl i-tého otopného tělesa	[–]
f_p	opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru	[–]
f_o	opravný součinitel na úpravu okolí	[–]
v_{opt}	optimální rychlost vody v potrubí	[m/s]
D_{opt}	optimální vnitřní průměr kmenového potrubí	[mm]
p	počet článků otopného tělesa	[–]
C_i	podílový součinitel i-tého otopného tělesa	[–]
ε	poměr místních odporů	[–]
p_i	přepočtový součinitel i-tého otopného tělesa	[–]
r	regulační rozsah	[–]
v	rychlost proudění	[m/s]
k_i	součinitel přestupu tepla i-tého otopného tělesa	[W/m ² K]

α	součinitel zatékání	[1]
t_{mi}	střední teplota i-tého otopného tělesa	[°C]
Q_i	tepelné ztráty vytápěných místností	[W]
Q_o	tepelný výkon okruhu	[W]
Q_T	teplo	[W]
S_i	teplosměnná plocha otopného tělesa i-tého otopného tělesa	[m ²]
t	teplota	[°C]
δt_T	teplotní rozdíl na otopném tělese	[°C]
δt_o	teplotní rozdíl okruhu	[°C]
Δp_o	tlaková ztráta 100 kPa	[Pa]
Δp_V	tlaková ztráta ventilu	[Pa]
Δp_{v100}	tlaková ztráta ventilu při maximálním otevření	[Pa]
Δp_{v0}	tlaková ztráta ventilu při plném uzavření ventilu	[Pa]
t_{vN}	vnitřní nominální výpočtová teplota	[°C]
d_i	vnitřní průměr přípojného potrubí i-tého otopného tělesa	[mm]
t_{v_i}	vnitřní výpočtová teplota v místnosti s i-tým otopným tělesem	[°C]
D_k	volený vnitřní průměr kmenového potrubí	[mm]
t_{w1N}	vstupní nominální teplota vody	[°C]
t_{w1_i}	vstupní teplota vody na i-tém otopném tělese	[°C]
$d_{i,vyp}$	vypočítaný vnitřní průměr přípojného potrubí i-tého otopného tělesa	[mm]
$Q_{N,vyp,i}$	vypočítaný výkon i-tého otopného tělesa v nominálních podmínkách	[W]
t_{w2N}	výstupní nominální teplota vody	[°C]
t_{w2_i}	výstupní teplota vody na i-tém otopném tělese	[°C]
h	zdvih kuželky ventilu	[mm]

1. ÚVOD

Otopné soustavy všech druhů zajišťují tepelný komfort pro lidi a jejich okolí. Proto je důležité, aby byly otopné soustavy navrženy precizně a k samotným návrhům se přistupovalo spolehlivě a odpovědně.

Záměrem je vytvořit návrhový program pro vybraná zapojení jednotrubkové otopné soustavy, který by odpovídal právě těmto nárokům. Program po zadání potřebných údajů spočítá veškeré provozní parametry a z databáze deskových otopných těles od firmy KORADO vybere vhodná otopná tělesa.

Pro účely této práce jsem vybral dva typy zapojení jednotrubkových otopných soustav, které jsou nejčastěji využívány: a) zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou a b) jezdecké zapojení.

Hlavní myšlenka této práce se opírá o úvahu, zda existuje obecné řešení, které by zmenšilo potřebný nárůst velikosti otopných těles. Součástí práce je totiž i vytvoření optimalizačního řešení, které umírní negativní vlivy postupného klesajícího měrného výkonu jednotrubkové otopné soustavy v rámci zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou.

V teoretické části se budu nejprve věnovat samotným otopným tělesům a přepočtu jejich nominálního výkonu na výkon skutečný. Následovat bude kapitola o regulačních armaturách, které jsou pro jejich fungování klíčové. V této části se zaměřím na základní vlastnosti ventilů a představím i armatury směšovací. V závěrečné části teoretického úvodu představím typy jednotrubkových otopných soustav a základní návrhové rovnice.

V praktické části popíši postup tvorby samotného programu. Na konkrétních příkladech následně definuji fungování návrhového programu pro jednotlivé typy zapojení. V práci představím též grafický manuál, kterým popíši, jak program vyplnit, aby návrh byl přesně podle představ uživatele.

2. TEORETICKÁ ČÁST

V teoretické části je na základě odborné literatury vysvětleno, co jsou a jak fungují otopná tělesa, jaké existují druhy a podle jakých vzorců se řídí přepočítání jejich výkonu na provozní podmínky. Kapitola o regulačních armaturách se věnuje základním vlastnostem ventilů a vysvětluje princip fungování směšovacích armatur. Následuje poslední kapitola teoretické části o jednotrubkových otopných soustavách, jejíž součástí je představení základních návrhových rovnic.

2.1. Otopná tělesa

Otopná tělesa jsou prostředky pro výměnu tepla mezi teplotně nosnou látkou a prostorem za účelem pokrytí tepelných ztrát a vytvoření tepelné pohody. Jejich teplotně nosnou látkou je voda nebo pára. Jedná se o otopné plochy volně umístěné do prostoru, čímž se odlišují od integrovaných otopných ploch, mezi které patří například podlahové vytápění. Lokální topidla, která využívají kapalná, tuhá nebo plynná paliva, popřípadě elektřinu, se mezi otopná tělesa nezařazují [1].

2.1.1. Druhy otopných těles

Otopná tělesa se dělí na několik druhů [2]:

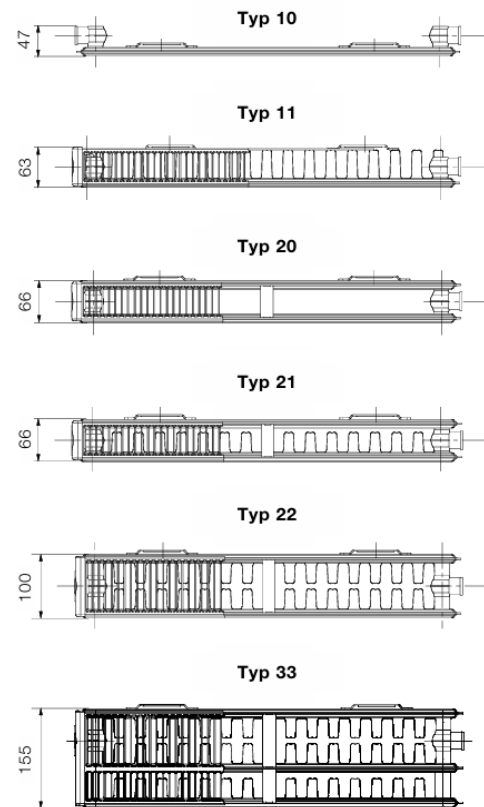
- desková otopná tělesa,
- článková otopná tělesa,
- trubková otopná tělesa,
- konvektory.

Desková otopná tělesa

Desková otopná tělesa patří mezi nejčastěji používaný druh. Jejich dominantou je souvislá hladká nebo zvlněná deska, která přebírá teplo od teplotonosné látky a sdílí ho dál do vytápěného prostoru. Základními částmi jsou a) horní rozvodná komora a b) dolní sběrná komora. Ty jsou spojeny prolisy – kanálky, které tvoří prostor pro proudění tekutiny [1].

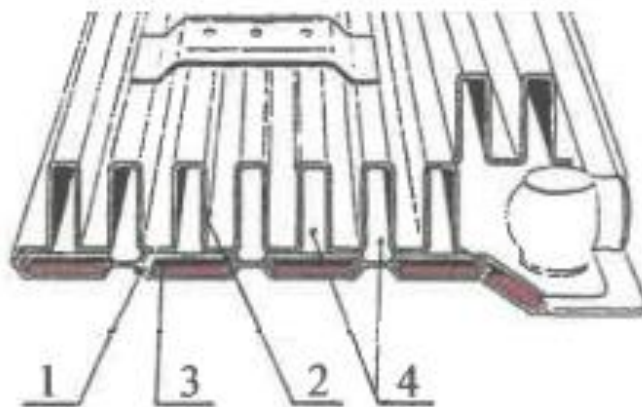
Desková tělesa se dělí podle typu na [3]:

- jednoduchá (např. typ 10, 11),
- zdvojená (typ 20, 21, 22),
- ztrojená (typ 32, 33).



Obr. 1 Typy deskových otopných těles – KORADO [27]

Všechny typy deskových otopných těles se mohou instalovat jak s rozšířenou přestupní plochou, tak i bez ní. Na obrázku 2 je znázorněno deskové otopné těleso s rozšířenou přestupní plochou.

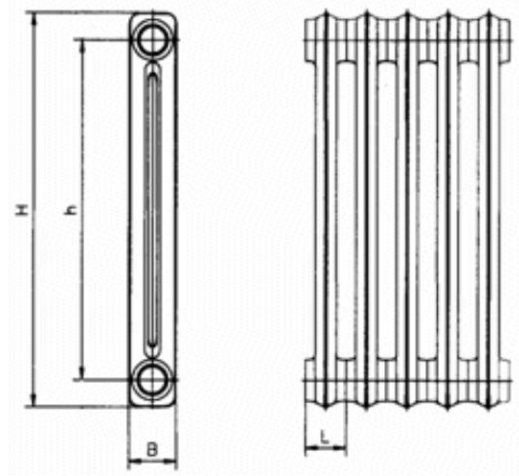


Obr. 2 Řez deskovým otopným tělesem [3]

Deska (1), rozšířená přestupní plocha (2), vodní kanál (3), vzduchový kanál (4).

Článeková otopná tělesa

Článeková otopná tělesa jsou složena z jednotlivých článků, které jsou těsně spojeny do souprav. Nejčastěji se pro jejich výrobu používá ocelový plech, litina nebo slitina hliníku [4]. Zvětšování přestupní plochy na straně vzduchu má za následek rostoucí podíl tepla sdílený do prostoru konvekcí. Implicitně to znamená, že se podíl tepla sdíleného do prostoru sáláním zmenšuje [5]. Z celkového množství tepla se do prostoru sáláním uvolňuje mezi 25 až 38 % [1]. Nejznámějším příkladem článkových otopných těles jsou tělesa litinová.

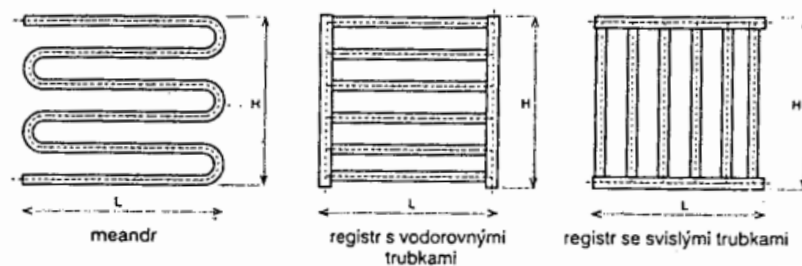


Obr. 3 Litinové článkové otopné těleso [4]

Trubková otopná tělesa

Trubková otopná tělesa se od předchozích typů liší tím, že rozvodná a sběrná komora jsou v tomto napojení spojeny řadou trubek většinou menších průměrů. Variace trubkového uspořádání jsou různé, nejčastěji se ale vyskytují tři typy [1]:

- meandr,
- registr s vodorovnými trubkami,
- registr se svislými trubkami.



Obr. 4 Uspořádání trubek u trubkového otopného tělesa [1]

Konvektory

Sdílení tepla z otopné plochy do prostoru probíhá, jak vyplývá z názvu otopného tělesa, převážně konvekcí. Otopný článek, na kterém probíhá výměna tepla, je zabudován do krycí skříně, která má zespodu vdechový otvor a z vrchu výdechový otvor s krycí mřížkou [6]. Podle typu lze rozlišovat konvektory [3]:

- skříňové – osazují se těsně na obvodovou stěnu nebo v její blízkosti, [1]
- soklové – umísťují se ve vytápěném prostoru s nízkou skříní pod parapet,
- zapuštěné – opticky působí jako součást stavební konstrukce, nejčastěji jsou situovány v podlaze jako podlahové konvektory.



Obr. 5 Podlahový konvektor [7]

2.1.2. Přepočet tepelného výkonu

Skutečný výkon otopných těles se liší od jejich tabulkové hodnoty, jakmile nejsou provozovány ve stejných podmínkách, jako za kterých byl jejich nominální výkon stanoven. Aby bylo možné dosáhnout požadavků pro jednotlivá tělesa, je nutné skutečný výkon otopných těles určit. K tomu slouží rovnice [3]:

$$Q = Q_N * f_{\Delta t} * f_x * f_o * f_n * f_p * f_m, \quad [W] \quad (1)$$

kde Q je skutečný tepelný výkon otopného tělesa. Q_N je výkon otopných těles při jmenovitých podmínkách, který je upraven opravnými součiniteli.

Opravný součinitel na teplotní rozdíl $f_{\Delta t}$

Tento opravný součinitel se používá v případech, kdy se otopná tělesa neprovozují v nominálních teplotních podmínkách, při jakých jsou uváděny jejich výkony [8]. Standardně se v novodobých technických podkladech setkáme s teplotním spádem na okruhu 75/65/20 °C. Jelikož ale z řady důvodů není nutné použít takoveto teplotní podmínky, ke skutečnému výkonu je třeba se dopočítat. Výpočet začíná určením teplotního podílového součinitele [3].

$$C = \frac{t_{w2} - t_v}{t_{w1} - t_v} \quad [-] \quad (2)$$

Jestliže je $C \geq 0,7$, platí rovnice [3]:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n, \quad [-] \quad (3)$$

kde n je teplotní exponent otopného tělesa a Δt s Δt_N jsou aritmetické teplotní rozdíly podle vzorce [3].

$$\Delta t = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{2} - t_v \text{ resp. } \Delta t_N = \frac{t_{w1N} - t_{w2N}}{2} - t_{vN} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4)$$

Pro $C < 0,7$ vypadají rovnice [3]:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t_{log}}{\Delta t_{N,log}} \right)^n, \quad [-] \quad (5)$$

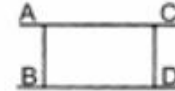
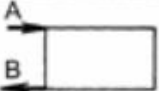
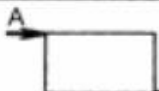
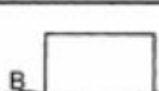
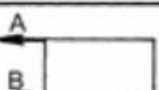

kde n je teplotní exponent otopného tělesa a Δt_{log} s $\Delta t_{N,log}$ jsou logaritmické teplotní rozdíly, pro které platí rovnice [3]:

$$\Delta t_{log} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \left(\frac{t_{w1} - t_v}{t_{w2} - t_v} \right)} \text{ resp. } \Delta t_{N,log} = \frac{t_{w1N} - t_{w2N}}{\ln \left(\frac{t_{w1N} - t_{vN}}{t_{w2N} - t_{vN}} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6)$$

Opravný součinitel na napojení těles f_x

Při určování nominálních výkonů otopných těles je třeba dodržet podmínky pro jejich napojení. V současnosti se za nominální napojení považuje jednostranné napojení „shora – dolů“. Proto je hodnota opravného součinitele takového napojení rovna 1 [9].

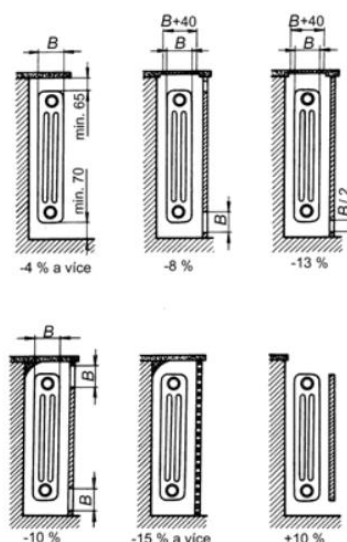
U ostatních typů napojení dochází ke snížení efektivity otopných těles. S klesající teplotou vody roste její hustota. Chladnější voda proto tíhne gravitací níže do tělesa. Naproti tomu teplejší voda okamžitě stoupá vertikálními kanály přímo do rozvodné komory. Nedochází tak k rovnoměrnému prohřátí dolní části otopných těles [9]. Na obrázku 6 jsou znázorněny hodnoty opravného součinitele f_x pro různé typy napojení.

	PŘIPOJENÍ	opr. souč.
		f_x
1		1,00
2		1,00
3		0,90
4		0,78
5		0,85

Obr. 6 Opravný součinitel napojení otopného tělesa [10]

Opravný součinitel na úpravu okolí f_o

Tepelný výkon těles je ovlivněn i použitím zákrytů či obložení, jakým je například parapet. Zákryt zamezí sdílení tepla do místnosti sáláním a zároveň může vytvořit překážku i pro konvektivní složku přenosu tepla [10]. Příklady ztráty výkonu otopných těles jsou znázorněny na obrázku 7.



Obr. 7 Opravný součinitel na úpravu okolí pro článková otopná tělesa [10]

Opravný součinitel na počet článků f_n

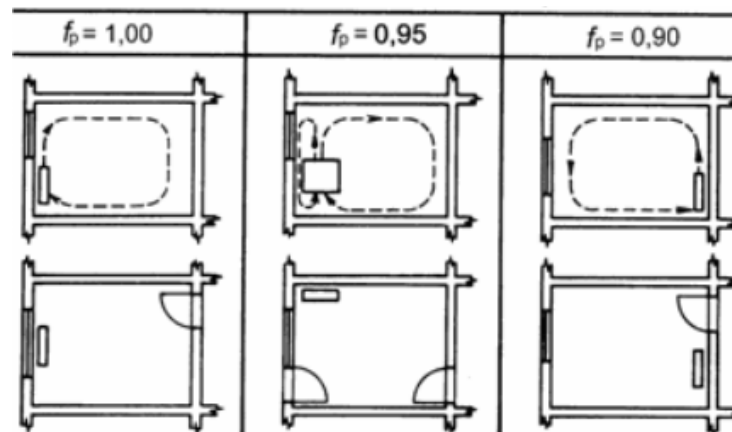
Tento součinitel se vztahuje pouze k článkovým otopným tělesům. U nich je výkon určený pro 10 článků. Z toho je určen tepelný výkon jednoho článku a následně přepočítán na celkový počet článků jednotlivých těles. Tento přepočet zahrnuje změnu podmínek proudění a sdílení tepla pro tělesa s různými počty článků. To je upraveno rovnicí [10]:

$$f_n = \left(0,955 + \frac{0,45}{p}\right), \quad [-] \quad (7)$$

kde p je počet článků otopného tělesa [1].

Opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru f_p

Umístění otopného tělesa do proudu studenějšího vzduchu, jako tomu je například pod okny, znamená maximalizaci jeho potenciálního výkonu. Naopak jestliže je těleso umístěno naproti oknu, vznikne ve vytápěném prostoru proudění, které snižuje efektivitu otopného tělesa [1].



Obr. 8 Opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru [10]

Opravný součinitel na průtok teplotnosné látky konvektorem f_m

Každý typ konvektoru má tento součinitel jedinečný a jeho určení probíhá pouze experimentálně. Výrobci ale nejsou povinni tento údaj v technických podkladech uvádět, a tudíž je v praxi velmi těžko použitelný [3].

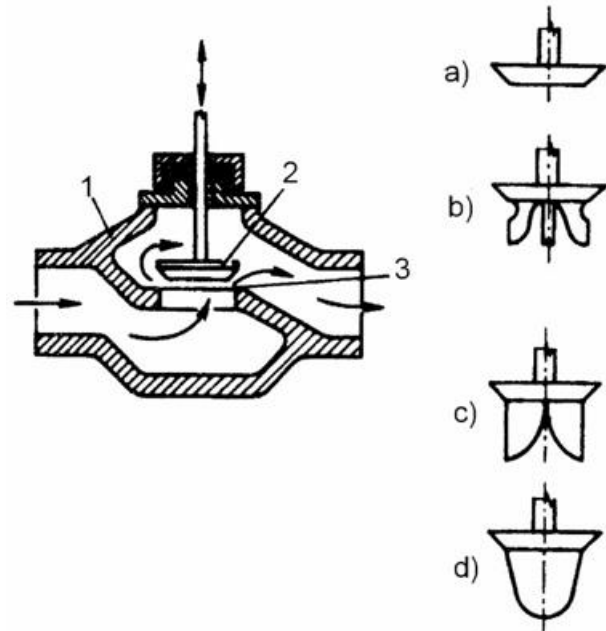
2.2. Regulační armatury

„Jde o zařízení, které v závislosti na požadavcích regulují průtok tekutiny v řízeném procesu. Aby mohla tuto svou základní funkci plnit, musejí mít určité vlastnosti, které jsou dány především vlastní konstrukcí dané armatury a jejího škrticího systému“ [11].

Mezi parametry, které ovlivňují vlastnosti regulačních ventilů, jsou například a) průtočný průřez, b) tvar průtočných cest nebo c) kuželky. Na obr. 9 je znázorněn ventil a různé tvary nejčastěji používaných tvarů kuželek [12].

Pro správný chod otopné soustavy je nutné vybrat vhodné regulační armatury. K tomu slouží kritéria:

- jmenovitý tlak,
- přípustný rozdíl tlaků,
- k_v hodnota ventilu,
- charakteristika ventilu,
- autorita ventilu.



Obr. 9 Princip práce ventilu a nejběžnější tvary kuželek: [13]

- a) talířová kuželka s kónickými dosedacími plochami,
- b) talířová kuželka s usměrňujícími žebry,
- c) kuželka s logaritmickými vstupy,
- d) kuželka s logaritmickým nátokovým profilem.

1 – tělo ventilu, 2 – kuželka ventilu, 3 – sedlo ventilu

k_v hodnota – jmenovitý průtok

Hodnota k_v vyjadřuje objemový průtok látky, která proteče regulačním ventilem za referenčních podmínek průtoku při daném zdvihu. Velikost ventilu je určena k_{vs} hodnotou. To je k_v hodnota, která udává jmenovitý průtok tekutiny v m^3/h při maximálním otevření ventilu h_{100} v referenčních podmínkách (např. tlakový rozdíl mezi definovanými tlakovými odběry před a za armaturou $\Delta p_o = 100 \text{ kPa}$, teplota tekutiny $15 \text{ }^\circ\text{C}$) [11].

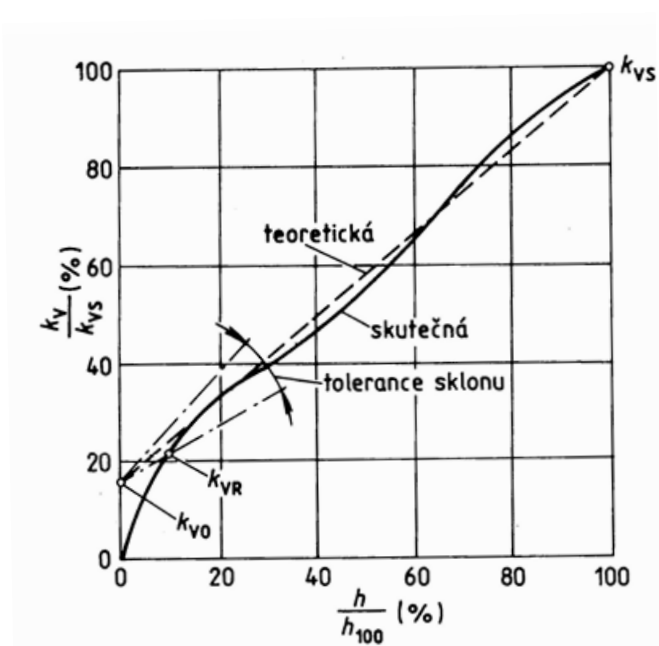
Rovnice pro výpočet k_{vS} v případě, kdy proudící tekutina je voda, vypadá takto [12]:

$$k_{vS} = V * \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_V}} \quad [m^3/h] \quad (8)$$

Charakteristika ventilu

Poměrný průtokový součinitel lze definovat jako podíl mezi maximálním průtokem k_{vS} a průtokem jmenovitým k_v . Ten je závislý na poměrném zdvihu kuželky, tedy na podílu maximálního zdvihu kuželky h_{100} a zdvihu jmenovitého h . Tuto závislost znázorňuje statická charakteristika ventilu [12].

Dva hlavní typy statické charakteristiky jsou: lineární (obr. 10) a rovnoprocentní. Nejnižší hodnota poměrného průtoku, při které se charakteristika drží předepsaného sklonu, se označuje jako hodnota k_{vR} . Ventil by se správně měl navrhout tak, aby se pracovní pole, ve kterém působí, pohybovalo nad hodnotou k_{vR} [13].



Obr. 10 Lineární statická charakteristika ventilu [12]

Velikost pracovní oblasti napoví parametr označovaný jako akční poměr nebo regulační rozsah. Ten je určen rovnicí [12]:

$$\frac{k_{vS}}{k_{vR}} = r \quad [-] \quad (9)$$

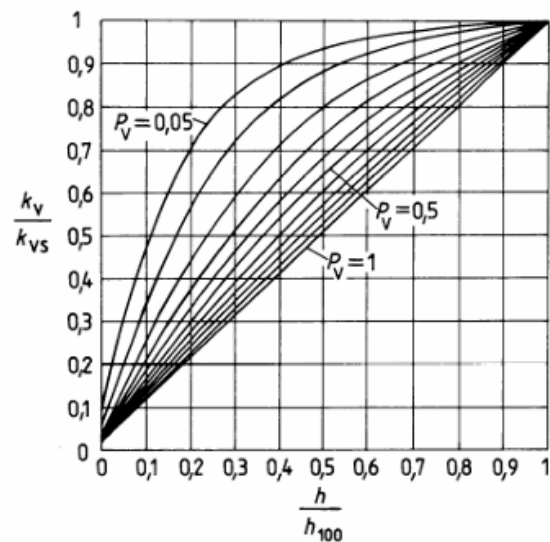
Pro lineární statickou charakteristiku platí, že stejné přírůstky poměrného zdvihu kuželky mají za následek stejné přírůstky poměrného průtokového součinitele [11].

Autorita ventilu P_v

Autorita ventilu je definována jako poměr tlakové ztráty při maximálním otevření ventilu (Δp_{v100}) k tlakové ztrátě při plném uzavření (Δp_{v0}). Tlaková ztráta při maximálním otevření ventilu se rovná tlakové ztrátě potrubní sítě okruhu, který přísluší danému ventilu [13].

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} \quad [m^3/h] \quad (10)$$

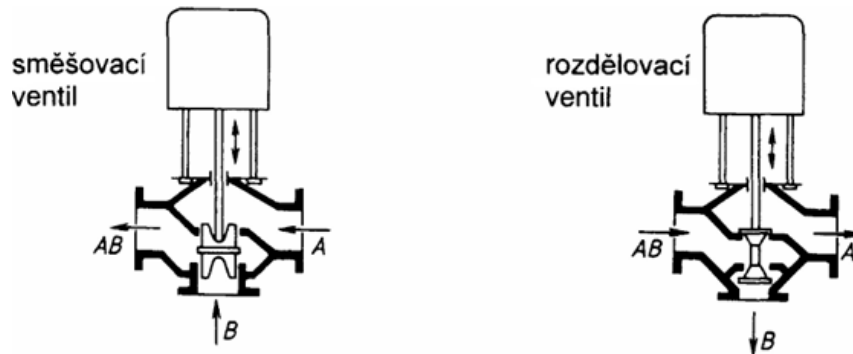
Všeobecně lze tvrdit, že čím větší je autorita ventilu, tím lepší je jeho regulační schopnost v potrubí [14]. Velikost autority ventilu má vliv na deformaci statické charakteristiky. Opět platí, že čím větší je autorita ventilu, tím více se jeho statická charakteristika podobá té předepsané pro konkrétní ventil [13]. Pro ventily s lineární charakteristikou je závislost statické charakteristiky ventilu na jeho autoritě zobrazena na obrázku 11.



Obr. 11 Deformace lineární statické charakteristiky ventilu se změnou autority ventilu [14]

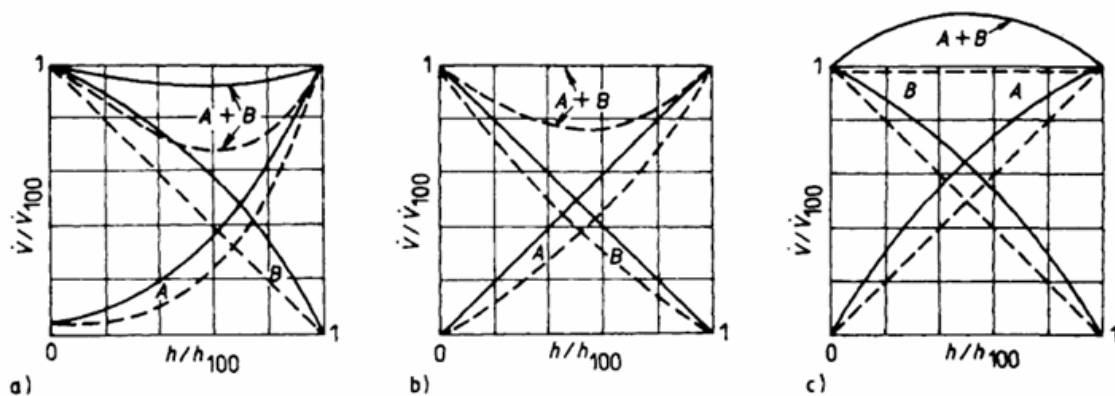
2.2.1. Směšovací armatury

Mezi regulační armatury patří i trojcestné a čtyřcestné armatury. Zatímco čtyřcestné se využívají především ke směšování, trojcestné mohou plnit funkci i rozdělovací [15].



Obr. 12 Příklady funkcí trojcestného ventilu [15]

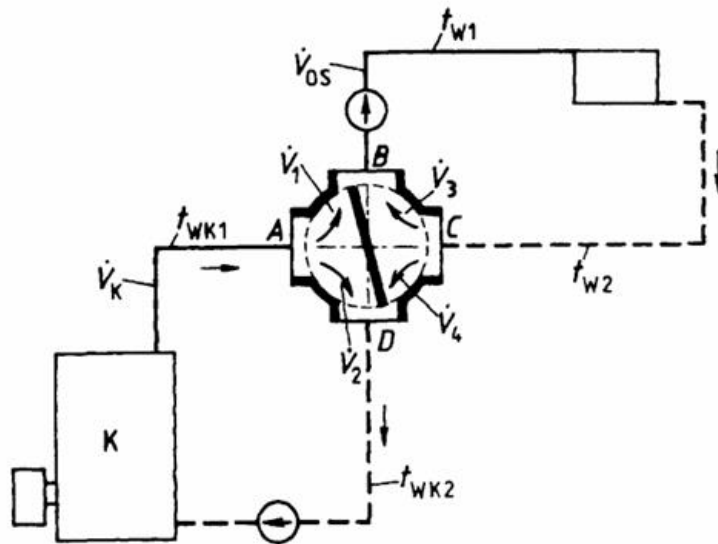
Parametr, podle kterého se vybírá trojcestný ventil, je k_{vs} hodnota. Ta je ovlivněna tvarem škrticího systému a velikostí průtočné plochy mezi kuželkou a sedlem ventilu. Statická charakteristika ventilu je udávána závislostí polohy kuželky a objemovým průtokem jedné větve. U trojcestných ventilů se kombinují statické charakteristiky dvou větví. Ty mohou být například obě lineární nebo kombinací charakteristiky rovnoprocentní a lineární. Jelikož za trojcestným ventilem se očekává další hydraulický odpor ve formě spotřebiče, mohou se aplikovat i trojcestné ventily s modifikovanou statickou charakteristikou. Ta bude při autoritě ventilu 0,5 lineární [15].



Obr. 13 Statické charakteristiky s autoritou ventilu $P_v = 0,5$ (plně) a $P_v = 1$ (čárkovaně) [10]

- a) ventil s kombinací rovnoprocentní a lineární charakteristiky, b) ventil s modifikovanou lineární charakteristikou, c) ventil s lineární charakteristikou

V tepelné technice se pro regulaci využívají i směšovací ventily čtyřcestné [5]. To jsou ventily ve tvaru kříže, které mají ve svém středu kuželku či otočnou klapku. Nastavení zdvihu kuželky, respektive natočení klapky, rozděluje proud tekutiny ze vstupů do výstupů. Konkrétně u jednotrubkových soustav se tyto ventily využívají pro směšování dvou vstupních proudů a odvedení dvou výstupních proudů. Příklad funkce je na obr. 14 [12].



Obr. 14 Příklad zapojení čtyřcestné armatury [15]

Čtyřcestná armatura míchá proud vody z kotle o teplotě t_{wK1} a objemovém toku \dot{V}_K s vodou na zpátečce otopné soustavy o teplotě t_{w2} a objemovém toku \dot{V}_{OS} . Zpět do kotle teče objemový tok \dot{V}_2 , což je část objemového toku přitékajícího z kotle a část objemového toku ze zpátečky otopného okruhu \dot{V}_4 . Pracovně lze označit výsledný objemový tok takového směšování jako označení výstupu čtyřcestné armatury \dot{V}_D . Ten by teplotou odpovídal t_{wK2} . Je snaha vyrábět čtyřcestné armatury tak, aby v libovolném nastavení otočné klapky byl hydraulický odpor konstantní a neměnil se celkový průtok. Objemový tok \dot{V}_1 , což podle této podmínky odpovídá rozdílu mezi \dot{V}_K a \dot{V}_2 , vtéká do primárního okruhu otopné soustavy a míchá se s objemovým tokem \dot{V}_3 o teplotě zpátečky otopného systému t_{w2} [15].

Jakmile platí předpoklad o konstantním hydraulickém odporu, lze určit i objemové průtoky ostatních ústí ventilů [15]:

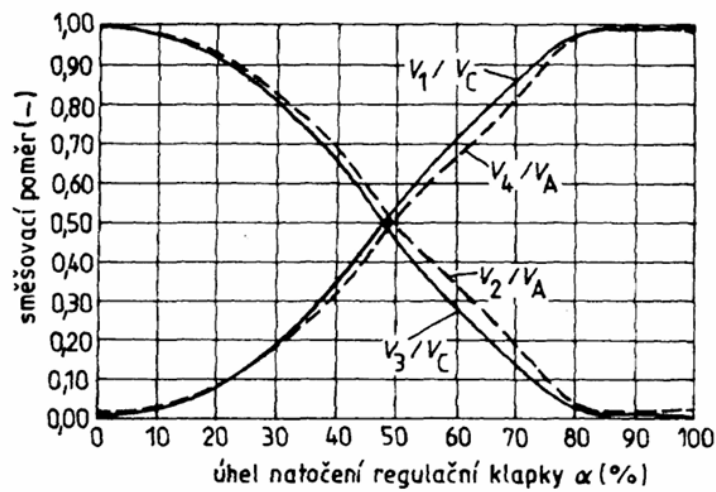
$$\dot{V}_A = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \quad [m^3/h] \quad (11)$$

$$\dot{V}_B = \dot{V}_1 + \dot{V}_3 \quad [m^3/h] \quad (12)$$

$$\dot{V}_C = \dot{V}_3 + \dot{V}_4 \quad [m^3/h] \quad (13)$$

$$\dot{V}_D = \dot{V}_1 + \dot{V}_4 \quad [m^3/h] \quad (14)$$

Na základě nastavení otáčecí klapky se mění směšovací poměr podle obrázku 15.



Obr. 15 Závislost směšovacích poměrů ve čtyřcestné armatuře na úhlu natočení otáčecí klapky [15]

Z energetické rovnováhy vyplývá na směšovači závislost [15]:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_C * \frac{t_B - t_C}{t_A - t_C} \quad [m^3/h] \quad (16)$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_A * \frac{t_D - t_C}{t_A - t_C} \quad [m^3/h] \quad (17)$$

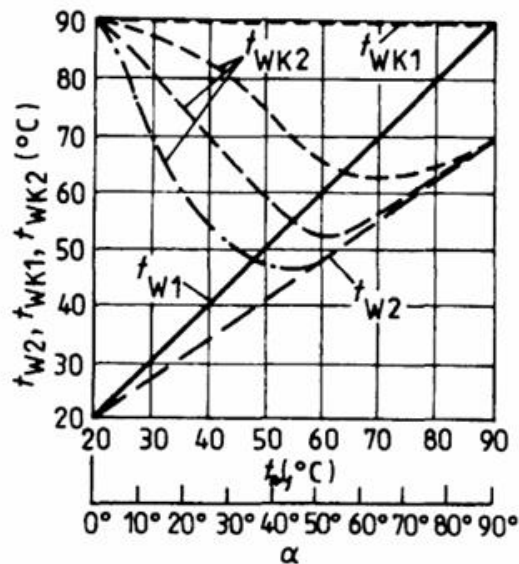
$$\dot{V}_3 = \dot{V}_C * \frac{t_A - t_B}{t_A - t_C} \quad [m^3/h] \quad (18)$$

$$\dot{V}_4 = \dot{V}_A * \frac{t_A - t_D}{t_A - t_C} \quad [m^3/h] \quad (19)$$

Veličina, která se primárně reguluje v takovém systému, je teplota t_{w_1} , respektive t_B , podle rovnice [15]:

$$t_{w_1} = t_B = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_C} * (t_A - t_C) + t_C \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (20)$$

Nastavením úhlu otáčecí klapky čtyřcestné armatury se mění vstupní teploty do sekundárního okruhu. To má za následek i změnu teploty vody vstupující do okruhu, popřípadě na odbočce do kotle (viz obrázek 16) [15].



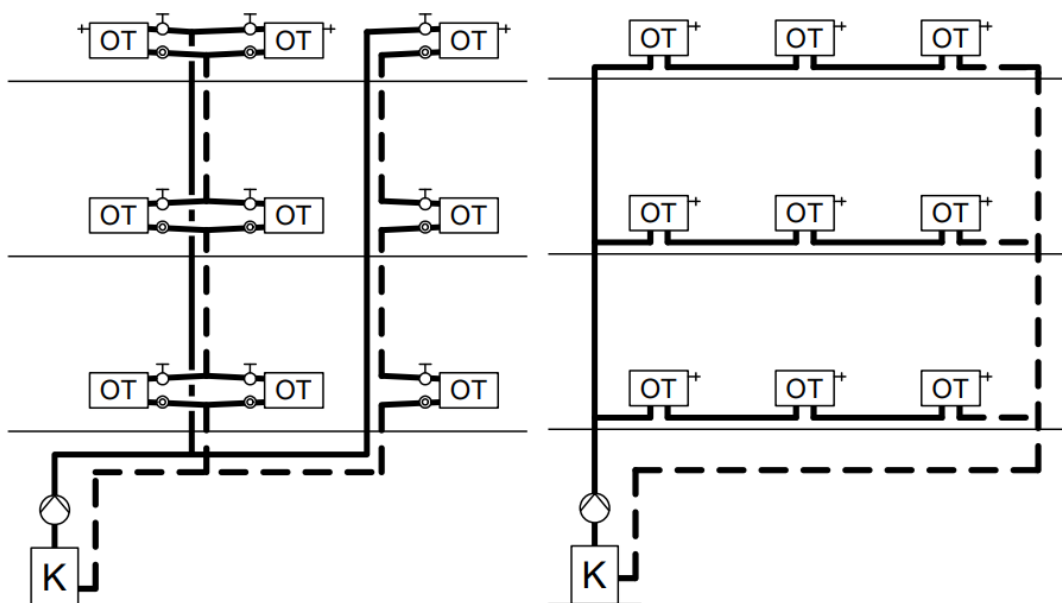
Obr. 16 Změna teploty vody vracející se do kotle v závislosti na přívodní teplotě vody vstupující do sekundárního okruhu a úhlu natočení [15]

2.3. Jednotrubková otopná soustava

Typickým znakem jednotrubkové otopné soustavy je využití pouze jedné trubky pro přívod a následný odvod otopné vody. Uzly otopných těles jsou tak v soustavě zapojeny sériově. To znamená, že oproti soustavě dvoutrubkové musí otopná voda postupně protékat či v určitém poměru obtékat každé jednotlivé otopné těleso v hydraulické řadě za sebou [2]. To má za následek postupné klesání její teploty a s tím spojený úbytek měrného výkonu otopných těles [16]. Aby se zmírnily dopady poklesu teploty otopné vody, nevyužívá se u jednotrubkových otopných soustav teplotní spád (ochlazení na okruhu) větší než 10 K [17].

Základním dělením nejen jednotrubkových otopných soustav je [18]:

- horizontální,
- vertikální.



Obr. 17 Jednotrubková horizontální soustava: vertikální (vlevo) a horizontální (vpravo) [19]

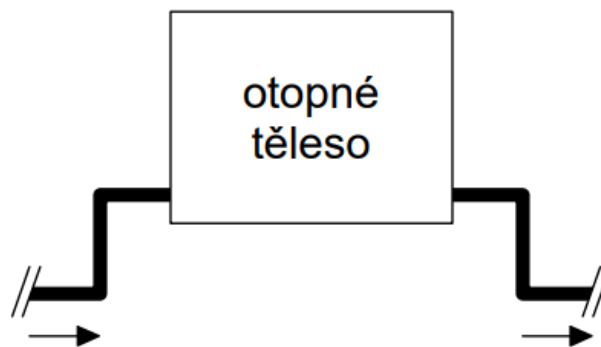
Zatímco u dvoutrubkových soustav se hojně využívají obě varianty, u jednotrubkových se inklinuje jednoznačně jen k horizontálním [19].

Kromě rozdělení na základě výškového rozdílu mezi otopnými tělesy se jednotrubková otopná soustava dělí též podle připojení jednotlivých otopných těles na soustavy [17]:

- průtočné,
- bez obtoku (dnes pouze se směšovací čtyřcestnou armaturou),
- s obtokem (dnes reprezentováno jezdeckým napojením otopných těles).

2.3.1. Průtočné zapojení

Průtočné zapojení je zapojení otopných těles na jednotrubkové otopné soustavě bez obtoku. S ohledem na absenci obtoku tedy musí veškerá otopná voda v soustavě protéct všemi otopnými tělesy v hydraulické řadě za sebou [16].



Obr. 18 Průtočné zapojení [19]

Místní regulace otopných těles je nemožná, jestliže se nejedná o konvektor s regulační klapkou průtoku vzduchu [20]. Regulace průtoku otopné vody u jednoho tělesa by totiž měla za následek škrcení i všech následujících otopných těles. Tento druh zapojení se proto využívá u skupiny těles se stejným pracovním schématem, která například vytápí jednu velkou místnost [19].

2.3.2. Zapojení s obtokem

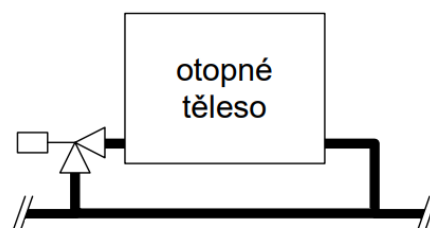
Jednou z možností, jak regulovat výkon otopných těles na jednotrubkové otopné soustavě, je zapojení s obtokem. Na kmenové potrubí jsou postupně za sebou připojena otopná tělesa přípojným potrubím. Na otopné soustavě tedy dochází k rozdělení hmotnostního toku mezi otopným tělesem a obtokem, tedy kmenovou trubkou pod otopným tělesem [16]. Následně se do kmenového potrubí vrací ochlazená voda z otopného tělesa a mísí se s vodou z obtoku. Teplota vody za směšovací uzlem je menší, než byla teplota před odbočkou k otopnému tělesu. Tím dochází k postupnému poklesu teploty otopné vody v hydraulické řadě za sebou [17].

Zapojení s obtokem lze rozdělit podle toho, zda je hmotnostní tok regulován na kmenové trubce pod otopným tělesem. Dělí se na [21]:

- neregulované – nejpoužívanějším příkladem je jezdecké zapojení,
- regulované.

Neregulované zapojení s obtokem – jezdecké zapojení

Nejrozšířenějším typem zapojení s obtokem je jezdecké zapojení. Otopná tělesa jsou s kmenovým potrubím spojena krátkými přípojkami přes nízkoodporové armatury. Použití nízkoodporové armatury je klíčové, jelikož při použití například běžného termostatického regulačního ventilu či regulačního šroubení namísto prostého šroubení by jeho tlaková ztráta neumožnila správné zatékání do otopného tělesa [22]. Vnitřní průměr kmenového potrubí zůstává po celém hydraulickém okruhu stejný. Velikost hmotnostního toku vstupujícího do otopných těles lze nastavit výběrem vnitřního průměru přípojného potrubí [3].



Obr. 19 Jezdecké zapojení [19]

Návrhové výpočty se opírají o práci prof. Reichowa, který doporučuje určit poměr místních odporů přes otopné těleso a úsek kmenové trubky pod otopným tělesem okolo hodnoty $\varepsilon = 10$. To platí, jestliže se na otopných tělesech použijí termostatické ventily s průtokem při maximálním otevření ventilu, tj. k_{vs} hodnotou větší než $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$. To odpovídá i předchozímu tvrzení o nutnosti využití nízkoodporových armatur [3].

Návrhové výpočty horizontální jednotrubkové otopné soustavy mohou začít určením celkového tepelného výkonu otopné soustavy, tedy sečtením tepelných ztrát, které mají jednotlivá tělesa pokrýt [3].

$$Q_o = \sum Q_i \quad [W] \quad (21)$$

Jelikož teplotní spád na okruhu se standardně volí $\delta t_o = 10 \text{ K}$ (viz kapitola 2.3), lze podle tepelného výkonu okruhu určit hmotnostní průtok kalorimetrickou rovnicí [3]:

$$M_o = \frac{Q_o}{c * \delta t_o} \quad [kg/s] \quad (22)$$

Teplotní spád na otopném tělese je další z parametrů, který je třeba během návrhu zvolit. Podle doporučení se teplotní spád na otopném tělese má rovnat teplotnímu spádu na okruhu. Po dosazení do stejné kalorimetrické rovnice lze určit i hmotnostní tok do otopných těles [3]:

$$m = \frac{Q_i}{c * \delta t_T} \quad [kg/s] \quad (23)$$

Přepočtový součinitel jakožto poměr tepelného výkonu soustavy a jednotlivých otopných těles slouží k určení vnitřního průměru přípojných potrubí [3].

$$p_i = \frac{Q_o}{Q_i} \quad [-] \quad (24)$$

A následně [3]:

$$\frac{d_i}{D_k} = \frac{\sqrt[4]{\varepsilon}}{\sqrt{p_i - \frac{\delta t_T}{\delta t_o} - 1}} \quad [-] \quad (25)$$

Při určování vnitřního průměru přípojného potrubí je potřeba počítat s měnící se hustotou vody. Její hustota klesá s rostoucí teplotou vody. To by při výběru malého vnitřního průměru přípojného potrubí znamenalo velké tlakové ztráty a nedokonalé zatékání. Vnitřní průměr přípojného potrubí je proto limitován a může nabývat hodnot menších nebo maximálně rovných vnitřnímu průměru kmenového potrubí [21].

Za každým otopným tělesem je směšovací uzel, kde se ochlazená voda z otopného tělesa mísí s vodou z obtoku [23]. Ochlazení vody v rámci úseku jednoho otopného tělesa se vyjádří [3]:

$$\vartheta_i = \frac{M_o}{m_i} * \delta t_T \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (26)$$

„Střední teplota vody na otopném tělese je určena jako prostý aritmetický průměr mezi teplotou přívodu a zpátečky otopného tělesa“ [3].

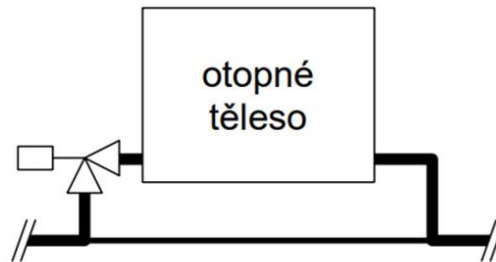
$$t_{m_i} = \frac{t_{w1_i} + t_{w2_i}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (27)$$

Teplota vody vstupující do otopného tělesa se určí jako rozdíl mezi vstupní teplotou do otopného tělesa předchozího a ochlazením na jeho úseku podle vzorce [3]:

$$t_{w1_i} = t_{w1_{i-1}} - \vartheta_{i-1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (28)$$

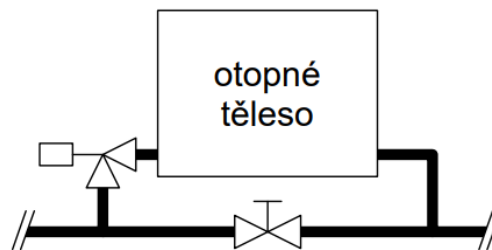
Regulované zapojení s obtokem

Zapojení s regulovaným hmotnostním tokem na obtoku otopného tělesa se dnes oproti jezdeckému napojení používá zřídka. Zúžením kmenového potrubí se omezí průtok obtokem a větší část vody proteče otopným tělesem. Zároveň je ale větší šance, že se kmenová trubka zanese. Vnitřní průměr kmenového potrubí se proto nedoporučuje zmenšit více než o jednu dimenzi [20].



Obr. 20 Regulované zapojení se zúženým kmenovým potrubím [19]

Manuální regulace hmotnostního toku tekoucího do obtoku může být realizována pomocí různých regulačních armatur [20].

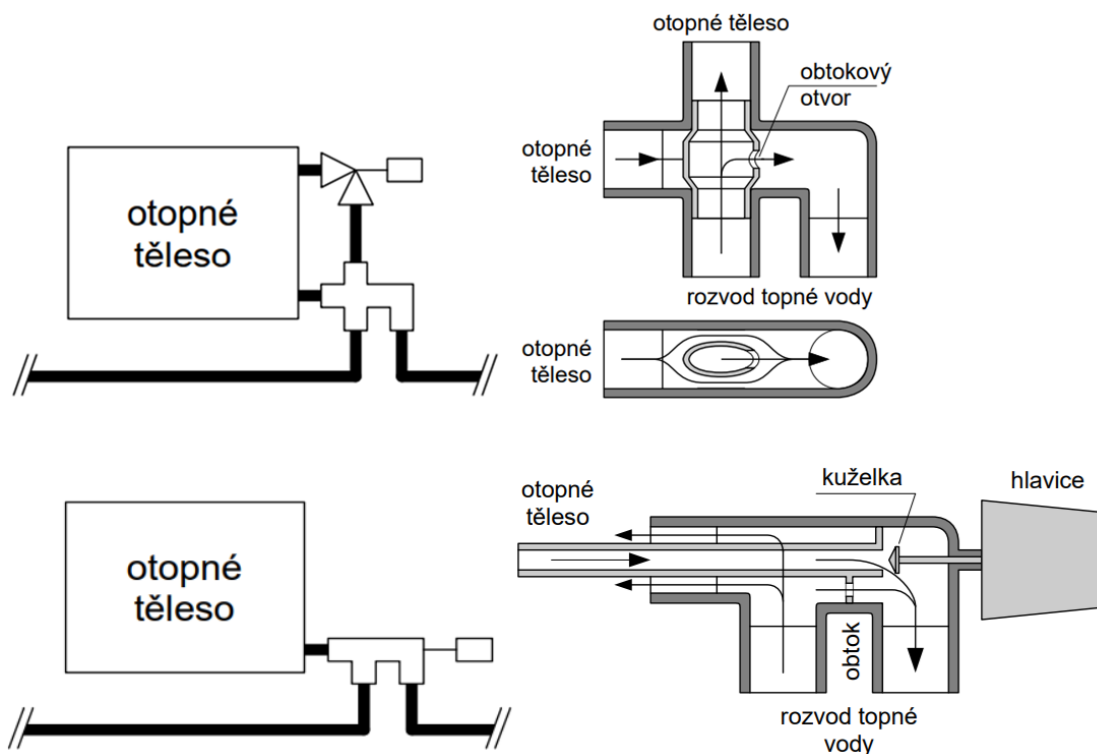


Obr. 21 Regulované zapojení se škrťicím ventilem [19]

Užití trojcestných nebo škrťicích ventilů vyžaduje doregulování dlouho po montáži. Jakmile by škrťicí ventily na obtoku byly plně uzavřeny u všech otopných těles, ze soustavy s obtokem by se stala soustava průtočná. Pro regulaci je možné využít i škrťicí clonku, která se výpočtem stanoví přesně. Její tlaková ztráta se ale po delší provozní době může měnit [20].

2.3.3. Zapojení se směšovací armaturou

Druhým případem napojení jednotrubkové otopné soustavy je zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou. Podle nastavení armatury je přívodní tok do tělesa rozdělen na dvě větve. Část protéká otopným tělesem a část těleso obtéká a rovnou se směšuje s vodou odváděnou z tělesa. Poměr mezi tokem do tělesa a přítokem do armatury je nazýván jako součinitel zatékání. Takové zapojení lze uskutečnit dvoubodově nebo jednobodově podle obrázku 22 [11].



Obr. 22 Příklad jednobodového napojení se čtyřcestnou armaturou (nahore) a napojení dvoubodového (dole) [11]

Stejně jako u jezdeckého zapojení lze i u zapojení se čtyřcestnou armaturou úplně vynechat otopné těleso a celý přívodní tok odvést k tělesu dalšímu. Součinitel zatékání by tak musel být nastaven na nulovou hodnotu. Ovšem u jednotrubkové otopné soustavy s menším počtem těles citelně ovlivní uzavření jednoho z nich i tělesa ostatní. Platí, že čím větší bude počet těles a čím menší bude ochlazení na okruhu, tím menší bude vzájemné ovlivnění tepelného výkonu jednotlivých těles. Oproti jezdeckému zapojení bude tento jev více znát u zapojení se čtyřcestnou armaturou, a to kvůli menší přenosové schopnosti [24]. Jestli se dopravní tlak neboli dopravní výška potřebná

k pokrytí tlakové ztráty pohybuje okolo 4 m_(H₂O), bude doporučený maximální počet otopných těles cca do 8 [3].

Tepelný výkon otopné soustavy a následné určení hmotnostního toku okruhem se řídí podle stejné rovnice (21) jako u zapojení jezdeckého. Odlišné je určení hmotnostního průtoku tělesem. To se řídí podle rovnice [3]:

$$m_i = \alpha_i * M_o \quad [kg/s] \quad (29)$$

Teplotní spád na otopném tělese je závislý na součiniteli zatékání přidružené čtyřcestné armatury. Čím větší hmotnostní tok teče do tělesa, tím menší teplotní spád bude pro potřebné pokrytí tepelné ztráty potřeba. Proto je rovnice pro teplotní spád na okruhu definovaná takto [3]:

$$\delta t_{ti} = \frac{Q_i}{c * M_o * \alpha_i} = \frac{Q_i}{c * m_i} \quad [^\circ C] \quad (30)$$

Protože se teplotní spád na okruhu jednotrubkových otopných soustav standardně volí tak, aby rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou byl roven 10 K, lze dopočítat ochlazení vody v okruhu vztažené na jednotku výkonu [3]:

$$\delta t_o = t_{w1} - t_{w2} \quad [^\circ C] \quad (31)$$

$$\theta = \frac{\delta t_o}{Q_o} \quad [^\circ C/W] \quad (32)$$

Pro střední teplotu na otopném tělese platí rovnice [3]:

$$t_{mi} = t_{w1} - \theta * \sum Q_{i-1} - 0,5 * \frac{Q_i}{c * m_i} \quad [^\circ C] \quad (33)$$

Střední teplota otopného tělesa lze zjistit odečtením půlky jejího ochlazení a ochlazení na všech předchozích tělesech od teploty vody vstupující do okruhu [3].

3. PRAKTICKÁ ČÁST

Výstupem praktické části diplomové práce má být výpočetní program, který po zadání potřebných parametrů navrhne jednotrubkovou otopnou soustavu, jak v případě zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou, tak i jezdeckého zapojení, a to včetně výběru otopných těles. V rámci návrhu zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou představí i další možnost návrhu soustavy, která zmírňuje negativní vliv postupného ochlazování otopné vody na okruhu.

3.1. Čtyřcestná směšovací armatura

U zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou se nejedná pouze o návrh pomocí standardizovaných postupů, ale i o jeho optimalizaci zaměřenou na měrný tepelný výkon otopných těles v hydraulické řadě za sebou a jejich vzájemné porovnání. Aby bylo možné porovnávat, kdy a jestli je optimalizace nutná či potřebná, je třeba do programu zakomponovat i neoptimalizovaný návrh dle standardních výpočtů. Právě to bylo prvním krokem při řešení dané problematiky.

3.1.1. Standardní návrh

Postup lze vysvětlit na jednoduchém příkladu. Je dána horizontální jednotrubková otopná soustava s 8 otopnými tělesy zapojenými se směšovacími armaturami. Každé z nich pokrývá tepelnou ztrátu 1000 W. Celkový tepelný výkon jednotrubkového okruhu soustavy je tedy 8000 W. Teplotní podmínky pro soustavu jsou definované jako 75/65/20 °C.

Jako první je třeba vypočítat hmotnostní průtok vody v jednotrubkovém okruhu. Ten lze vyjádřit z jedné ze základních rovnic – kalorimetrické (22).

K tomu je zapotřebí měrná tepelná kapacita otopné vody a jasně definovaný teplotní rozdíl na okruhu. Standardně se využívá teplotní rozdíl 10 K. Jelikož je teplonosnou látkou voda, v tabulkách lze dohledat její měrná tepelná kapacita.

$$M_o = \frac{Q_o}{c * \delta t_o} = \frac{8000}{4187 * 10} = 0,1911 \text{ kg/s} \quad (34)$$

Jakmile je známa hodnota hmotnostního průtoku, lze se zaměřit na součinitel zatékání na čtyřcestné armatuře. Ten definuje, v jakém poměru je množství vody, které vtéká do otopného tělesa, oproti množství vody, které těleso obtéká. V praxi se běžně používá nastavení mezi 30 až 50 %. To odpovídá nastavení čtyřcestné armatury mezi 0,3 až 0,5. V následujícím příkladu je součinitel zatékání stejný pro všechna tělesa: 0,5. Pro hmotnostní průtok vody každého otopného tělesa tedy platí závislost podle rovnice (29):

$$m_i = \alpha_i * M_o = 0,5 * 0,1911 = 0,0956 \text{ kg/s} \quad (35)$$

Následuje výpočet teplotního spádu vody otopného tělesa, kterým je možné zjistit, o kolik klesne teplota vody během jejího protékání tímto tělesem. Toto opět platí pro jakékoliv těleso v okruhu. K tomu je třeba využít rovnici (30):

$$\delta t_{T1} = \frac{Q_1}{c * M_o * \alpha_1} = \frac{Q_1}{c * m_1} = \frac{1000}{4187 * 0,0956} = 2,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (36)$$

Jakmile bylo spočítáno ochlazení na otopném tělese a definovaná teplota přívodní vody do prvního tělesa, lze vyvodit i teplota vody, která z něho vytéká.

$$t_{w2_1} = t_{w1_1} - \delta t_{T1} = 75 - 2,5 = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (37)$$

Jelikož se ochlazená voda po opuštění prvního tělesa vrací zpět do stejného potrubí, teplota vody vtékající do druhého otopného tělesa je tvořena smícháním vody z obtoku

o původní teplotě a vody ochlazené v předchozím tělese. To platí postupně pro veškerá tělesa v hydraulické řadě. Pro výpočet teploty vody vstupující do druhého tělesa je tedy potřeba využít adaptaci směšovací rovnice (20):

$$\begin{aligned} t_{w1_2} &= t_{w2_1} * M_o * \alpha_1 + t_{w1_1} * M_o * (1 - \alpha_1) \\ &= 72,5 * 0,1911 * 0,5 + 75 * 0,1911 * 0,5 = 73,75 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (38)$$

Takto lze definovat teplotu vstupní vody do 2. tělesa. Obdobně je možné dopočítat i teploty pro zbylá otopná tělesa.

Jakmile jsou definovány vstupní a výstupní teploty otopných těles, je možné vypočítat i střední teplotu na tělese. Ta se rovná průměru těchto dvou teplot. V tomto případě je to konkrétně:

$$t_{m1} = \frac{t_{w1_1} + t_{w2_1}}{2} = \frac{75 + 72,5}{2} = 73,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (39)$$

Obdobně se lze dostat k požadovaným výsledkům i pomocí jiného postupu. Za předpokladu stejných pracovních podmínek otopné soustavy je možné spočítat ochlazení otopné vody vztažené na jednotku výkonu podle rovnice (32):

$$\theta = \frac{\delta t_o}{Q_o} = \frac{10}{8000} = 0,00125 \text{ K/W} \quad (40)$$

Ke střední teplotě i-tého otopného tělesa se lze dopracovat navazujícím výpočtem – dosazením do rovnice (33).

Pro první otopné těleso se prostřední člen rovnice rovná nule, jelikož znázorňuje ochlazení na předešlých otopných tělesech. Rovnice má tuto podobu:

$$t_{m1} = t_{w1} - \theta * \sum Q_{i-1} - 0,5 * \frac{Q_i}{c * m_i} \quad (41)$$

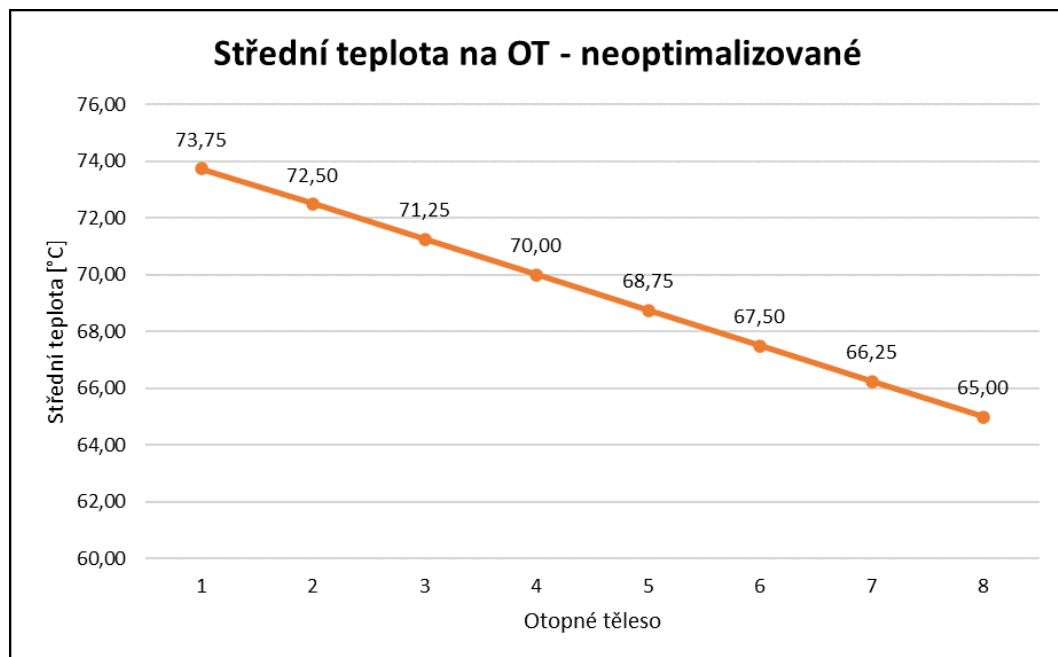
$$= 75 - 0,00125 * 0 - 0,5 * \frac{1000}{4187 * 0,0956} = 73,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Níže je znázorněn výpočet například pro čtvrté těleso, kde je situace odlišná:

$$t_{m4} = t_{w1} - \theta * \sum Q_{i-1} - 0,5 * \frac{Q_i}{c * m_i} \quad (42)$$

$$= 75 - 0,00125 * 3000 - 0,5 * \frac{1000}{4187 * 0,0956} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předtím, než ochlazená voda vstoupí do tělesa následujícího, míchá se s neochlazenou vodou na obtoku. To má za následek postupné klesání teploty vody vstupující do každého následujícího otopného tělesa. Z toho vyplývá i postupný pokles střední teploty, jak je znázorněno v grafu:



Obr. 23 Zobrazení postupné klesající střední teploty jednorubkové otopné soustavy

Ke znázornění teplosměnné plochy lze využít rovnici, která se také často využívá při výpočtu prostupu tepla, zde tepelného výkonu prostupujícího z otopné vody stěnou otopného tělesa do vytápěného prostoru [3]:

$$Q_i = k_i * S_i * (t_{mi} - t_{vi}) \quad [\text{W}] \quad (43)$$

Koeficient k vyjadřuje součinitel přestupu tepla, S je teplosměnná plocha. V závorce je třeba odečíst od střední teploty vody požadovanou vnitřní výpočtovou teplotu místnosti. Součinitel prostupu tepla pro otopná tělesa se pohybuje okolo hodnoty $10,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, a protože potřebný výkon tělesa už je tepelnou ztrátou definovaný, lze vyjádřit teplosměnnou plochu:

$$S_1 = \frac{Q_1}{k * (t_{m1} - t_{v1})} = \frac{1000}{10,5 * (73,75 - 20)} = 1,77 \text{ m}^2 \quad (44)$$

Když se provedou obdobné výpočty i pro zbývající otopná tělesa tohoto příkladu, budou celkové výsledky odpovídat těm z tabulky 1.

Tabulka 1 Tabulka výsledků standardního návrhu

	α [-]	Q [W]	δt_r [K]	m [kg/s]	m [kg/h]	t_{w1} [°C]	t_{w2} [°C]	t_m [°C]	S [m ²]
OT1	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	75	72,5	73,75	1,77
OT2	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	73,75	71,25	72,50	1,81
OT3	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	72,5	70	71,25	1,86
OT4	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	71,25	68,75	70,00	1,90
OT5	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	70	67,5	68,75	1,95
OT6	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	68,75	66,25	67,50	2,01
OT7	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	67,5	65	66,25	2,06
OT8	0,50	1000	2,5	0,0955	343,9	66,25	63,75	65,00	2,12

3.1.2. Optimalizovaný návrh

Základní princip optimalizace návrhu spočívá v umírnění nutného růstu velikosti otopných těles v hydraulické řadě za sebou. K tomu dochází z důvodu poklesu střední teploty. V tabulce 1 je pro požadovaný výkon 1000 W prvního tělesa potřeba teplosměnná plocha o velikosti 1,77 m². Kvůli postupnému poklesu střední teploty tak pro poslední těleso tato velikost vzroste až na 2,12 m².

Jelikož se jedná o obecné řešení, při kterém jsou rozdílné tepelné výkony jednotlivých otopných těles, a tím pádem i velikosti jejich teplosměnných ploch, je nutné se odkázat na jinou veličinu. Tou veličinou je měrný výkon. Jeho výpočet je ukázán na příkladu otopné soustavy z kapitoly 3.1.1. [25].

$$Q_{s_1} = \frac{Q_1}{S_1} = \frac{1000}{1,772} = 564 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (45)$$

Obdobně pak i pro zbytek otopných těles platí:

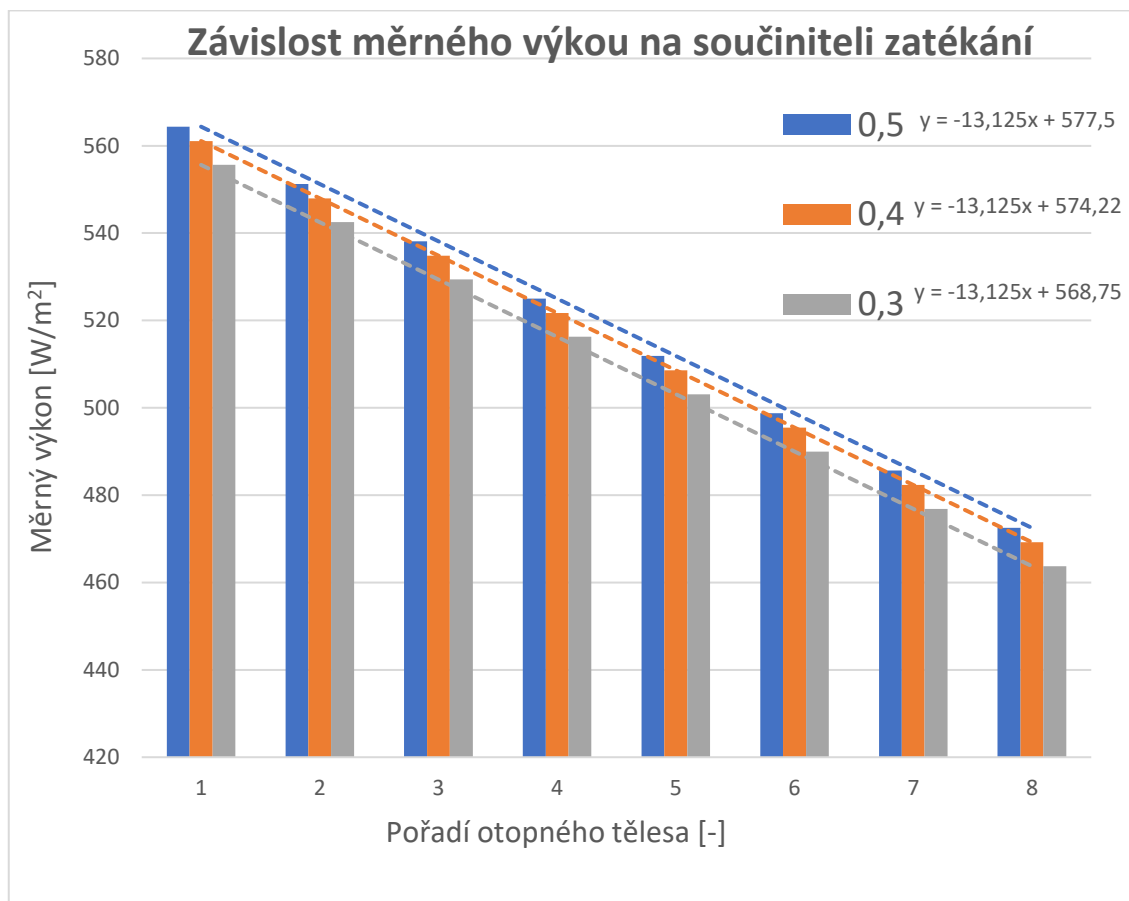
Tabulka 2 Výsledné měrné výkony příkladu z kapitoly 3.1.1.

	Q_s [W/m ²]
OT1	564
OT2	551
OT3	538
OT4	525
OT5	512
OT6	499
OT7	486
OT8	473

Popis chování otopných soustav

Po definování vztažné veličiny je třeba popsat chování otopné soustavy při změnách jednotlivých parametrů a definovat podle jakého systému se pro jednotlivá otopná tělesa bude volit součinitel zatékání.

Jako první je nutné zobrazit právě závislost mezi součinitelem zatékání a měrným výkonem. Jde totiž o jediný parametr, který lze na otopném okruhu po montáži regulovat. Vycházet lze z příkladu z kapitoly 3.1.1. se stejnými tepelnými ztrátami na celé hydraulické řadě.



Obr. 24 Graf závislosti měrného výkonu na součiniteli zatékání

Z obr. 24 je patrné, že klesající funkce měrného výkonu je lineární pro všechny součinitele zatékání. Shodná je i rychlost poklesu této funkce.

Lze tedy tvrdit, že není-li změněn celkový výkon otopné soustavy, měrný výkon otopných těles se se snižujícím součinitelem zatékání zmenšuje. To znamená, že požadovaná teplosměnná plocha jednotlivých otopných těles, respektive jejich měrný výkon, musí být větší než soustava s vyšším součinitelem zatékání, jak dokazuje i tabulka 3:

Tabulka 3 Výsledné teplosměnné plochy a měrné výkony

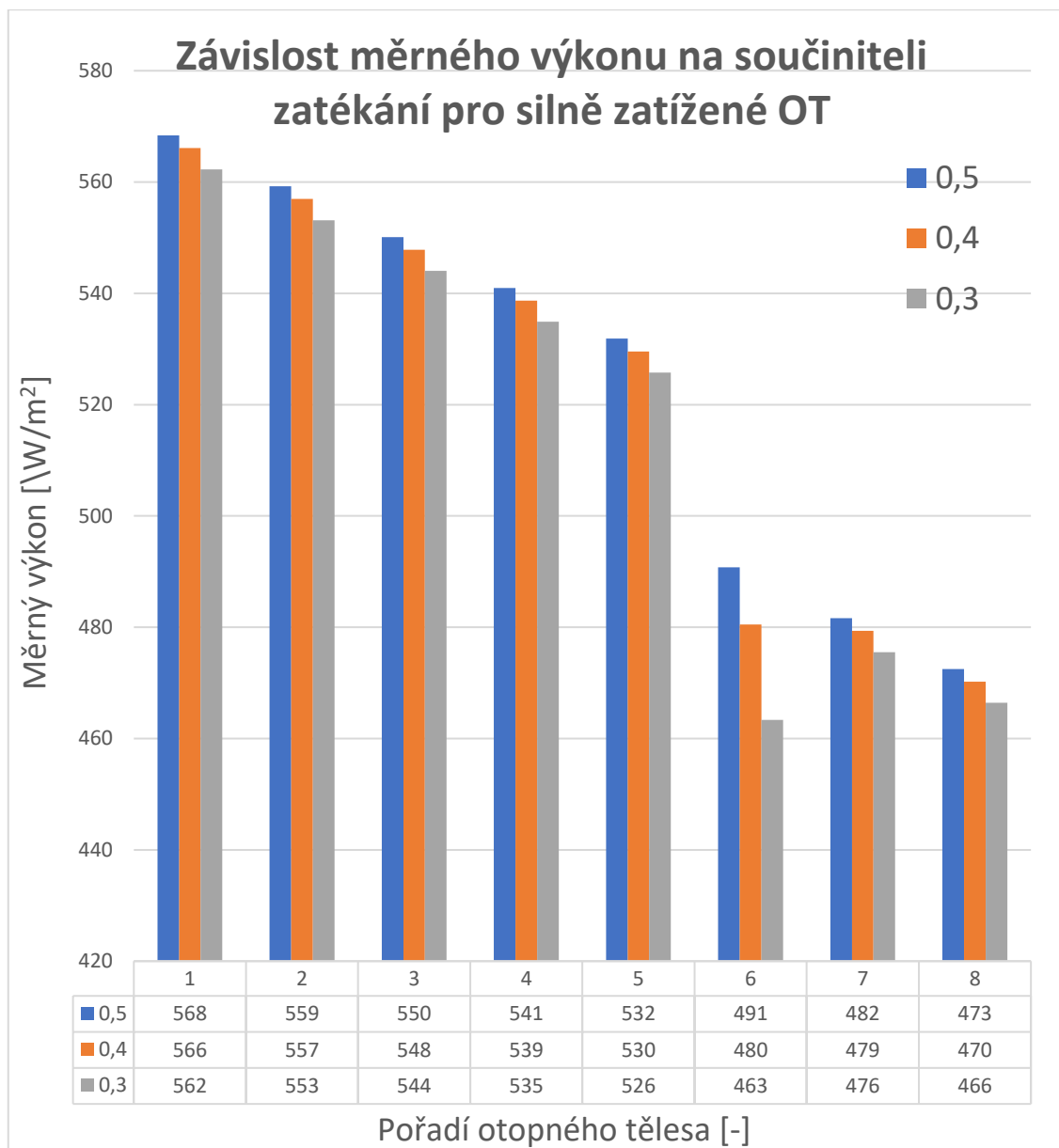
	S [m ²]	Q_s [W/m ²]
OT1	1,80	556
OT2	1,84	543
OT3	1,89	529
OT4	1,94	516
OT5	1,99	503
OT6	2,04	490
OT7	2,10	477
OT8	2,16	464

Toto platí v případě, že všechna tělesa mají stejný tepelný výkon. Pro soustavu s různými nároky na otopná tělesa se situace změní. Příkladem může být situace, kdy jsou na 6. otopné těleso ve stejné otopné soustavě kladeny výrazně vyšší nároky podle tabulky 4:

Tabulka 4 Tepelné ztráty místností

	Q [W]
OT1	1000
OT2	1000
OT3	1000
OT4	1000
OT5	1000
OT6	4500
OT7	1000
OT8	1000

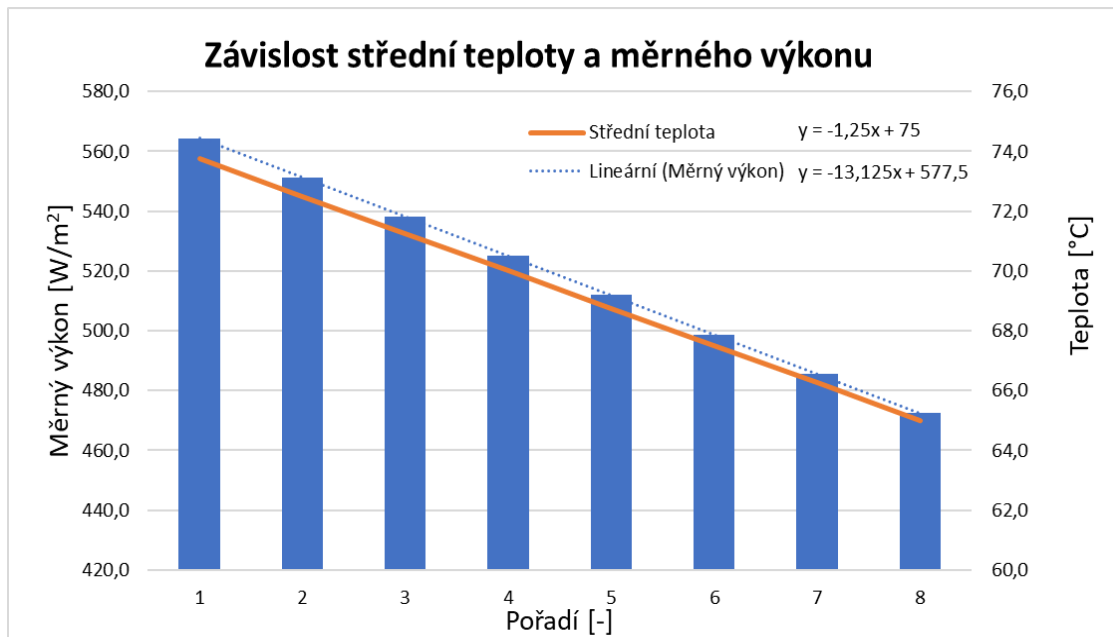
Graf by poté vypadal následujícím způsobem:



Obr. 25 Graf závislosti měrného výkonu na součiniteli zatékání pro silně zatížené šedé OT

Při rovnoměrném dělení hmotnostního průtoku mezi obtokem a otopným tělesem měrný výkon klesá. Naopak když do tělesa zatéká pouze 30 % z hmotnostního toku na okruhu, hodnota měrného výkonu může u více zatíženého tělesa být menší než u ostatních otopných těles.

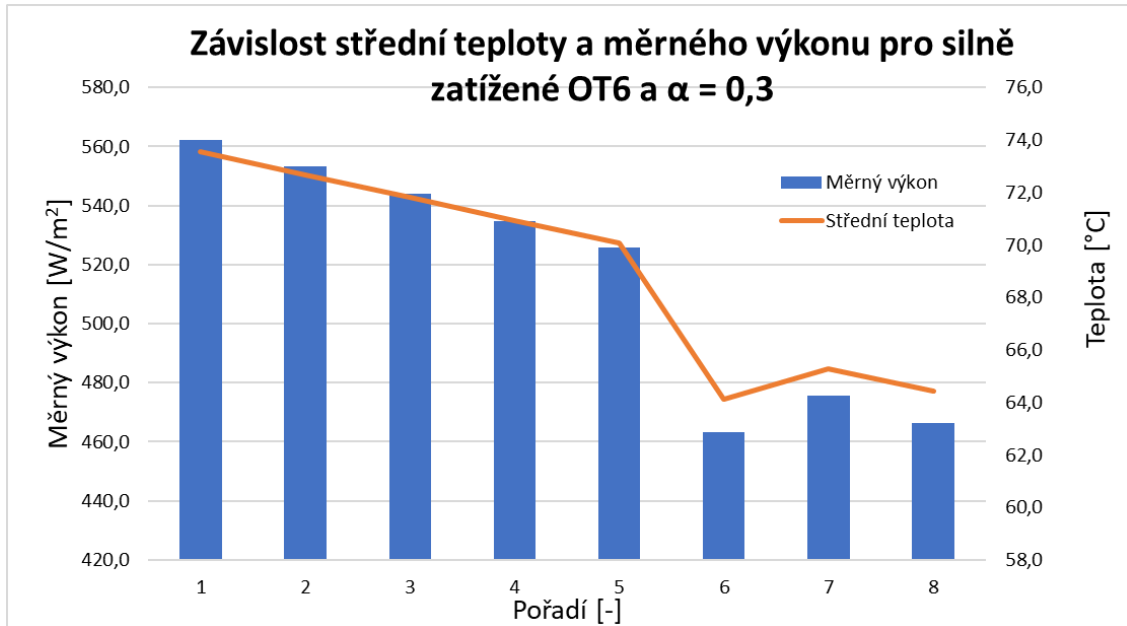
To odpovídá i matematickým předpokladům. Čím menší je hmotnostní průtok do tělesa, tím větší je ochlazení média uvnitř, aby těleso mohlo pokrýt požadovanou tepelnou ztrátu. To podle rovnice (30) zvětšuje teplotní spád na tělese, snižuje střední teplotu a zvyšuje potřebnou velikost teplosměnné plochy. Zvýšení teplosměnné plochy má potom logicky za důsledek snížení měrného výkonu. To je potvrzením i teoretických předpokladů o závislosti mezi součinitelem zatékání, střední teplotou a měrným výkonem.



Obr. 26 Závislost střední teploty a měrného výkonu

Na obr. 26 je zobrazen případ rovnoměrně zatížené otopné soustavy z kapitoly 3.1.1. Korelace mezi rychlostí poklesu střední teploty a měrného výkonu je patrná a potvrzuje teoretické podklady [17; 3]. Toto platí nejen při rovnoměrném zatížení.

Rovnice (43) s vyjádřením teplosměnné plochy platí pro veškerá desková otopná tělesa, což lze pozorovat na obrázku 27:



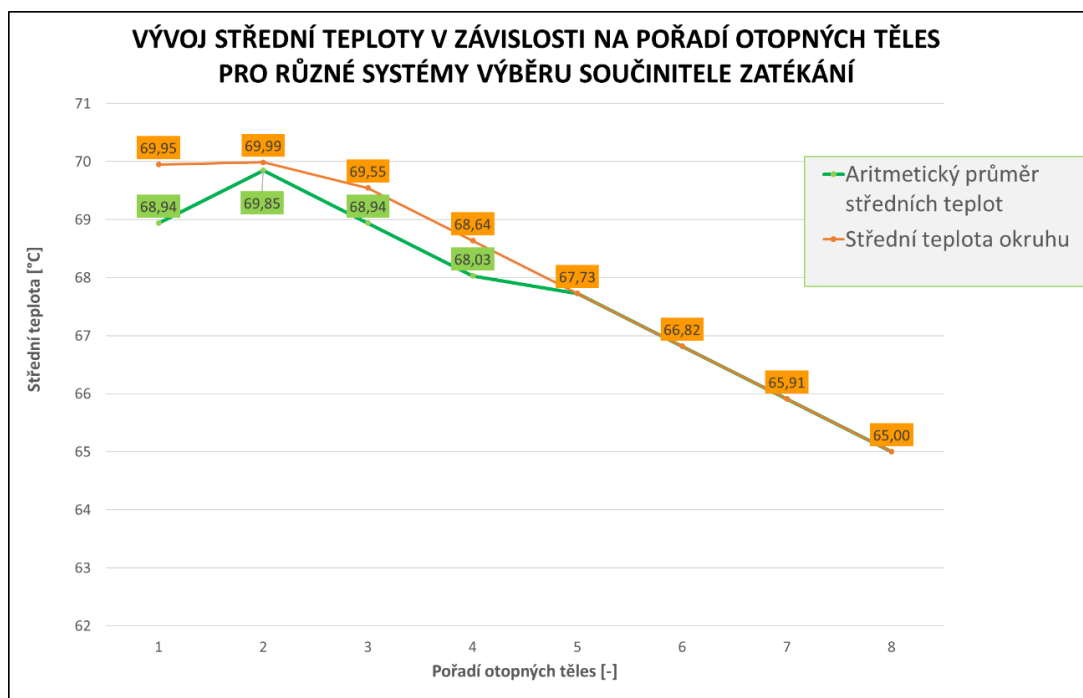
Obr. 27 Závislost střední teploty a měrného výkonu pro silně zatížené OT a součinitele zatékání $\alpha = 0,3$

Výběr systému volby součinitele zatékání

Popsáním chování otopných soustav vzniká prostor pro vytvoření optimalizačního návrhu. Ten bude spočívat v nastavení součinitele zatékání pro každé otopné těleso tak, aby velikosti měrných výkonů zaujímaly nejmenší pracovní rozpětí.

Navržený program počítá všechny varianty nastavení součinitele zatékání před každým otopným tělesem v hydraulické řadě. Z dopočítaných hodnot vytvoří aritmetický průměr středních teplot na otopné soustavě. Jelikož každý součinitel zatékání má svou „přirazenou“ střední teplotu, k otopnému tělesu je vybrán součinitel zatékání s nejmenším rozdílem střední teploty od aritmetického průměru všech možných středních teplot. Tento způsob výběru součinitele zatékání nejvíce vyhovuje popsanému chování jednotrubkové otopné soustavy.

Původním předpokladem při navrhování programu bylo, že podobných výsledků je možné dosáhnout při zvolení systému výběru nastavení součinitele zatékání s nejmenším rozdílem od střední teploty na okruhu. Výsledky se ale ukázaly být vyhovující jen částečně. Jakmile totiž střední teplota na otopných tělesech nepřesáhne střední teplotu na okruhu, systém přestává správně fungovat. Pro otopnou soustavu s teplotním spádem 75/65/20 °C a tepelnou ztrátou 2000 W na prvním otopném tělese a tepelnou ztrátou 500 W na zbylých 7 tělesech, je porovnání obou navrhovaných systémů výběru součinitele zatékání zobrazeno na obr. 28.



Obr. 28 Porovnání středních teplot pro dva různé systémy výběru nastavení součinitele zatékání do otopných těles

Snížení počtu řešení

Na základě návrhových rovnic a teoretických předpokladů bylo patrné, že volba součinitele zatékání má vliv na teplotu výstupní vody z otopného tělesa. Vznikla domněnka, že proměnlivost součinitelů zatékání do jednotlivých otopných těles výrazně změní vstupní teploty do dalších těles v hydraulické řadě za sebou. Tj., že předcházející otopné těleso změní výrazně hodnoty vstupní teploty do tělesa následujícího. To značí,

že v případě otopného okruhu s osmi otopnými tělesy v hydraulické řadě za sebou lze dostat rozhodovací proces o 37 822 859 361 variantách.

Vytvoření tabulky závislosti výsledných parametrů na součiniteli zatékání pro první těleso ovšem počet řešení rapidně snížilo. Zobrazeny v ní byly na základě teoretických podkladů možnosti nastavení součinitele zatékání ve stanoveném rozmezí 30 až 50 %, ke každému z nich byly dopočítány kompletní provozní podmínky.

Tabulka 5 Závislost výsledných parametrů na součiniteli zatékání pro OT1

α [–]	δt_T [°C]	m [kg/s]	m [kg/h]	t_{w11} [°C]	t_{w21} [°C]	t_{m1} [°C]	t_{w12} [°C]
0,5	2,50	0,096	343,9	75	72,50	73,75	73,75
0,49	2,55	0,094	337,0	75	72,45	73,72	73,75
0,48	2,60	0,092	330,2	75	72,40	73,70	73,75
0,47	2,66	0,090	323,3	75	72,34	73,67	73,75
0,46	2,72	0,088	316,4	75	72,28	73,64	73,75
0,45	2,78	0,086	309,5	75	72,22	73,61	73,75
0,44	2,84	0,084	302,7	75	72,16	73,58	73,75
0,43	2,91	0,082	295,8	75	72,09	73,55	73,75
0,42	2,98	0,080	288,9	75	72,02	73,51	73,75
0,41	3,05	0,078	282,0	75	71,95	73,48	73,75
0,4	3,13	0,076	275,1	75	71,88	73,44	73,75
0,39	3,21	0,075	268,3	75	71,79	73,40	73,75
0,38	3,29	0,073	261,4	75	71,71	73,36	73,75
0,37	3,38	0,071	254,5	75	71,62	73,31	73,75
0,36	3,47	0,069	247,6	75	71,53	73,26	73,75
0,35	3,57	0,067	240,7	75	71,43	73,21	73,75
0,34	3,68	0,065	233,9	75	71,32	73,16	73,75
0,33	3,79	0,063	227,0	75	71,21	73,11	73,75
0,32	3,91	0,061	220,1	75	71,09	73,05	73,75
0,31	4,03	0,059	213,2	75	70,97	72,98	73,75
0,3	4,17	0,057	206,4	75	70,83	72,92	73,75

Přestože se teplotní spád na tělese, střední teploty a teplota výstupní vody liší, podle směšovací rovnice ve spojovacím uzlu před následujícím tělesem se teplota vody nezmění (viz tabulka 5).

Jednodušším příkladem je soustava o dvou otopných tělesech o výkonu 1000 W a teplotním spádu 75/65/20 °C. Celkový hmotnostní průtok soustavou vyjde na 0,0478 kg/s. Jakmile nastavíme $\alpha = 50 \%$, dostaneme ochlazení na tělese rovné 10 K. Voda vystupující z otopného tělesa má teplotu 65 °C, s vodou z obtoku se smíchá podle směšovací rovnice:

$$\begin{aligned} t_{w1_2} &= t_{w2_1} * M_o * \alpha_1 + t_{w1_1} * M_o * (1 - \alpha_1) \\ &= 65 * 0,0478 * 0,5 + 75 * 0,0478 * 0,5 = 70 \text{ °C} \end{aligned} \quad (46)$$

Celkový hmotnostní průtok se pro těleso se součinitelem zatékání nastaveným na 30 % nezmění. Protože do tělesa teče méně vody, musí se více ochladit, aby vykonala stejnou práci. To vytvoří rozdíl v teplotě výstupní vody, která se ochladí o necelých 17 K na teplotu 58,33 °C. Podle směšovací rovnice se ovšem na teplotě vstupní vody do druhého tělesa nic nezmění:

$$\begin{aligned} t_{w1_2} &= t_{w2_1} * M_o * \alpha + t_{w1_1} * M_o * (1 - \alpha) \\ &= 58,33 * 0,0478 * 0,3 + 75 * 0,0478 * 0,7 = 70 \text{ °C} \end{aligned} \quad (47)$$

A na základě těchto poznatků se počet variant snížil na 168.

3.1.3. Výběr otopných těles

Výběr otopných těles je svým postupem identický pro standardní i optimalizované návrhy. Proto je v této kapitole rozebrán výběr otopných těles odkazující se na zadání a výpočty z kapitoly 3.1.1. věnující se standardnímu návrhu. Výpočetní proces ale komplikuje vlastnost postupně klesající střední teploty v jednotrubkových otopných soustavách oproti otopným soustavám dvoutrubkovým. V tabulce 1 jsou zobrazeny původní provozní podmínky, podle kterých budou následující rovnice dopočítány.

Program má ve své databázi otopná tělesa se specifikovanými nominálními výkony, teplotními exponenty a rozměry. Výběr otopných těles funguje na základě přepočtení jejich výkonu v nominálních podmínkách na skutečný výkon, které by těleso mělo na konkrétním místě v hydraulické řadě. K tomu se používá zjednodušená verze rovnice (1):

$$Q_i = Q_N * f_{\Delta t_i} * f_{x_i} \quad (48)$$

Výrobci otopných těles dnes již tradičně uvádějí výkony svých produktů v nominálním teplotním spádu 75/65/20 °C. Určení opravného součinitele na teplotní rozdíl začíná u hodnoty teplotního podílového součinitele C podle rovnice (2).

$$C_1 = \frac{72,5 - 20}{75 - 20} = 0,95 \quad (49)$$

Jelikož koeficient C je větší než 0,7, výpočet musí pokračovat přes aritmetické určení teplotního rozdílu. To se počítá podle vzorce (4):

$$\Delta t_1 = \frac{t_{w1_1} - t_{w2_1}}{2} - t_{v_1} = \frac{75 - 72,5}{2} - 20 = 53,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (50)$$

Stejně tak musí být známá i hodnota aritmetického nominálního teplotního rozdílu:

$$\Delta t_N = \frac{t_{w1_N} - t_{w2_N}}{2} - t_{v_N} = \frac{75 - 65}{2} - 20 = 50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (51)$$

Protože každé otopné těleso má svůj vlastní konkrétní teplotní exponent, do následující rovnice určení opravného součinitele na teplotní rozdíl je v návrhovém programu použit pro každé těleso jednotlivě. Pro účely této práce a ukázkou výpočtu ale lze použít teplotní exponent roven hodnotě 1,3, který se využije při přepočtech deskových otopných těles.

Rovnice (3) by po dosazení vypadala takto:

$$f_{\Delta t_1} = \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_N} \right)^n = \left(\frac{53,8}{50} \right)^{1,3} = 1,1 \quad (52)$$

Jak již bylo zmíněno, při zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou se většinou upřednostňuje zapojení jednostranné „shora – dolů“. Pro takové zapojení je opravný součinitel na napojení tělesa roven 1. Rovnice (1) pro výpočet skutečného potřebného výkonu po úpravách vypadá následovně:

$$Q_{N,1} = \frac{Q_7}{f_{\Delta t_1}} = \frac{1000}{1,1} = 910 \text{ W} \quad (53)$$

Následně se z databáze vybere těleso s nejbližším vyšším výkonem. Provedením výpočtů i pro veškerá zbylá otopná tělesa v hydraulické řadě vznikne tabulka s výsledky:

Tabulka 6 Výsledné parametry a vybraná otopná tělesa

	C [—]	Δt resp. Δt_{log} [°C]	Δt_N resp. $\Delta t_{N,log}$ [°C]	n [—]
OT1	0,955	53,75	50	1,314
OT2	0,953	52,50	50	1,3123
OT3	0,952	51,25	50	1,289
OT4	0,951	50,00	50	1,3107
OT5	0,950	48,75	50	1,3282
OT6	0,949	47,50	50	1,3014
OT7	0,947	46,25	50	1,3206
OT8	0,946	45,00	50	1,3574

	$f_{\Delta t}$ [—]	f_x [—]	$Q_{N,vyp}$ [W]	Název OT – H x L (Q_N)
OT1	1,10	1	909	Klasik Typ 11 - 800 x 700 (911 W)
OT2	1,07	1	938	Klasik Typ 11 - 1100 x 500 (944 W)
OT3	1,03	1	969	Klasik Typ 10 - 1400 x 700 (972 W)
OT4	1,00	1	1000	Klasik Typ 11 - 1000 x 600 (1002 W)
OT5	0,97	1	1034	Klasik Typ 33 - 500 x 500 (1040 W)
OT6	0,94	1	1069	Klasik Typ 20 - 1100 x 600 (1076 W)
OT7	0,90	1	1108	Klasik Typ 11 - 800 x 900 (1115 W)
OT8	0,87	1	1154	Klasik Typ 22 - 500 x 900 (1157 W)

3.2. Jezdecké napojení

Podle doporučení prof. Reichowa je níže popsán výpočet jednotrubkové otopné soustavy s jezdeckým napojením svázán podmínkou. Ta říká, že místní tlaková ztráta na otopném tělese je maximálně desetkrát větší než tlaková ztráta v úseku kmenového potrubí pod otopným tělesem. Tuto podmínku lze považovat za splněnou, jestliže se pro daný systém využijí termostatické ventily s hodnotou $k_{vs} > 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ neboli nízkoodporové ventily.

3.2.1. Návrh

Obdobně jako u jednotrubkové otopné soustavy se čtyřcestnou směšovací armaturou je potřeba znát tepelné ztráty místností a teplotní podmínky na otopné soustavě. Jelikož standardem je teplotní spád okruhu roven $\delta t_0 = 10 \text{ K}$, je možné pro další postup volit teplotní spád $60/50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Následně pro otopnou soustavu s 8 otopnými tělesy, přičemž každé musí pokrýt tepelnou ztrátu místnosti 1000 W , platí kalorimetrická rovnice, ze které je možné vyjádřit celkový hmotnostní tok soustavy:

$$M_o = \frac{Q_o}{c * \delta t_0} = \frac{8 * 1000}{4187 * 10} = 0,191 \text{ kg/s} = 688 \text{ kg/h} \quad (54)$$

Oproti předchozímu výpočtu optimalizovaného zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou se teplotní spád na otopném tělese volí konstantní pro celou otopnou soustavu. Běžně se používá $\delta t_T = 10 \text{ K}$.

Hustota vody se mění s její teplotou. Jelikož je v rámci otopných soustav teplota vody proměnlivá, je nutné ji vyjádřit v závislosti právě na ní. Protože je v rámci příkladu definovaný teplotní spád, je možné pracovat s jeho střední teplotou (55 °C) podle rovnice [3].

$$\begin{aligned}\rho_{70} &= 1003,7 - 0,17265 * t - 0,0028136 * t^2 \\ &= 1003,7 - 0,17265 * 55 - 0,0028136 * 55^2 \\ &= 985,7 \text{ kg/m}^3\end{aligned}\quad (55)$$

Rychlost vody v potrubí je omezena v rozmezí $v_{opt} = 0,9$ až $1,1$ m/s. Důvodem je limitování rizik souvisejících s opotřebením měděných tvarovek [3]. Jakmile je z intervalu zvolena optimální výpočtová rychlost proudění, je možné dopočítat vnitřní průměr kmenového potrubí podle rovnice (25).

$$D_{opt} = \sqrt{\frac{4 * M_o}{\pi * \rho * v_{opt}}} = \sqrt{\frac{4 * 0,191}{\pi * 985,7 * 1}} = 0,0157 \text{ m} = 15,7 \text{ mm} \quad (56)$$

Podle tabulky 7 normovaných výrobních parametrů měděného potrubí je nutné zvolit nejbližší možný vnitřní průměr splňující podmínky návrhu.

Tabulka 7 Normované výrobní parametry měděného potrubí

Měděné trubky – tabulka							
Vnější průměr x tloušťka stěny	Vnější průměr	Tloušťka stěny potrubí	Vnitřní průměr potrubí	Objem v 1 m trubky	Světlý průřez trubky	Povrch 1 m trubky	Hmotnost 1 m trubky
D x t	D	t	d	V	A	S	M
[mm x mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[dm ³ /m]	m ³ *10 ⁻⁴	[m ² /m]	[kg/m]
12 x 1	12	1	10	0,079	0,785	0,0377	0,309
15 x 1	15	1	13	0,133	1,327	0,0471	0,393
18 x 1	18	1	16	0,201	2,011	0,0565	0,477
22 x 1	22	1	20	0,314	3,142	0,0691	0,589
28 x 1,5	28	1,5	25	0,491	4,909	0,0880	1,115
35 x 1,5	35	1,5	32	0,804	8,042	0,1100	1,41
42 x 1,5	42	1,5	39	1,195	11,946	0,1319	1,704
54 x 2	54	2	50	1,963	19,635	0,1696	2,918
64 x 2	64	2	60	2,827	28,274	0,2011	3,479
76,1 x 2	76,1	2	72,1	4,083	40,828	0,2391	4,158

Tabulka nabízí dvě řešení. Nejbližší skutečné vnitřní průměry k optimálnímu má potrubí s označením 15 x 1 a 18 x 1 mm. Jelikož rychlost proudění v potrubí by při volbě nižšího vnitřního průměru potrubí nebyla ve stanoveném rozmezí, je nutné využít potrubí větší, u kterého bude rychlost proudění vyjádřena následovně [26]:

$$v = \frac{M_o}{\rho * \pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{0,191}{985,7 * \pi * \frac{0,016^2}{4}} = 0,96 \text{ m/s} \quad (57)$$

Volený vnitřní průměr kmenového potrubí je tedy vybrán: $D_k = 16 \text{ mm}$.

Použití kalorimetrické rovnice (23) pro hmotnostní tok do každého otopného tělesa je následující krok pro určení provozních podmínek.

$$m_1 = \frac{Q_1}{c * \delta t_T} = \frac{1000}{4187 * 10} = 0,0239 \text{ kg/s} = 86 \text{ kg/h} \quad (58)$$

Ve výpočtu vystupuje i přepočtový součinitel, který je vyjádřený poměrem mezi celkovou tepelnou ztrátou a požadovaným výkonem otopného tělesa podle rovnice (24). Ten zatím není známý, ale je zasubstituovaný tepelnou ztrátou místnosti, resp. kterou má pokrývat příslušné OT.

$$p_1 = \frac{Q_o}{Q_1} = \frac{8000}{1000} = 8 \quad (59)$$

Jelikož byl definovaný poměr místních odporů přes otopné těleso a úsek kmenové trubky pod otopným tělesem $\varepsilon = 10 [-]$, je možné dopočítat vnitřní průměr přípojného potrubí podle rovnice (25).

$$d_{1,vyp} = \frac{\sqrt[4]{\varepsilon}}{\sqrt{p_1 * \frac{\delta t_T}{\delta t_o} - 1}} * D_k = \frac{\sqrt[4]{10}}{\sqrt{8 * \frac{10}{10} - 1}} * 16 = 15,6 \text{ mm} \quad (60)$$

Při výběru skutečného vnitřního průměru přípojného potrubí je nutné splňovat podmínku, která definuje jeho maximální velikost. Ta musí být kvůli přílišným tlakovým ztrátám menší nebo rovna vnitřnímu průměru kmenového potrubí. Jakmile je vypočtený vnitřní průměr menší, volí se nejbližší možná varianta. V tomto případě bude typ přípojného potrubí volen 18 x 1 mm.

Protože střední teploty na otopných tělesech v hydraulické řadě za sebou postupně klesají, výpočet jejich hodnot je stěžejní pro další postup. Jelikož teplotní spád na otopném tělese je pevně daný, k určení jeho střední teploty je potřeba znát i jeho teplotu vstupní vody. Do prvního otopného tělesa zatéká ještě neochlazená voda, která je teplotou rovna vodě vstupující do okruhu. Na směšovacím uzlu se následně ochlazená voda z otopného tělesa promíchá s vodou z obtoku otopného tělesa, která bude mít teplotu:

$$t_{w12} = t_{w11} - \frac{m_1}{m_0} * \delta t_1 = 60 - \frac{86}{688} * 10 = 58,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (61)$$

Střední teplotu na prvním otopném tělese lze určit:

$$t_{m1} = \frac{t_{w11} + t_{w21}}{2} = \frac{60 + 50}{2} = 55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (62)$$

A obdobně to platí i pro těleso druhé:

$$t_{m2} = \frac{t_{w12} + t_{w22}}{2} = \frac{58,75 + 48,75}{2} = 53,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (63)$$

Celkové výsledky pro přípojně potrubí jsou potom v tabulce 8:

Tabulka 8 Výsledné parametry pro přípojně potrubí

	Q [W]	t_i [°C]	δt_T [K]	m [kg/s]	m [kg/h]	p [–]
OT1	1000	20	10	0,0239	86	8
OT2	1000	20	10	0,0239	86	8
OT3	1000	20	10	0,0239	86	8
OT4	1000	20	10	0,0239	86	8
OT5	1000	20	10	0,0239	86	8
OT6	1000	20	10	0,0239	86	8
OT7	1000	20	10	0,0239	86	8
OT8	1000	20	10	0,0239	86	8

	d_{vyp} [mm]	d [mm]	$D \times t$ [mm]	ϑ [°C]	t_{w1} [°C]	t_{w2} [°C]	t_m [°C]
OT1	19,5	20	22 x 1	1,25	60,00	50,00	55,00
OT2	19,5	20	22 x 1	1,25	58,75	48,75	53,75
OT3	19,5	20	22 x 1	1,25	57,50	47,50	52,50
OT4	19,5	20	22 x 1	1,25	56,25	46,25	51,25
OT5	19,5	20	22 x 1	1,25	55,00	45,00	50,00
OT6	19,5	20	22 x 1	1,25	53,75	43,75	48,75
OT7	19,5	20	22 x 1	1,25	52,50	42,50	47,50
OT8	19,5	20	22 x 1	1,25	51,25	41,25	46,25

3.2.2. Výběr otopných těles

Výběr otopných těles následuje stejné principy jako při návrhu jednotrubkové otopné soustavy se čtyřcestnou směšovací armaturou. Výpočet opět začíná přepočtem tepelné ztráty místnosti na skutečný výkon otopných těles podle rovnice (1):

$$Q_i = Q_N * f_{\Delta t_i} * f_{x_i} \quad (64)$$

Protože byl ale v kapitole 3.1.3. vypočítán opravný součinitel na teplotní rozdíl s koeficientem větším než 0,7, v této kapitole je pro ukázkou fungování programu znázorněn výpočet s koeficientem menším než 0,7. Proto je postup vztažen k výsledkům z kapitoly 3.2.1. až pro 7. otopné těleso. K určení teplotního podílového součinitele C je využita rovnice (2):

$$C_7 = \frac{t_{w27} - t_{v7}}{t_{w17} - t_{v7}} = \frac{42,5 - 20}{52,5 - 20} = 0,69 \quad (65)$$

Protože je hodnota koeficientu C menší než 0,7, výpočet musí pokračovat přes střední logaritmický teplotní rozdíl podle rovnice (6):

$$\Delta t_{7,LN} = \frac{t_{w17} - t_{w27}}{\ln \left(\frac{t_{w17} - t_{v7}}{t_{w27} - t_{v7}} \right)} = \frac{52,5 - 42,5}{\ln \left(\frac{52,5 - 20}{42,5 - 20} \right)} = 34,76 \text{ K} \quad (66)$$

Podle stejného vzorce (6) je potřeba dopočítat i nominální podmínky otopných těles:

$$\Delta t_{N,LN} = \frac{t_{w1N} - t_{w2N}}{\ln \left(\frac{t_{w1N} - t_{vN}}{t_{w2N} - t_{vN}} \right)} = \frac{75 - 65}{\ln \left(\frac{75 - 20}{65 - 20} \right)} = 49,83 \text{ K} \quad (67)$$

Databáze otopných těles je společná pro oba druhy zapojení jednotrubkové otopné soustavy, a proto se stejně jako v předchozí kapitole dosazuje do rovnice (5) teplotní exponent o hodnotě 1,3.

$$f_{\Delta t_7} = \left(\frac{\Delta t_{7,LN}}{\Delta t_{N,LN}} \right)^n = \left(\frac{27,19}{49,83} \right)^{1,3} = 0,45 \quad (68)$$

V rovnici (59) vystupuje ještě opravný součinitel na napojení otopného tělesa f_{x_7} . Jelikož jezdecké napojení se standardně řeší napojením oboustranným „zdola – dolu“, má součinitel hodnotu 0,9.

Podle rovnice (1) je pak tepelná ztráta místnosti převedena na skutečný nominální výkon otopných těles s přesnými teplotními podmínkami a konkrétním teplotním exponentem každého jednotlivého otopného tělesa. Tento exponent je promítnutý v opravném součiniteli na teplotní rozdíl.

$$Q_{N,7} = \frac{Q_7}{f_{\Delta t_7} * f_{x_7}} = \frac{1000}{0,45 * 0,9} = 2469 \text{ W} \quad (69)$$

Na základě těchto výpočtů program vybírá otopné těleso s nejbližším vyšším výkonem, který zároveň splňuje rozměrové limity. Tabulka s výsledky včetně výběru otopných těles vypadá takto:

Tabulka 9 Výsledné parametry a výběr otopných těles jezdeckého napojení

	C [–]	Δt resp. Δt_{log} [K]	Δt_N resp. $\Delta t_{N,log}$ [K]	n [–]
OT1	0,75	35,00	50,00	1,3319
OT2	0,74	33,75	50,00	1,3427
OT3	0,73	32,50	50,00	1,3353
OT4	0,72	31,25	50,00	1,3578
OT5	0,71	30,00	50,00	1,3427
OT6	0,70	28,75	50,00	1,3353
OT7	0,69	27,19	49,83	1,3282
OT8	0,68	25,93	49,83	1,3498

	$f_{\Delta t}$ [–]	f_x [–]	$Q_{N,vyp}$ [W]	Název OT – H x L (Q_N)
OT1	0,62	0,9	1787	Klasik Typ 21 – 1400 x 600 (1803 W)
OT2	0,59	0,9	1883	Klasik Typ 22 – 1000 x 700 (1897 W)
OT3	0,56	0,9	1975	Klasik Typ 22 – 1200 x 600 (2015 W)
OT4	0,53	0,9	2103	Klasik Typ 21 – 1200 x 900 (2105 W)
OT5	0,50	0,9	2206	Klasik Typ 22 – 1200 x 700 (2276 W)
OT6	0,48	0,9	2326	Klasik Typ 22 – 1400 x 600 (2351 W)
OT7	0,45	0,9	2484	Klasik Typ 33 – 1200 x 500 (2495 W)
OT8	0,41	0,9	2684	Klasik Typ 33 – 1000 x 700 (2723 W)

3.3. Grafický manuál

Výpočetní program v Excelu musí pro kompletnost úlohy obdržet veškerá vstupní data. Proto byl navržen vstupní list, kde mohou uživatelé nejprve vybrat a) požadovaný typ jednotrubkové otopné soustavy, b) její teplotní podmínky, zadat c) tepelné ztráty místností a d) maximální přípustné rozměry. Aby ovládání programu bylo uživatelsky příjemnější, součástí diplomové práce je grafický manuál pro správné vyplnění potřebných údajů.

NÁVRH JEDNOTRUBKOVÉ OTOPNÉ SOUSTAVY				
Vstupní hodnoty pro: Jezdecké napojení				
Vyplňte provozní podmínky:				
Teploota přívodu do okruhu t_1 [°C]	60			
Teploota zpátečky okruhu t_2 [°C]	50			
Konstantní součinitel zatížení [-]	0.5			
Zvolte počet otopných těles:	8	Maximální výška OT H [mm]	Maximální délka OT L [mm]	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
Tepelná ztráta OT 1 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 2 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 3 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 4 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 5 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 6 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 7 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 8 [W]	1000	1500	1500	20

Obr. 28 Ukázka návrhového listu

Pod názvem programu je možnost výběru typu zapojení jednotrubkové otopné soustavy. Nabízí dvě možnosti: „jezdecké zapojení“ a „čtyřcestná směšovací armatura“ podle obrázku 29.

NÁVRH JEDNOTRUBKOVÉ OTOPNÉ SOUSTAVY				
Vstupní hodnoty pro:		Čtyřcestná směšovací armatura		
Vyplňte provozní podmínky:				
Teplota přívodu do okruhu t_1 [°C] 60 Teplota zpátečky okruhu t_2 [°C] 50 Konstantní součinitel zatěžení [-] 0.5				
Zvolte počet otopných těles:	8	Maximální výška OT H [mm]	Maximální délka OT L [mm]	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
Tepelná ztráta OT 1 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 2 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 3 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 4 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 5 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 6 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 7 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 8 [W]	1000	1500	1500	20

Obr. 29 Ukázka volby typu napojení

Pod roletou s výběrem typu zapojení se nachází schéma. Obě varianty zapojení mají své vlastní schéma, které se automaticky s výběrem daného typu mění. Ve schématu jsou obecně znázorněny počítané veličiny.

NÁVRH JEDNOTRUBKOVÉ OTOPNÉ SOUSTAVY				
Vstupní hodnoty pro:		Čtyřcestná směšovací armatura		
Vyplňte provozní podmínky:				
Teplota přívodu do okruhu t_1 [°C] 60 Teplota zpátečky okruhu t_2 [°C] 50 Konstantní součinitel zatěžení [-] 0.5				
Zvolte počet otopných těles:	8	Maximální výška OT H [mm]	Maximální délka OT L [mm]	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
Tepelná ztráta OT 1 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 2 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 3 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 4 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 5 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 6 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 7 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 8 [W]	1000	1500	1500	20

Obr. 30 Ukázka schématu

V sekci „Vyplňte provozní podmínky“ jsou tři řádky pro vyplnění. Do prvního je třeba zadat teplotu t_1 , což je teplota vody vstupující do okruhu jednotrubkové otopné soustavy. Teplota t_2 je pevně nastavena, aby ukazovala o 10 K méně, než je teplota t_1 . Na základě teoretických podkladů je totiž pro jednotrubkové otopné soustavy

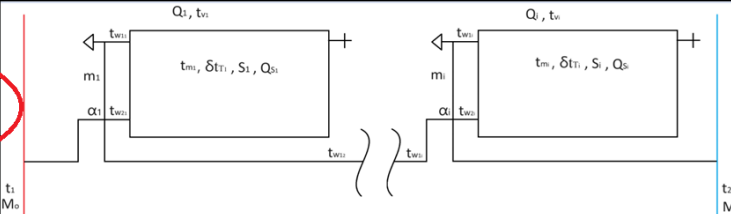
nejvhodnější volit nižší teplotní spády. Ve finální verzi programu, kde by výpočetní listy a buňky se vzorci byly pro uživatele zamčené, by tato teplota i přes vzorec zůstala otevřena pro libovolné vyplnění.

Posledním parametrem je konstantní součinitel zatékání. Ten je otevřený pro vyplnění pouze při zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou a jeho hodnoty jsou rozevíracím seznamem omezeny v rozmezí 0,3 až 0,5. Jelikož optimalizace počítá s proměnlivým součinitelem zatékání, tato buňka slouží pouze pro výpočty standardního návrhu.

NÁVRH JEDNOTRUBKOVÉ OTOPNÉ SOUSTAVY

Vstupní hodnoty pro: Čtyřcestná směšovací armatura

Vypínte provozní podmínky:	
Teploota přívodu do okruhu t_1 [°C]	60
Teploota zpátečky okruhu t_2 [°C]	50
Konstantní součinitel zatékání [-]	0,5



Zvolte počet otopných těles:	8	Maximální výška OT H [mm]	Maximální délka OT L [mm]	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
Tepelná ztráta OT 1 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 2 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 3 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 4 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 5 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 6 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 7 [W]	1000	1500	1500	20
Tepelná ztráta OT 8 [W]	1000	1500	1500	20

Obr. 31 Ukázka tabulky teplotního spádu a konstantního součinitele zatékání

Poslední částí, kde je třeba vyplnit vstupní data do tabulky, jsou informace o počtu potřebných otopných těles a jejich limitních rozměrech, o tepelné ztrátě jednotlivých místností, resp. kterou pokrývají jednotlivá OT, a jejich vnitřní výpočtové teplotě. Podle počtu zvolených otopných těles se mění i počet otevřených řádků pro vyplnění nutných parametrů. Zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou je limitováno na 8 otopných těles. U jezdeckého napojení je limit 50 otopných těles v hydraulické řadě za sebou.

Vstupní hodnoty pro: Jezdecké napojení							
<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1;"> <p>Vypíšte provozní podmínky:</p> <table border="1"> <tr> <td>Teplota přívodu do okruhu t_1 [°C]</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>Teplota zpátečky okruhu t_2 [°C]</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>Konstantní součinitel zatížení α</td> <td>0,3</td> </tr> </table> </div> <div style="flex: 2;"> </div> </div>		Teplota přívodu do okruhu t_1 [°C]	60	Teplota zpátečky okruhu t_2 [°C]	50	Konstantní součinitel zatížení α	0,3
Teplota přívodu do okruhu t_1 [°C]	60						
Teplota zpátečky okruhu t_2 [°C]	50						
Konstantní součinitel zatížení α	0,3						
Zvolte počet otopných těles:	18						
Maximální výška OT H [mm]	1500						
Maximální délka OT L [mm]	1500						
Vnitřní výpočtová teplota t_{wi} [°C]	20						
Teplotná ztráta OT 1 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 2 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 3 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 4 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 5 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 6 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 7 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 8 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 9 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 10 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 11 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 12 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 13 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 14 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 15 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 16 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 17 [W]	1000						
Teplotná ztráta OT 18 [W]	1000						

Obr. 32 Ukázka tabulky pro vyplnění požadovaných parametrů

Po zadání veškerých požadovaných hodnot do programu je možné vidět výsledky na dvou dalších listech s označením „Čtyřcestná armatura – výsledky“ a „Jezdecké napojení – výsledky.“

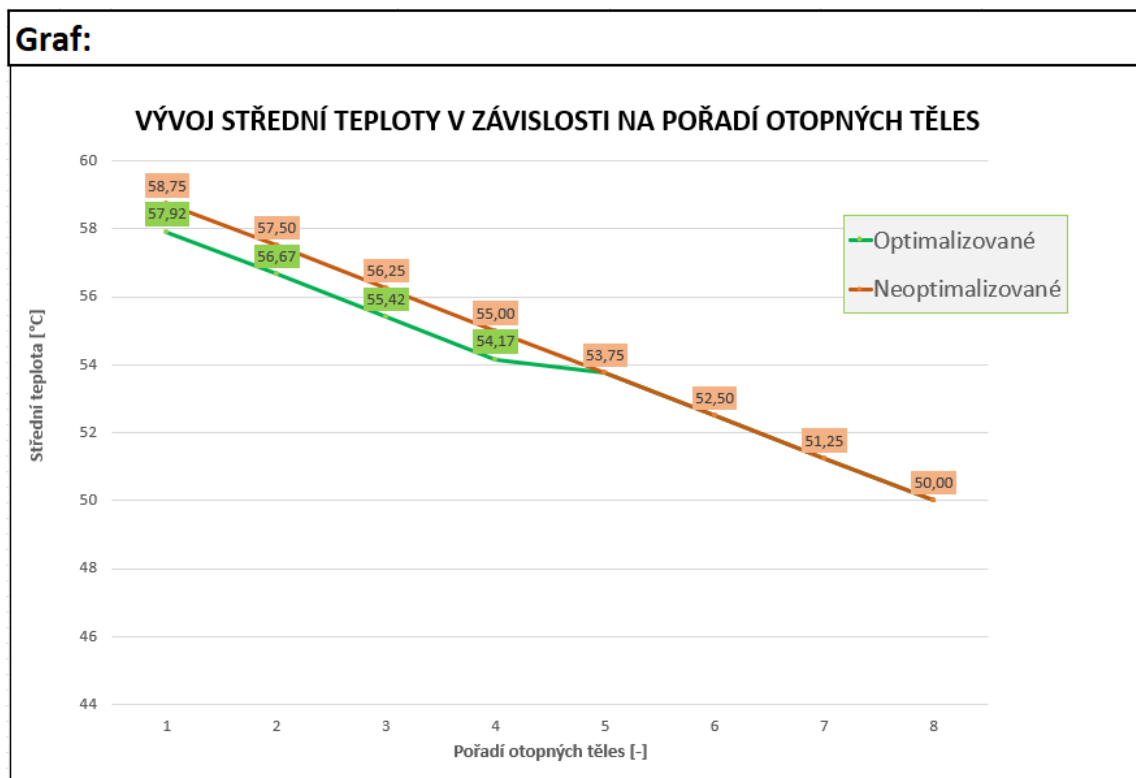
Výsledky pro zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou jsou uspořádány do tabulky:

Pořadí těles		Součinitel zatížení α [-]	Střední teplota t_{wi} [°C]	Hmotnostní tok m [kg/s] m [kg/h]		Ochlazení δt_i [°C]	Teplota vstupní vody t_{wi} [°C]
Optimalizovaný	1. Klasik Typ 21 - 1000 x 700 (1450W)	0,30	57,92	0,057	206,4	4,2	60,0
	2. Klasik Typ 22 - 800 x 700 (1518W)	0,30	56,67	0,057	206,4	4,2	58,8
	3. Klasik Typ 21 - 1100 x 700 (1595W)	0,30	55,42	0,057	206,4	4,2	57,5
	4. Klasik Typ 33 - 800 x 500 (1663W)	0,30	54,17	0,057	206,4	4,2	56,3
	5. Klasik Typ 22 - 900 x 700 (1707W)	0,50	53,75	0,096	343,9	2,5	55,0
	6. Klasik Typ 21 - 1400 x 600 (1803W)	0,50	52,50	0,096	343,9	2,5	53,8
	7. Klasik Typ 33 - 900 x 500 (1871W)	0,50	51,25	0,096	343,9	2,5	52,5
	8. Klasik Typ 22 - 1200 x 600 (2015W)	0,50	50,00	0,096	343,9	3,7	52,5
Neoptimalizovaný	1. Klasik Typ 11 - 1400 x 600 (1403W)	0,50	58,75	0,096	343,9	2,50	60,0
	2. Klasik Typ 22 - 900 x 600 (1511W)	0,50	57,50	0,096	343,9	2,50	58,8
	3. Klasik Typ 11 - 1100 x 900 (1533W)	0,50	56,25	0,096	343,9	2,50	57,5
	4. Klasik Typ 33 - 600 x 700 (1634W)	0,50	55,00	0,096	343,9	2,50	56,3
	5. Klasik Typ 22 - 900 x 700 (1707W)	0,50	53,75	0,096	343,9	2,50	55,0
	6. Klasik Typ 21 - 1400 x 600 (1803W)	0,50	52,50	0,096	343,9	2,50	53,8
	7. Klasik Typ 33 - 900 x 500 (1871W)	0,50	51,25	0,096	343,9	2,50	52,5
	8. Klasik Typ 22 - 1200 x 600 (2015W)	0,50	50,00	0,096	343,9	2,50	51,3

Teplota výstupní vody t_{v2} [°C]	Koeficient C C [-]	Teplotní rozdíl Δt resp. Δt_{v2} [°C]	Nominální teplotní rozdíl Δt_n resp. $\Delta t_{n, \text{opt}}$ [°C]	Výbraný teplotní exponent n [-]	Opravný součinitel na teplotní rozdíl $f_{\Delta t}$ [-]	Požadovaný nominální výkon Q_n [W]
55,8	0,9	37,9	50,0	1,341	0,69	1449
54,6	0,9	36,7	50,0	1,343	0,66	1517
53,3	0,9	35,4	50,0	1,341	0,63	1588
52,1	0,9	34,2	50,0	1,328	0,60	1658
52,5	0,9	33,8	50,0	1,343	0,59	1695
51,3	0,9	32,5	50,0	1,332	0,56	1775
50,0	0,9	31,3	50,0	1,328	0,54	1867
48,8	0,9	30,0	50,0	1,335	0,51	1978
57,5	0,94	38,75	50,0	1,311	0,72	1397
56,3	0,94	37,50	50,0	1,335	0,68	1468
55,0	0,93	36,25	50,0	1,321	0,65	1529
53,8	0,93	35,00	50,0	1,350	0,62	1618
52,5	0,93	33,75	50,0	1,343	0,59	1695
51,3	0,93	32,50	50,0	1,332	0,56	1775
50,0	0,92	31,25	50,0	1,328	0,54	1867
48,8	0,92	30,00	50,0	1,335	0,51	1978

Obr. 33 Tabulka výsledků zapojení se čtyřcestnou armaturou

Výsledky jsou doplněny ještě o graf, který znázorňuje postupný pokles střední teploty a jejich porovnání v rámci standardního a optimalizovaného návrhu. Počet hodnot v grafu se mění na základě zvoleného počtu otopných těles.



Obr. 34 Výsledný graf poklesu střední teploty z programu pro zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou

Maximální počet otopných těles je u jezdeckého zapojení znatelně větší, a proto i výsledková tabulka je výrazně rozsáhlejší. Provedením ovšem odpovídá výsledkové tabulce z napojení se čtyřcestnou armaturou. Stejně tomu je i u grafu, který upravuje počet vstupních dat na základě počtu zvolených těles. Rozdíl je pouze v souhrnné tabulce s výsledky kmenového potrubí.

Kmenové potrubí:		
Hmotnostní tok na okuhu	0,191	m [kg/s]
Hmotnostní tok na okuhu	687,8	m [kg/h]
Hustota vody	985,7	ρ [kg/m ³]
Vypočítaný vnitřní průměr kmenového potrubí	15,7	D _{opt} [mm]
Vybraný vnitřní průměr kmenového potrubí	16,0	D [mm]
Rychlost proudění v kmenovém potrubí	1,0	v [m/s]
Vybrané kmenové potrubí	18 x 1	D x t [mm]

Obr. 35 Design tabulky výsledků jezdeckého napojení z početního programu

Aby nedošlo k záměně výsledků zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou s jezdeckým napojením, jsou výsledkové listy podmíněny zvoleným typem zapojení. Jakmile je v návrhovém listu zvolen jeden z typů, výsledkový list je upraven podle obr. 36.

Výsledky jsou na listu: Jezdecké napojení - výsledky						
VÝSLEDKY: ČTYŘCESTNÁ SMĚŠOVACÍ ARMATURA						
	Pořadí těles		Součinitel zatékání	Střední teplota	Hmotnostní tok	
			α [-]	t_m [°C]	m [kg/s]	m [kg/h]
Optimalizovaný	1.	Křeslo Typ 21 1200 x 770 (140200)	0,91	57,92	0,297	1068,6
	2.	Křeslo Typ 22 900 x 700 (124500)	0,91	58,67	0,297	1068,6
	3.	Křeslo Typ 21 1200 x 700 (129000)	0,91	58,42	0,296	1068,6
	4.	Křeslo Typ 21 900 x 900 (129000)	0,91	58,17	0,297	1068,6
	5.	Křeslo Typ 22 900 x 700 (127000)	0,91	58,75	0,296	1068,6
	6.	Křeslo Typ 21 1400 x 900 (120000)	0,91	51,50	0,296	1068,6
	7.	Křeslo Typ 21 900 x 900 (118100)	0,91	51,25	0,296	1068,6
	8.	Křeslo Typ 22 1200 x 900 (121500)	0,91	52,00	0,296	1068,6
Neoptimalizovaný	1.	Křeslo Typ 21 1400 x 900 (118100)	0,91	51,75	0,296	1068,6
	2.	Křeslo Typ 22 900 x 900 (125100)	0,91	57,50	0,296	1068,6
	3.	Křeslo Typ 21 1200 x 900 (120000)	0,91	58,25	0,296	1068,6
	4.	Křeslo Typ 21 900 x 700 (124100)	0,91	58,00	0,296	1068,6
	5.	Křeslo Typ 22 900 x 700 (127000)	0,91	58,75	0,296	1068,6
	6.	Křeslo Typ 21 1400 x 900 (120000)	0,91	51,50	0,296	1068,6
	7.	Křeslo Typ 21 900 x 900 (118100)	0,91	51,25	0,296	1068,6
	8.	Křeslo Typ 22 1200 x 900 (121500)	0,91	52,00	0,296	1068,6

Obr. 36 Ukázka volby špatného listu s výsledky

4. ZÁVĚR

Cílem práce bylo vytvoření návrhového programu dvou zvolených typů zapojení jednotrubkové otopné soustavy doplněné o optimalizační návrh u zapojení se čtyřcestnou směšovací armaturou.

V rámci teoretického úvodu diplomové práce byla na základě české i zahraniční odborné literatury představena problematika jednotrubkové otopné soustavy. V praktické části byly vysvětleny matematické postupy standardních návrhů. Zároveň byly osvětleny důležité volby a rozhodovací procesy optimalizačního návrhu jednotrubkové otopné soustavy zapojené se čtyřcestnou směšovací armaturou. Praktická část je ukončena kapitolou s návodem k použití programu doplněným o grafické znázorněný popsaných funkcí.

Cíle diplomové práce lze považovat za splněné, jelikož k tvorbě programu byly vhodně využity teoretické podklady a samotný program počítá reálné výsledky i včetně optimalizačního návrhu.

Program může sloužit jako teoretický podklad pro studenty nebo jako praktická pomůcka pro projektanty jednotrubkových otopných soustav. Do budoucna je též možné program rozšířit o dvoutrubkové otopné soustavy a vytvořit komplexní program pro návrhy otopných soustav. Pro takové využití bych už nedoporučoval pracovat s aplikací Microsoft Excel, jelikož objem dat by byl markantně větší a manipulace s velkými soubory v aplikaci Excel už může být poměrně zdlouhavá.

5. POUŽITÁ LITERATURA

1. **Bašta, Jiří.** *Otopné plochy*. Praha : Ediční středisko ČVIT, 2001. ISBN 80-01-02365-6.
2. **Dufka, Jaroslav.** *Vytápění domů a bytů (2. zcela přepracované vydání)*. Praha : Grada Publishing a.s., 2004. ISBN: 9788071698265.
3. **Bašta, Jiří a Jindřich, Boháč.** *Navrhování otopných soustav*. Praha : Společnost pro techniku prostředí — odborná sekce Vytápění, 2023. ISBN 978-80-02-03009-6.
4. **Bašta, Jiří a Vavříčka, Roman.** www.vytapeni.tzb-info.cz. [Online] 2. 15 2006. [Citace: 8. 10 2023.] <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3064-otopne-plochy-ii-druhy-otopnych-teles>.
5. **Dufka, Jaroslav.** *Hospodárné vytápění domů a bytů*. Praha : Grada Publishing a.s., 2007. ISBN: 9788024764757.
6. *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. Ernst-Rudolf, Schramek.* 07/08, Německo : Oldenbourg Industrieverlag, 2007, Sv. 73. ISBN: 9783835631045.
7. **Dufka, Jaroslav.** www.vytapeni.tzb-info.cz. [Online] 10. 7 2019. [Citace: 6. 12 2023.] <https://podlahove-vytapeni/19300-zaklady-podlahoveho-vytapeni-a-chlazení-cast-5-podlahove-konvektory>.
8. **Bašta, Jiří.** <https://vytapani.tzb-info.cz>. [Online] 3. 4 2006. [Citace: 14. 12 2023.] <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3184-otopne-plochy-iv-1-cast-prepocet-tepelneho-vykonu>.
9. **Fischer, Petr a Vavříčka, Roman.** www.vytapeni.tzb-info.cz. [Online] 9. 7 2018. [Citace: 4. 12 2023.] <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/17614-provozni-charakteristiky-otopnych-teles-zamereno-na-jednotrubkovou-otopnou-soustavu>.
10. **Bašta, Jiří.** <https://vytapani.tzb-info.cz>. [Online] 5. 4 2006. [Citace: 4. 10 2023.] <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3192-otopne-plochy-iv-2-cast-prepocet-tepelneho-vykonu>.
11. **Doubrava, Jiří, a další.** *Regulační armatury 4. doplněné a upravené vydání*. Česká Třebová : LDM, spol. s.r.o, 2006.
12. **Bašta, Jiří a Hemzal, Karel.** *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha : Evropský sociální fond, 2009.
13. **Bašta, Jiří.** *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha : Česká technika, nakladatelství ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05455-0.
14. —. <https://vytapani.tzb-info.cz>. [Online] 12. 10 2004. [Citace: 5. 11 2023.] <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/2181-regulacni-armatury-teoreticka-zakladna-i>.
15. —. *Regulace vytápění*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02582-9.
16. **Bašta, Jiří a Kabele, Karel.** *Otopné soustavy teplovodní - třetí přepracované vydání*. Praha : STP - sekce Vytápění, 2008. ISBN: 978-80-02-02064-6.

17. **Bašta, Jiří a Hojer, Ondřej.** *Sálavé a průmyslové vytápění.* Praha : autor neznámý, 2009.
18. **Vrána, Jakub a kolektiv.** *Technická zařízení budov v praxi.* Praha : Grada, 2007. ISBN: 978-80-247-1588-9.
19. **Kovařík, Karel.** *Vytápění - pracovní sešit 092017.* Plzeň : Střední odborné učiliště stavební, 2017.
20. **Bašta, Jiří a Kabele, Karel.** *Otopné soustavy teplovodní - druhé přepracované vydání.* Praha : STP - sekce vytápění, 2001. ISBN: 80-02-01426-X.
21. **Dedyulin, Alexey.** <https://engineers.decorexpro.com/>. [Online] 9 2019. [Citace: 20. 11 2023.] <https://engineers.decorexpro.com/en/otoplenie/o-drugoe/bajpas-v-sisteme-otopleniya.html#i>.
22. **Fischer, Petr a Miroslav, Lazňovský.** Jednotrubková otopná soustava. *Vytápění, Větrání, Instalace.* 5, 1996, Sv. 3, 3.
23. **Bašta, Jiří.** <https://vytapeni.tzb-info.cz>. [Online] 29. 10 2018. [Citace: 14. 12 2023.] <https://vytapeni.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/18127-porovnani-otopnych-soustav-z-hlediska-nekterych-parametru>.
24. **Vavříčka, Roman, Bašta, Jiří a Vladimír, Galád.** Analýza proveditelnosti instalace měřících zařízení dodaného tepla. [Online] 9 2015. <https://www.mpo.cz/assets/dokumenty/55071/62951/650284/priloha001.pdf>.
25. **Bašta, Jiří a Vavříčka, Roman.** <https://vytapeni.tzb-info.cz>. [Online] 13. 2 2006. [Citace: 28. 11 2023.] <https://vytapeni.tzb-info.cz/otopne-plochy/3060-otopne-plochy-i-charakteristiky-otopnych-teles>.
26. **Reinberk, Zdeněk.** <https://vytapeni.tzb-info.cz>. [Online] [Citace: 9. 12 2023.] <https://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/83-vypocet-prutoku-a-rychlosti-proudeni-v-potrubi>.
27. **KORADO.** korado.cz. [Online] [Citace: 10. 12 2023.] https://ekatalogy.korado.cz/katalogy/CZ_KATALOGY_ONLINE/CZ_Katalog_RADIK/CZ_Katalog_RADIK.html?_gl=1*17nvxf*_ga*MTk2NDczMzA4LjE3MDQyMzUwMjg.*_ga_MXKVJ14GR3*M TcwNDIzNTAyNy4xLjEuMTcwNDIzNTIyMS40My4wLjA..

6. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha	Označení	Formát
Návrhový program – JHOS	1-IB-2024	xlsx