



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Katedra technických zařízení budov

Metodika výpočtu pro efektivní návrh a provoz otopné soustavy

**Calculation methodology for efficient design and operation
of the heating system**

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Jakub Spurný

Doktorský studijní program: Stavební inženýrství

Studijní obor: Pozemní stavby

Školitel: doc. Ing. Michal Kabrhel, Ph.D.

Praha, 2023

PROHLÁŠENÍ

Jméno doktoranda: Ing. Jakub Spurný

Název disertační práce: Metodika výpočtu pro efektivní návrh a provoz otopné soustavy

Prohlašuji, že jsem uvedenou disertační práci vypracoval/a samostatně pod vedením školitele doc. Ing. Michal Kabrhel, Ph.D.

Použitou literaturu a další materiály uvádím v seznamu použité literatury.

Jakub Spurný

V Praze dne 23. 2. 2023

.....
podpis

Poděkování

Především děkuji svému školiteli panu doc. Ing. Michalu Kabrhelovi, Ph.D., že mi věřil, neúnavně pomáhal s řešením disertační práce a posouval vpřed.

Děkuji i všem kolegům, kteří mi přispěli cennou radou a zkušenostmi.

Zvláštní poděkování patří mé rodině, za trpělivost a podporu.

Jakub Spurný

Abstrakt

Cílem disertační práce je metodika výpočtu pro efektivní návrh a provoz otopné soustavy. Předmětem zkoumání pro stanovení metodiky výpočtu je vliv ochlazování otopné vody, a tedy znalost teploty otopné vody v libovolných místech potrubní trasy. Průběh teploty otopné vody v potrubní trase je řešen jak pro návrhový stav, tak pro provozní ustálené stavy při kvantitativní a kvalitativní regulaci.

V teoretické části je nejprve popsáno stanovení tepelných ztrát potrubních rozvodů. Pro ty je provedena podrobná analýza součinitelů přestupu tepla na vnitřní a vnější straně. Dále je vymodelována velikost vlivu jednotlivých členů v rovnici na výpočet součinitele prostupu tepla. V další části je provedeno porovnání zjednodušené metody stanovení ochlazování otopné vody proti podrobné metodě pro okrajové podmínky běžných otopných soustav. Z důsledku ochlazování otopné vody v potrubní trase je pro potřeby simulace provozních stavů popsán vliv změn teplot otopné vody na tlakové ztráty a vztlak. V poslední kapitole teoretické části jsou pro nutnost v simulacích provozních stavů obecně popsány změny výkonu otopných těles, resp. výsledných vnitřních teplot na základě různých změn jednotlivých parametrů otopné soustavy.

Další částí této práce je měření poklesu teploty otopné vody na potrubní trase pro různé případové studie. V této části jsou posuzovány naměřené hodnoty s teoretickými výpočty a je prováděna validace simulačního modelu. Dále je na poklesu teplot otopné vody při měření skutečných otopných soustav hodnocena důležitost této problematiky.

Hlavní částí práce je metodika výpočtu a pomocí ní vytvořeného simulačního modelu pro efektivnější návrh a provoz otopných soustav než tradičními postupy. Na základě simulací různých variant okrajových podmínek regulace na patě otopné soustavy a místní regulace na otopných tělesech je pak provedena analýza výsledků a popsány závěry.

Abstract

The aim of the dissertation is a calculation methodology for efficient design and operation of heating systems. The subject of investigation for the determination of the calculation methodology is the effect of cooling of the heating water, and therefore the knowledge of the temperature of the heating water at arbitrary points of the piping route. The heating water temperature course in the piping route is solved for both the design condition and for the operating steady states under qualitative and quantitative control.

In the theoretical part, the determination of heat losses of piping systems is first described. For these, a detailed analysis of the heat transfer coefficients on the inside and outside is performed. Then the magnitude of the influence of the individual terms in the equation on the calculation of the heat transfer coefficient is modelled. In the next section, a comparison is made between the simplified method for determining heating water cooling versus the detailed method for boundary conditions of conventional heating systems. The effect of changes in heating water temperature on pressure drop and buoyancy is described for the purpose of simulating operating conditions due to heating water cooling in the piping path. In the last chapter of the theoretical part, the changes in the performance of the heating elements or the resulting internal temperatures based on various changes in the individual parameters of the heating system are described in general for the purpose of simulation of operating conditions.

The next part of this thesis deals with the measurement of the heating water temperature drop along the piping route for different case studies. In this part, the measured values are assessed with theoretical calculations and validation of the simulation model is performed. Furthermore, the importance of this issue is evaluated on the heating water temperature drop in measurements of real heating systems.

The main part of the work is the calculation methodology and the simulation model developed using it for more efficient design and operation of heating systems than traditional methods. Based on the simulations of different variants of boundary conditions of control at the base of the heating system and local control at the heating elements, the results are then analysed and conclusions are described.

Obsah

Poděkování	4
Abstrakt.....	5
Abstract.....	7
Přehled použitých zkratk, veličin a značek.....	11
Přehled zkratk.....	11
Přehled dolních indexů	11
Přehled označení fyzikálních parametrů.....	11
1 Úvod.....	15
2 Rešerše současného stavu	17
3 Formulace cílů práce.....	21
4 Teoretická příprava pro tvorbu metodiky	23
4.1 Tepelné ztráty v rozvodech OS.....	23
4.1.1 Vnitřní přestupový součinitel – nucená konvekce	24
4.1.2 Vnější přestupový součinitel – přirozená konvekce.....	29
4.1.3 Vliv dílčích tepelných odporů na celkový součinitel prostupu tepla pro kruhové potrubí.....	33
4.2 Porovnání metod výpočtu ochlazování OV.....	38
4.3 Tlakové ztráty v rozvodech OS.....	42
4.4 Přepočet výkonu OT při provozních parametrech OS	48
4.4.1 Výsledky T_{iSK} při $Q_N \neq Q_P$ navrženého OT	52
4.4.2 Výsledky vlivu změny m_{SK} na T_{iSK}	57
4.4.3 Výsledky vlivu změny T_{pSK} na T_{iSK}	59
5 Případové studie pro měření ochlazování OV	63
5.1 Úvod do měření ochlazování OV.....	63
5.2 Případová studie měření na experimentálním okruhu	66
5.2.1 Popis experimentálního okruhu a okrajové podmínky měření.....	66
5.2.2 Výsledky naměřených hodnot na experimentálního okruhu.....	70
5.3 Případová studie měření v rodinném domě	77
5.4 Případová studie měření v bytovém domě.....	81
6 Metodika výpočtu pro návrhový stav a provozní stavy OS.....	85
6.1 Popis simulačního modelu pro návrhový stav.....	85
6.1.1 Počáteční úsek (typ 1).....	87

6.1.2	Průběžný úsek (typ 2)	90
6.1.3	Úsek s OT (typ 3).....	91
6.2	Okrajové podmínky pro simulace provozních stavů	93
6.2.1	Okrajová podmínka začátek – teplotní.....	94
6.2.2	Okrajová podmínka začátek – hydraulická.....	96
6.2.3	Okrajová podmínka konec.....	99
7	Analýza simulačních modelů pro návrhový stav a provozní stavy kvantitativní regulace.....	105
7.1	Popis referenční OS pro simulační modely kvantitativní regulace.....	105
7.2	Model „A“ – návrhový stav podle klasického výpočtu bez ochlazování OV pro provoz OPZ – $p_{dis,K}$	108
7.3	Model „B“ – návrhový stav s ochlazováním OV na shodnou T_{mOT} pro provoz OPZ – $p_{dis,K}$	116
7.4	Model „C“ – návrhový stav podle klasického výpočtu bez ochlazování OV pro provoz OPZ – $p_{dis,PR}$	121
7.5	Model „D“ – návrhový stav s ochlazováním OV na shodnou T_{mOT} pro provoz OPZ – $p_{dis,PR}$	126
8	Analýza simulačních modelů pro návrhový stav a provozní stavy kvalitativní regulace.....	131
8.1	Popis referenční OS pro simulační modely kvalitativní regulace.....	131
8.2	Model „E“ - OPZ – $p_{dis,K}$	134
8.3	Model „F“ - OPZ – $p_{dis,PR}$	139
9	Shrnutí výsledků	143
9.1	OS při kvantitativní regulaci.....	144
9.2	OS při kvalitativní regulaci	146
10	Závěr	147
	Seznam použité literatury.....	150
	Seznam publikací vztahující se k disertaci	152
	Seznam publikací nevztahující se k disertaci	153

Přehled použitých zkratk, veličin a značek

Přehled zkratk

OS	otopná soustava
OT	otopné těleso
OV	otopná voda (teplonosná látka)
OPZ	okrajová podmínka na začátku OS pro simulování provozních stavů
OPK	okrajová podmínka na konci OS u OT pro simulování provozních stavů
OČ	oběhové čerpadlo
TRV	dvoucestný regulační ventil před OT obecně známý jako termostatický ventil
TRV _{sRTD}	dvoucestný regulační ventil před OT s integrovaným omezovačem průtoku
RTD	regulátor tlakové difference
TRH	termostatická hlavice
EH	elektrotermická hlavice
A-A'	označení úseku
pata	označení pro začátek OS nebo větve umožňující zadání teplotní nebo hydraulické OPZ

Přehled dolních indexů

SK	skutečný, při skutečných provozních podmínkách
N	návrhový, nominální, jmenovitý
P	požadovaný
z	začátek úseku
k	konec úseku
i	vnitřní
e	vnější
j	označení parametru jiného než venkovního prostředí, např. prostor s teplotou T_j sousedící s řešenou vytápěnou místností
x	označení pro provozní a zároveň jinou venkovní teplotu než výpočtovou
t	potrubí
iz	tepelná izolace potrubí
lam	laminární oblast proudění
tu,hlad	turbulentní proudění – hydraulicky hladký povrch potrubí
tu,pře	turbulentní proudění – přechodná oblast
tu,drs	turbulentní proudění – hydraulicky drsný povrch potrubí
TZR	tepelné ztráty potrubních rozvodů, tepelné zisky z potrubních rozvodů

Přehled označení fyzikálních parametrů

Q_c	celkový tepelný výkon na patě OS nebo patě větve (dále patě)	[W]
Q_z	přenášený výkon na začátku daného úseku	[W]
Q_{TzM}	tepelná ztráta místnosti	[W]
Q_{zisk}	tepelný zisk z přívodního a zpětného potrubí do tepelné bilance místnosti	[W]
Q_{TZR}	tepelná ztráta z přívodního, resp. zpětného potrubí v úseku	[W]
q_{TZR}	tepelná ztráta přívodního, resp. zpětného potrubí vztažena na 1 m délky	[W.m ⁻¹]
Q_{OT}	tepelný výkon OT obecně pro zadávání do úseku	[W]
p_{krit}	okruh OT s největší tlakovou ztrátou včetně tlakové ztráty při maximálním nastavení TRV na tomto OT	[Pa]
$p_{krit,bezTRV}$	okruh OT s největší tlakovou ztrátou bez uvažování tlakové ztráty TRV na tomto OT	[Pa]

p_{dis}	dispoziční tlakový rozdíl na patě	[Pa]
$p_{dis,K}$	dispoziční tlakový rozdíl na patě regulován na konstantní křivku	[Pa]
$p_{dis,PR}$	dispoziční tlakový rozdíl na patě regulován na proporcionální křivku	[Pa]
$p_{okruh,bezTRV}$	celková bilance tlak. ztrát a vztlaku daného OT bez tlakové ztráty TRV	[Pa]
$p_{dis,OT}$	zbytkový dispoziční tlakový rozdíl připadající TRV a šroubení na OT	[Pa]
$p_{úsek}$	celková bilance tlakových ztrát a vztlaku na daném úseku	[Pa]
p_v	tlaková ztráta ventilu nebo armatury	[Pa]
p_o	tlaková ztráta 100 kPa naměřená při K_v hodnotě	[Pa]
N	nastavení seřizovacího/vyvažovacího členu TRV na OT	[-]
Y_t	hydraulická stabilita	[-]
M	celkový součtový hmotnostní průtok na patě	[kg.h ⁻¹]
m	hmotnostní průtok (kromě součtového na patě)	[kg.h ⁻¹]
T_z	teplota OV na začátku úseku délky L	[°C]
T_k	teplota OV na konci úseku délky L	[°C]
$T_{p_z,pata}$	teplota přívodní OV na začátku OS pro zadání OPZ	[°C]
T_{p_z}	teplota přívodní OV na začátku úseku	[°C]
T_{p_k}	teplota přívodní OV na konci úseku, resp. teplota OV vstupující do OT/následujícího úseku	[°C]
$T_{z_z,pata}$	teplota zpětné OV na konci OS vstupující do zdroje tepla nebo směšovače	[°C]
T_{z_z}	teplota zpětné OV na začátku úseku, resp. teplota OV vystupující z daného úseku	[°C]
T_{z_k}	teplota zpětné OV na konci úseku, resp. teplota OV vystupující z daného OT	[°C]
$T_{p'}$	teplotní spád po ochlazení OV v přívodním úseku	[°C]
$T_{z'}$	teplotní spád po ochlazení OV ve zpětném úseku	[°C]
T'	teplotní spád po ochlazení OV v úseku obecně	[°C]
T_{mOT}	střední teplota OV na OT	[°C]
T_m	střední teplota OV obecně	[°C]
ΔT	teplotní spád OV obecně	[°C]
ΔT_z	teplotní spád OV na začátku úseku	[°C]
ΔT_k	teplotní spád OV na konci úseku	[°C]
ΔT_{OT}	teplotní spád OV na OT	[°C]
T_i	vnitřní výpočtová teplota; teplota okolí potrubí (v této práci $T_i = T_v = T_r$)	[°C]
T_v	průměrná teplota vzduchu ve vytápěné místnosti	[°C]
T_r	průměrná vnitřní povrchová teplota	[°C]
T_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
T_j	teplota za obalovou konstrukcí vytápěného prostoru jiná než T_e	[°C]
T_s	teplota vnějšího povrchu potrubí, resp. povrchu tepelné izolace	[°C]
K_v	jmenovitý průtok ventilu nebo armatury při definovaném zdvihu regulačního členu	[m ³ .h ⁻¹]
K_{vS}	jmenovitý průtok ventilu nebo armatury při plně otevřeném zdvihu regulačního členu	[m ³ .h ⁻¹]
K_{v0}	0 průtok ventilu nebo armatury při 0 zdvihu regulačního členu (zavřená armatura)	[m ³ .h ⁻¹]
$K_{v_{pata,dis}}$	jmenovitý průtok na patě při p_{dis} a M definující hydraulickou OPZ	[m ³ .h ⁻¹]
$K_{v_{pata,krit}}$	jmenovitý průtok na patě při p_{krit} a M	[m ³ .h ⁻¹]
K_{vTRV}	jmenovitý průtok TRV obecně	[m ³ .h ⁻¹]
$K_{v_{Xp2}}$	jmenovitý průtok TRV s X_p rovným 2 °C	[m ³ .h ⁻¹]
$K_{v_{Xp>(<)2}}$	jmenovitý průtok TRV s X_p větším/menším než 2 °C	[m ³ .h ⁻¹]
$K_{v100\%}$	jmenovitý průtok pro TRV při maximálním zdvihu TRH a daném nastavení seřizovací části	[m ³ .h ⁻¹]
X_p	pásmo proporcionality	[K]

R	tlaková ztráta třením přívodního, resp. vratného potrubí vztažena na 1 m	[Pa.m ⁻¹]
Z	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
$\sum \xi$	suma součinitelů místních odporů	[-]
h	vertikální délka potrubního úseku	[m]
L	délka potrubí úseku	[m]
U_{OT}	součinitel prostupu tepla OT	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
U_o	součinitel prostupu tepla kruhového potrubí v úseku na délce L	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
n	teplotní exponent OT	[-]
S_{OT}	teplosměnná plocha OT	[m ²]
H	měrný tepelný tok přes všechny obalové konstrukce	[W.K ⁻¹]
d_e	vnější průměr potrubí	[m]
d_i	vnitřní průměr potrubí	[m]
s_t	tloušťka stěny potrubí	[m]
s_{iz}	tloušťka stěny tepelné izolace	[m]
D	celkový vnější průměr potrubního rozvodu vč. tepelné izolace	[m]
w	rychlost proudění OV v potrubí	[m.s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Gr	Grashofovo číslo	[-]
k	absolutní hydraulická drsnost vnitřní stěny potrubí	[m]
λ	součinitel tření podle typu proudění v potrubí	[-]
c	měrná tepelná kapacita vody	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
ρ	hustota vody	[kg.m ⁻³]
ν	kinematická viskozita vody	[m ² .s ⁻¹]
λ_{ov}	součinitel tepelné vodivosti vody	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_t	součinitel tepelné vodivosti potrubí	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_{iz}	součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace na potrubí	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_v	součinitel tepelné vodivosti vzduchu v okolí potrubí	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
α_i	součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_e	celkový součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_s	součinitel přestupu tepla sáláním na vnějším povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_k	součinitel přestupu tepla konvekcí na vnějším povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$R_{i;e;t;iz}$	tepelný odpor vnitřní povrch potrubí; vnější povrch potrubí, resp. tepelné izolace; potrubí; potrubní tepelné izolace	[m.K.W ⁻¹]
l	charakteristický rozměr	[m]
ε_s	emisivita povrchu potrubí, resp. povrchu tepelné izolace	[-]
θ_s	absolutní teplota vnějšího povrchu potrubí, resp. povrchu tepelné izolace	[K]
θ_r	absolutní průměrná vnitřní povrchová teplota	[K]

1 Úvod

V této disertační práci je zpracována metodika výpočtu pro efektivní návrh a provoz otopné soustavy (dále OS). Řešeným problémem je vliv ochlazování otopné vody (dále OV), a tedy znalost teploty OV ve všech částech potrubní trasy. Výpočet proměnných teplot OV v potrubní trase je řešen jak pro návrhový stav, tak pro provozní ustálené stavy při kvantitativní a kvalitativní regulaci. Metoda výpočtu s uvažováním ochlazování OV v potrubní trase je také porovnávána se simulačními modely, ve kterých není v návrhovém stavu s ochlazováním OV v trase uvažováno, což představuje současný postup výpočtu.

V začátku teoretické části práce je popsán výpočet tepelných ztrát potrubních rozvodů. Pro kruhové potrubí nezabudované v konstrukcích je provedena analýza součinitele přestupu tepla na vnitřní straně a součinitele přestupu tepla na vnější straně. Dále je simulován vliv jednotlivých dílčích členů v rovnici pro celkový součinitel prostupu tepla pro různé materiály a průměry potrubí a také různou kvalitu a kvantitu tepelné izolace. Dále je porovnána zjednodušená metoda výpočtu ochlazování proudící OV proti podrobné metodě dle [1] pro okrajové podmínky běžných OS. Na základě proměnných teplot OV v potrubní trase je pro simulace provozních stavů popsán vliv teploty OV na tlakové ztráty. Na konci teoretické části jsou pro potřeby simulací provozních stavů obecně popsány změny tepelných výkonů otopných těles (dále OT) a jejich přímá návaznost na vnitřní teplotu vytápěného prostoru. To je modelováno pro různé varianty změn průtoků a teplot OV na vstupu do OT a pro předdimenzovanou nebo poddimenzovanou teplosměnnou plochu OT.

V další části této práce jsou zpracována data z měření poklesu teploty OV v potrubní trase na různých OS. Naměřené hodnoty jsou posuzovány s teoretickými výpočty a je provedena validace simulačního modelu pro návrhové a provozní stavy. Na reálných OS rodinného domu a bytového domu je z naměřených hodnot prokázáno ochlazování OV, ale vzhledem nezjistitelnosti aktuálních průtoků nebylo možné tyto případové studie použít k verifikaci simulačního modelu. Tyto případové studie skutečných OS, ale sloužily k hodnocení důležitosti zabývat se vlivem ochlazování OV při návrzích OS. Na základě závěrů ze skutečných OS byl sestaven experimentální okruh s měřitelným aktuálním průtokem a na něm byla provedena analýza

naměřených hodnot s teoretickými výpočty ochlazování OV. Měření ochlazení proudící OV bylo tedy na experimentálním okruhu zpracováno kalorimetrickou metodou.

Hlavní částí práce je vytvoření simulačního modelu pro efektivní návrh a provoz OS a analýza výsledků na referenční OS. V této části je popsána metodika postupu výpočtu pro návrhový stav a dále metodika zadávání okrajových podmínek pro možnost simulací provozních stavů dle dané regulace OS. Jsou zde popsány různé způsoby regulace dispozičního tlakového rozdílu na patě OS a dále místní regulace OT pomocí různých druhů termostatických ventilů s příslušným regulátorem. To je využito pro provozní stavy kvantitativní regulace. Pro provozní stavy kvalitativní regulace je popsána metodika výpočtu vstupní teploty OV na patě OS, která je oproti stávajícím vzorcům rozšířená o parametry vyplývající z teoretické části této práce. Pro oba způsoby regulace je v simulacích modelováno variantní řešení s uvažováním ochlazování OV v trase, dle v této práci zpracované metodiky, oproti tradičnímu způsobu výpočtu bez ochlazování OV v potrubní trase. Z těchto analýz jsou pak provedeny závěry a vyhodnocení výsledků.

2 Rešerše současného stavu

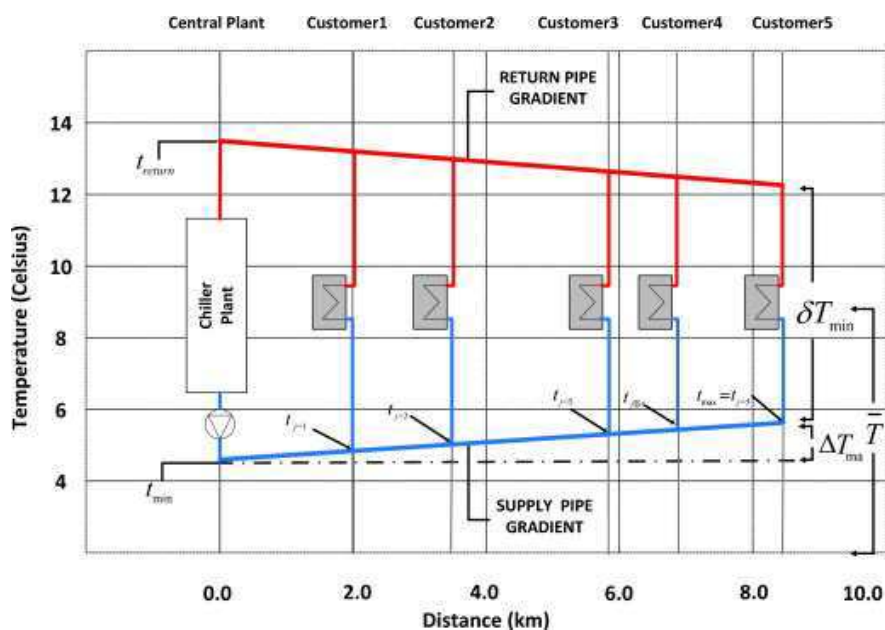
Současný stav navrhování OS je v mnoha ohledech zjednodušený. To je dáno tím, že dřívější OS byly typologicky méně komplikované s mnohem menším počtem variantních řešení než v dnešní době. Dnes je velká možnost různých druhů, a hlavně firem dodávající zdroje tepla, armatury, materiály potrubí, izolací, regulátorů atd. Také typovost staveb a materiál jejich stavebních konstrukcí byla v dřívější době omezenější. Z těchto důvodů pak navrhování probíhalo dle odzkoušených nomogramů, které také byly jednou z mála projekčních pomůcek, protože výpočetní technika nebyla snadno dostupná anebo neumožňovala provádět složité matematické operace pro běžného projektanta. Všechny výše vyjmenované parametry se ale mění a stále vyvíjejí do komplexnějších systémů. Naopak aktualizaci návrhových postupů se výrazněji pozornost nevěnuje a stále se používají zažití původní metody. To je dáno tím, že původní metody navrhování buď nějak s nepřiliš známou účinností fungují a pokud ne, tak se optimalizují až v provozu sofistikovanější regulací a armaturami. Tento postup, ale jen zachraňuje problémy, dost často finančně náročné, které se ve zjednodušených výpočtech v projektu neuvažovaly. Přitom celý úkol při navrhování a provozování OS je o tom, abychom od zdroje tepla dostali k OT požadovaný hmotnostní průtok OV s její požadovanou teplotu přesně takový, abychom vyrovnali okamžitou tepelnou ztrátu vytápěného prostoru s co nejmenší odchylkou. Z toho vyplývá, že celý problém závisí na hydraulických a termických procesech v OS, které spolu vzájemně působí. Zde je ale možný problém proč nevěnovat více času návrhu, který je v konečné bilanci vždy levnější než následné provozní úpravy. Tím důvodem jsou hydraulické i termické procesy v dynamicky chovajících se OS, které obsahují mnoho složitých matematicko-fyzikálních operací, které jsou právě běžně zjednodušovány. Prvním problémem je, že některé fyzikální jevy nejsou doposud teoreticky přesně vyjádřeny nebo jsou jen pro některé okrajové podmínky a pracuje se s jistou nepřesností. To je vidět na příkladu u výpočtu přestupových součinitelů tepla u kruhového potrubí, tlakových ztrát v kritické oblasti a mnoho dalších. Druhým důvodem pro zjednodušování je předpoklad, že složitější výpočty, a tedy časově náročnější navrhování OS nepřinese výraznější efektivitu, což ale nemusí být pravda. Proto je na příkladu parametru poklesu teploty OV v trase OS a problémy s tím související v této práci právě snaha tento efekt zmapovat a případně vyvrátit.

V této práci je právě proto ukázán vliv tepelných ztrát z potrubních rozvodů, resp. ochlazování OV v potrubní trase a s tím spojené efekty na ostatní části OS. Vlastnímu výpočtu tepelných ztrát a ochlazování OV se věnuje norma ČSN EN ISO 12 241 [1]. Tato norma, ale řeší tepelně izolační výrobky pro zařízení budov a průmyslové instalace. Doporučení pro vlastní dimenzování OS nestanovuje. Při návrhu teplovodních OS s nuceným oběhem vody není standardně s ochlazováním OV v potrubní trase uvažováno [2]. Navrhuje se s konstantní teplotou OV v přívodním potrubí a ochlazení je uvažováno pouze v otopných tělesech, což není fyzikálně zcela správné viz výše zmíněná norma [1]. Ani v dalších publikacích jako např. [3], [4], [5] a [6] není s ochlazováním OV při nuceném oběhu dvoutrubkových OS uvažováno. Výpočet s uvažováním ochlazování OV je řešen pouze pro OS s přirozeným oběhem [3] a [5], a to jen ve zjednodušené formě, ve které není řešena přímá závislost na navržené OT. Jeho snížený tepelný výkon vlivem nižší vstupní teploty OV je řešen až v následném kroku, a to jeho výměnou za OT s větší přestupní plochou odpovídající nižší střední teplotě OV. V [5] je v rámci vysvětlování vyhlášky 193/2007 sb. uveden text, který je v citovaném znění „*než voda doteče k tělesu, a většinou projde směšovačem, bude mít vlivem tepelných ztrát v potrubí na vstupu do tělesa 75 °C*“ [5]. Tato citace poukazuje na ochlazování OV v OS, ale dále se v publikaci tento efekt pro OS s nuceným oběhem zanedbává. Další publikací, která se o ochlazení OV v trase zmiňuje je [7], zde se upozorňuje na problém se vstupní teplotou do OT v citovaném znění „*In thermal calculations account should also be taken of the fact that water is supplied to radiators through a network of pipes which, irrespective of the degree of their thermal insulation, still emit a heat flux and cause the working medium cooling. Selecting a radiator, all these factors need to be taken into consideration. Because the pipes are usually located in a heated zone where the radiator is placed, or they are laid in the floor to which they give up heat, an additional deformation of the resultant thermal characteristic occurs because thermal curves of the radiator and of the pipes laid in free space or in the room floor differ from each other*“ [7].

Vlivem tepelných ztrát rozvodů se zabývá např. [8]. Zde je sice řešen vliv tepelných ztrát z potrubí, ale z pohledu účinnosti teplovodní OS jako celku a potřeby roční energie na vytápění na pokrytí distribučních ztrát. Není zde zmíněn efekt spojený s tepelnými ztrátami a to ochlazování OV.

Kde se ochlazování OV v trase řeší je v teplovodních sítích CZT viz [9] a [10]. Tento způsob pro tepelné sítě CZT není, jak již bylo výše uvedeno, aplikován pro vnitřní teplovodní OS s OT v návrhovém stavu, a hlavně v provozních stavech kvantitativní a kvalitativní regulace.

Pro sítě dálkových rozvodů je problém změny teploty teploty nosné látky po trase od zdroje zkoumán i pro chladicí soustavy. V [11] je znázorněn problém s ohříváním teploty nosné látky od zdroje chladu k jednotlivým spotřebičům chladu viz *obr. 1*.



obr. 1 – ohřívání teploty nosné látky od zdroje chladu k jednotlivým odběrným místům [11]

V publikaci [12] jsou řešeny tepelné ztráty potrubních rozvodů vč. ochlazování OV a tzv. emisní ztráty otopných těles z pohledu norem EN 15316-2-3:2007 [13] a EN 15316-2-1:2007 [14] pro rodinný dům a bytový dům. Proměnnými parametry pro analýzy byly různé okrajové podmínky jako jsou vstupní teplotní spády, kvantita izolace potrubních rozvodů a provoz oběhových čerpadel, tak jako je podobně použito v této práci. Metodika výpočtu ve [12] ale pracuje s dynamickými stavy a cíle a způsoby postupu jsou rozdílné od cílů a způsobu metodiky této práce.

Kde se s ochlazováním vody v potrubí počítá je při návrhu cirkulačního potrubí teplé vody [15]. Zde se počítá minimální cirkulační průtok, tak aby nedošlo k většímu ochlazení cirkulační vody, než je dáno právě touto normou.

Dalším případem, kdy se s ochlazením OV v potrubní trase uvažuje je v jednotlivých smyčkách velkoplošných otopných ploch [16], [17]. Je nutné zdůraznit, že celý tento systém vytápění je postaven na tepelné ztrátě z potrubí, a tedy ochlazování OV v celé

trase smyčky, a to při velmi nízkých teplotách OV. Oproti přípojkám OT je ale jejich délka mnohonásobně větší.

Tématu ochlazování OV v OS a dalším navazujícím problémům se věnoval J. V. Ráž [18], který publikoval řadu cenných textů v odborných periodikách na téma optimalizačních výpočtů zaměřených na vertikální dvoutrubkovou OS s nuceným oběhem. Tato typologie OS se svého času používala v ČR v panelových bytových domech. Tyto OS se vyznačují ocelovými svařovanými rozvody s neizolovanými stoupacími potrubími vedoucími ve vytápěných prostorech a s vysokými teplotami OV, což je kombinace pro největší potenciál ochlazování OV. V praxi se dále ověřilo, že právě tyto neizolované stoupačky navíc vykazují vysoké trvalé tepelné zisky [4], se kterými ale běžně nebylo při návrhu uvažováno.

Dnes se věnuje pro uvažování trvalých zisků z tepelných ztrát potrubních rozvodů pro snížení požadovaného výkonu OT v celkové tepelné bilanci vytápěné místnosti ve zjednodušené metodice vyhláška 193/2007 sb. [19]. Ta uvažuje trvalý tepelný zisk z neizolovaného potrubí pouze při teplotách OV nad 60 °C a s délkou přípojky minimálně 2 m. Tento způsob již dnes ale není zcela vyhovující. Ukážeme si nepřesnost těchto hraničních podmínek na následujících případech. Prvním případem je vliv hraniční teploty OV. Pro tento případ je uvažována přípojka k OT délky 5 m. Při dnes často používaných teplotních spádech vychází tepelný výkon z neizolovaného měděného potrubí 15x1 cca 120 W při teplotním spádu 50/40 °C, resp. 140 W při 55/45 °C. To při dnešních tepelných ztrátách obytných místností okolo 400 W vychází na 30 %, resp. 35 % pokrytí výkonem z tepelného zisku potrubí. Druhým případem je vliv hraniční délky přípojky OT. Pokud budeme uvažovat teplotní spád 75/60 °C a přípojku například 1,8 m, je tepelný výkon cca 80 W. To pro stejnou hodnotu tepelné ztráty pokoje 400 W, jako v předchozím případě, vychází na 20 % pokrytí výkonem z tepelného zisku potrubí. Pokud by zisk z potrubí nebyl uvažován, tak spolu se 100 % navrženými OT, bude místnost trvale přetápěna. Ani místní regulace, v případě její instalace, nebude na toto přetápění optimálně reagovat, jak je dále v textu podrobněji popsáno.

Rešeršní teoretická část vztahující se k tepelným a tlakovým ztrátám potrubních kruhových rozvodů pro použití do simulačních modelů dle vytvořené metodiky je zpracována v **kap. 4**.

3 Formulace cílů práce

Prvním cílem této práce je teoretická analýza jednotlivých okrajových podmínek pro výpočet tepelných ztrát potrubí a s tím související ochlazování OV v distribuční trase. Ta bude sloužit jako podklad pro simulace v hlavní části této práce. Ve zjednodušeném výpočtu a pouze pro návrhový stav byla tato problematika řešena již v diplomové práci [20]. Proto zde bude zaměřeno na podrobnou analýzu vstupů pro výpočet tepelné ztráty, a také porovnání metod výpočtu ochlazování OV podle [1] pro podmínky parametrů odpovídající běžným OS. V rámci teoretické přípravy bude dále studována analýza vlivu přesné teploty OV na výpočet tlakových ztrát, protože hydraulické chování za skutečných teplot OV je jedním z důležitých parametrů, který bude zkoumán v provozních stavech.

Druhým cílem této práce jsou vlastní měření ochlazování OV na potrubních trasách laboratorních a skutečných OS pro verifikaci vytvořených simulačních modelů a zhodnocení důležitosti uvažování ochlazování OV při výpočtech OS.

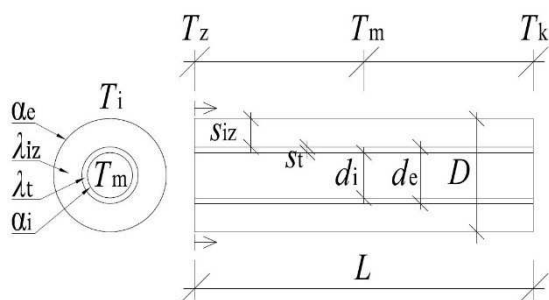
Třetím a hlavním cílem této práce je vytvořit metodiku výpočtu pro podrobný návrhový stav a provozní ustálené stavy OS při kvantitativní a kvalitativní regulaci. Na základě této metodiky výpočtu budou vytvořeny simulační modely, které budou dále řešeny variantním návrhem OS bez ochlazování a s ochlazováním OV. Před tvorbou modelů provozních stavů bude v teoretické části zkoumána analýza vlivu změn jednotlivých parametrů pro výpočty skutečného výkonu OT, resp. výpočty skutečné vnitřní výpočtové teploty, které mohou nastat v různých chybových stavech. Je předpokládáno, že se některé tyto chybové jevy objeví v následných simulacích provozních stavů. Následně bude zaměřeno na simulaci provozních stavů, které jsou ovlivněny kvantitativní místní regulací. Zde budou vytvořeny modely pro různé možnosti regulace dispozičního tlakového rozdílu pomocí oběhového čerpadla, s ohledem na různé typy termostatických ventilů a jejich různých typů regulátorů. V poslední části budou vytvořeny simulační modely pro kvalitativní regulaci, které jsou nejčastěji v praxi zastoupené ekvitermní regulací. Záměrem je analýza vlivu regulace dispozičního tlakového rozdílu pomocí oběhového čerpadla při různých vstupních patních teplotách OV, a s tím také spojené běžné zanedbávání určitých parametrů při výpočtu otopných křivek.

Předpokladem je, že z těchto různých simulačních modelů provozních stavů vyvstanou určitá doporučení pro navrhování OS. Ve všech těchto simulačních modelech návrhových a provozních stavů bude zaměřeno na vliv ochlazování OV jako parametru, který ovlivňuje výstupy v případě jeho zanedbání nebo jeho uvažování. Výsledky v provozních stavech budou uvažovány za ustáleného stavu, poté co je OS na tento stav stabilizována. Přejídnové stavy, kdy OT chladne nebo se ohřívá, zde nebudou řešeny, protože cílem je definovat hodnoty parametrů za různých kombinací ustálených stavů. OS se samozřejmě chovají v provozních stavech dynamicky, ale tyto přejídnové stavy a jejich kombinace nejsou cílem této práce. Cílem této práce je postihnout hranice intervalů, které mohou nastat vlivem nahodilých tepelných zisků a změn venkovních teplot, tj. úplným zavřením jednotlivých OT v různých kombinacích. Výsledky by tedy měly být maxima parametrů, dosažených při ustáleném návrhovém stavu a ustálených provozních stavech dané regulace.

4 Teoretická příprava pro tvorbu metodiky

4.1 Tepelné ztráty v rozvodech OS

Výpočet tepelných ztrát rozvodů je proveden podle standartně používaných fyzikálních vzorců viz [21] pro prostup tepla válcovou stěnou na základě Fourierova zákona při ustáleném stavu.



obr. 2 – Řez potrubím s tepelnou izolací pro popis fyzikálních veličin

Analýza stanovení přestupového součinitele na vnitřním povrchu válcové stěny při nucené konveksi dle různých zdrojů pro okrajové podmínky OS je řešena v rámci **kap. 4.1.1**. Jeho velikost vlivu oproti ostatní členům v rovnici pro výpočet U_o je pak řešen v **kap. 4.1.3**.

Analýza stanovení přestupového součinitele na vnějším povrchu válcové stěny při přirozené konveksi dle různých zdrojů pro okrajové podmínky OS je řešena v rámci **kap. 4.1.2**. Jeho velikost vlivu oproti ostatní členům v rovnici pro výpočet U_o je pak řešen v **kap. 4.1.3**. Dále je použit pro hodnocení naměřeného ochlazování OV na experimentálním okruhu v **kap. 5.2**.

Použité fyzikální jednotky a vzorce pro výpočet tepelné ztráty rozvodů [3].

$$Q_{TZR} = q_{TZR} \cdot L \quad (4.1)$$

$$q_{TZR} = U_o \cdot (T_m - T_i) \quad (4.2)$$

$$T_m = \frac{T_z - T_k}{\ln \frac{T_z - T_i}{T_k - T_i}} + T_i \quad (4.3)$$

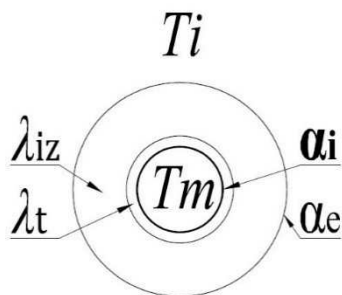
$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_e}{d_e - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d_e} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}} \quad (4.4)$$

$$D = d_e + 2 \cdot s_{iz} \quad (4.5)$$

kde je:

Q_{TZR}	tepelná ztráta potrubí v úseku	[W]
L	délka potrubí	[m]
q_{TZR}	tepelná ztráta potrubí vztažena na 1 m	[W.m ⁻¹]
T_i	teplota v okolí potrubí	[°C]
T_m	střední teplota OV v daném úseku	[°C]
T_k	teplota OV po ochlazení na konci úseku délky L	[°C]
T_z	teplota OV na začátku úseku délky L	[°C]
U_o	součinitel prostupu tepla kruhového potrubí v úseku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
α_e	celkový součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_i	součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
λ_t	součinitel tepelné vodivosti potrubí	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_{iz}	součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
d_i	vnitřní průměr potrubí	[m]
d_e	vnější průměr potrubí	[m]
s_t	tloušťka stěny potrubí	[m]
s_{iz}	tloušťka stěny tepelné izolace	[m]
D	celkový vnější průměr rozvodu vč. tepelné izolace	[m]

4.1.1 Vnitřní přestupový součinitel – nucená konvekce



obr. 3 – Řez potrubím s tepelnou izolací pro popis fyzikálních veličin

V této podkapitole je řešen vliv vnitřního přestupového součinitele (dále α_i) na výsledný součinitel prostupu tepla válcovou stěnou (dále U_o) vyjádřený podle rovnice (4.4). Porovnání je provedeno zvlášť pro laminární a turbulentní oblast proudění. V obou oblastech proudění jsou použity tři rovnice výpočtu α_i podle různých zdrojů. To je vždy procentuálně porovnáno s výchozím stavem *Var. 1*, ve kterém při výpočtu U_o je α_i zanedbán a tato varianta je uvažována jako 100 %. Ostatní použité

rovnice vyjma *Var. 4*, resp. *Var. 7* pro stanovení α_i by měly být správně ještě vynásobeny korekčním faktorem poměru dynamických viskozit pro průměrnou teplotu OV a povrchovou teplotu vnitřní stěny potrubí. Tento vliv je z důvodu prakticky shodných teplot v rámci běžných okrajových podmínek OS při proudění kapaliny válcovým potrubím zanedbatelný, protože teplota OV se prakticky rovná teplotě vnitřní stěny potrubí. Maximální hodnota odchylky při uvažování/neuvažování korekčního faktoru z namodelovaných případů činila do 1 %. Většina modelovaných případů okrajových podmínek typických pro OS byla v rámci setin % rozdílu. Vzhledem k následnému ukázání nízkého vlivu α_i na výsledné U_o je tento korekční faktor zanedbán, čímž se všechny rovnice zjednodušily z implicitního tvaru na explicitní.

4.1.1.1 Laminární oblast

Pro jednotlivé varianty v oblasti laminárního proudění jsou použity pro stanovení α_i následující rovnice.

a) *Var. 1* - vliv α_i je zanedbán
 b) *Var. 2* - rovnice podle Hausen [21]

$$\alpha_{i(\text{var.2})} = \left[3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L}}{1 + 0,045 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{2/3}} \right] \cdot \frac{\lambda_{ov}}{d_i} \quad (4.6)$$

Platí pro $Re < 2320 \wedge 10^{-1} < \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right) < 10^4$.

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} = \frac{4 \cdot m \cdot d_i}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho \cdot v} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot d_i \cdot \rho \cdot v} \quad (4.7)$$

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c}{\lambda_{ov}} \quad (4.8)$$

c) *Var. 3* - rovnice pro krátkou trubku podle Sieder-Tate [22]

$$\alpha_{i(\text{var.3})} = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \cdot \frac{\lambda_{ov}}{d_i} \quad (4.9)$$

Platí pro $13 < Re < 2320 \wedge 0,5 < Pr < 170 \wedge 1 < L/d_{SK} < 220 \wedge Nu > 3,65$.

d) *Var. 4* - rovnice podle [6]

$$\alpha_{i(\text{var.4,7})} = 3364 \cdot w^{0,85} \cdot (1 + 0,014 \cdot Tm) \quad (4.10)$$

kde je:

Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
w	rychlost proudění OV v potrubí	[m.s ⁻¹]
m	hmotnostní průtok	[kg.h ⁻¹]

ρ	hustota vody	[kg.m ⁻³]
ν	kinematická viskozita vody	[m ² .s ⁻¹]
λ_{ov}	součinitel tepelné vodivosti vody	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
c	měrná tepelná kapacita vody	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]

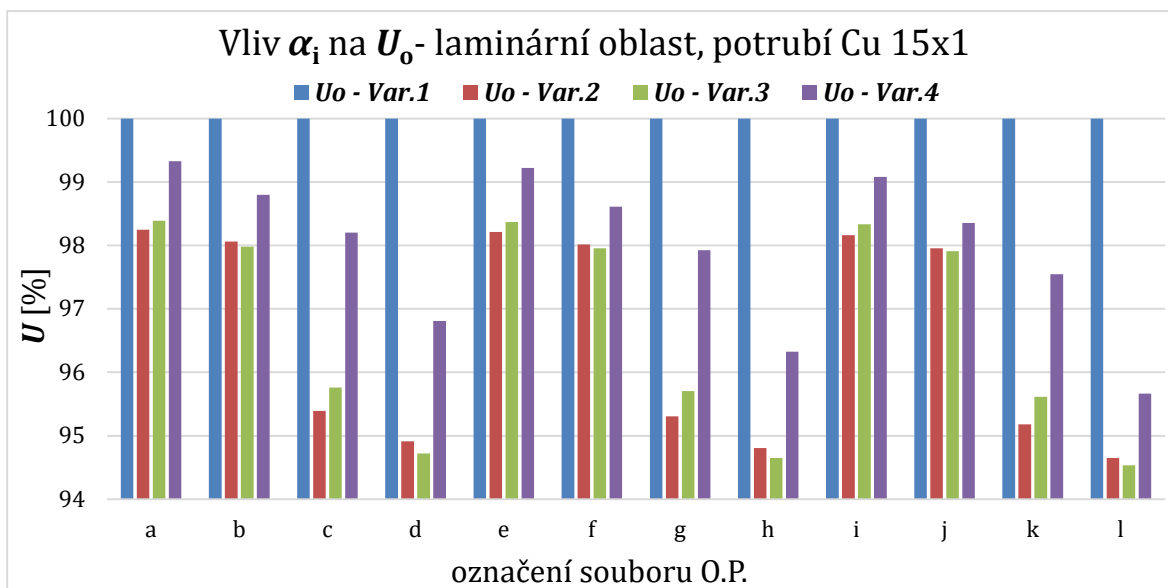
Porovnání je provedeno pro konstantní okrajové podmínky viz *tab. 1* a proměnné okrajové podmínky viz *tab. 2*. Výsledky jsou také zpracovány do *tab. 2* a dále do *obr. 4*.

tab. 1 - Konstantní okrajové podmínky pro výpočet α_i v laminární i turbulentní oblasti

λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	λ_{iz} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	α_e [W.m ² .K ⁻¹]	L [m]	c [W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	T_i [°C]	d_e [mm]	S_t [mm]
372	0,04	10	3	1,16	20	15 (pro lam.), 28 (pro turb.)	1

tab. 2 - Výsledky vlivu α_i na U_o pro Cu 15x1 v laminární oblasti a proměnných s_{iz} , T_m a w_{lam}

ozn. souboru O.P. v obr. 4	s_{iz} [mm]	T_m [°C]	w_{lam} [m.s ⁻¹]	m_{lam} [kg.h ⁻¹]	$U_o - Var.1$ [%]	$U_o - Var.2$ [%]	$U_o - Var.3$ [%]	$U_o - Var.4$ [%]
a	20	75	0,06	28	100	98,2	98,4	99,3
b	20	75	0,03	14	100	98,1	98,0	98,8
c	0	75	0,06	28	100	95,4	95,8	98,2
d	0	75	0,03	14	100	94,9	94,7	96,8
e	20	55	0,06	28	100	98,2	98,4	99,2
f	20	55	0,03	14	100	98,0	98,0	98,6
g	0	55	0,06	28	100	95,3	95,7	97,9
h	0	55	0,03	14	100	94,8	94,6	96,3
i	20	35	0,06	28	100	98,2	98,3	99,1
j	20	35	0,03	14	100	98,0	97,9	98,4
k	0	35	0,06	28	100	95,2	95,6	97,5
l	0	35	0,03	14	100	94,6	94,5	95,7



obr. 4 - Výsledky % vlivu α_i na U_o pro Cu 15x1 v laminární oblasti a proměnných s_{iz} , T_m a w_{lam}

S laminárním prouděním se setkáváme převážně u koncových úseků s OT tzv. přípojek, které se pohybují v délkách decimetrů maximálně jednotkách metrů. V těch bývá malá dimenze potrubí a u dnešních OS je také nízká rychlost proudění, resp. malý m vlivem malého požadovaného výkonu OT. Pro měděné potrubí o rozměrech 15x1 je proudění v laminární oblasti do cca $m = 30 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ podle teploty OV, což je podrobněji řešeno v rámci **kap. 4.3**.

Z výsledků je patrné, že pro měděné potrubí 15x1 s 20 mm tloušťkou izolace je odchylka U_o kolem 1 % u *Var. 4* a 2 % u *Var. 2* a *Var. 3*. U neizolovaného potrubí vychází odchylka až k 6 % u *Var. 2* a *Var. 3* a o něco nižší odchylka u *Var. 4*. Z toho vyplývá, že obecně je třeba se zabývat α_i hlavně u neizolovaného potrubí. Největší vliv α_i na U_o je při splnění následujících podmínek: nízká teplota OV, nízká rychlost OV, potrubí s nekvalitní tepelnou izolací s minimální tloušťkou a vysoká hodnota α_e . Obecně lze říct, že výsledky z použitých rovnic jsou u *Var. 2* a *Var. 3* podobné a vychází s menším α_i , takže s větším vlivem na U_o , než ve *Var. 4*. Cílem této podkapitoly je informace v jakých nepřesnostech se pohybujeme pokud α_i při výpočtech zanedbáme, což je pro výpočty tepelných ztrát potrubí OS běžné. Doporučením z této části je, že při laminárním proudění je vhodné α_i při výpočtu uvažovat U_o např. dle rovnic ve *Var. 2* nebo *Var. 3*.

4.1.1.2 Turbulentní oblast

Pro jednotlivé varianty v oblasti turbulentního proudění jsou použity pro stanovení α_i následující rovnice.

e) *Var. 5* - rovnice podle Dittus–Boelter [3]

$$\alpha_{i(\text{var.5})} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{ov}}{d_i} \quad (4.11)$$

Platí pro $Re > 5000 \wedge 0,6 < Pr < 160 \wedge L/d_i > 10$.

f) *Var. 6* - rovnice podle Hausen [21]

$$\alpha_{i(\text{var.6})} = 0,116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \frac{\lambda_{ov}}{d_i} \quad (4.12)$$

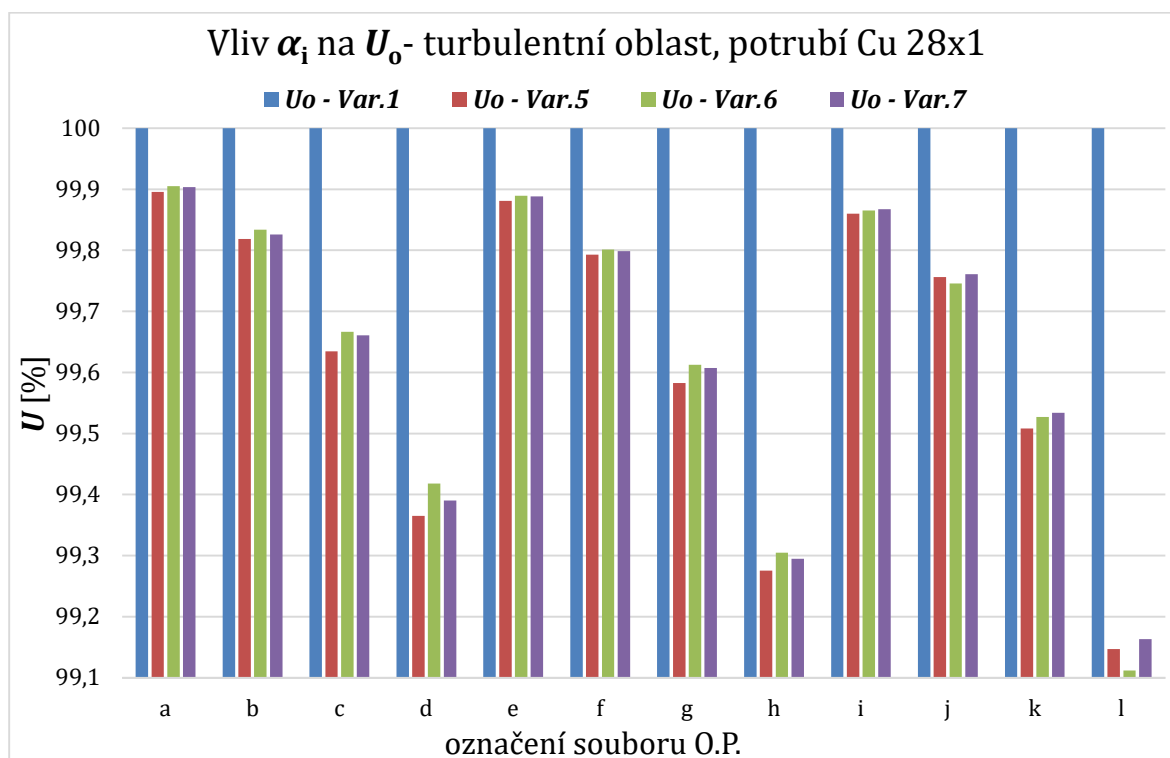
Platí pro $2320 < Re < 10^6 \wedge 0,6 < Pr < 500 \wedge L/d_i > 1$.

g) *Var. 7* - rovnice podle (4.10)

Porovnání je provedeno pro okrajové podmínky konstantní viz *tab. 1* a proměnné viz *tab. 3*. Výsledky jsou zpracovány do *tab. 3* a do *obr. 5*.

tab. 3 – Výsledky vlivu α_i na U_o pro Cu 28x1 v turbulentní oblasti a proměnných s_{iz} , Tm a w_{lam}

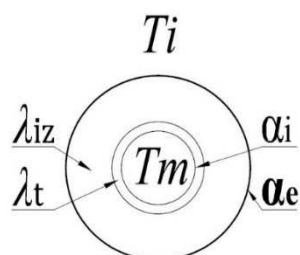
ozn. souboru O.P. v obr. 5	s_{iz} [mm]	Tm [°C]	w_{turb} [m.s ⁻¹]	m_{turb} [kg.h ⁻¹]	$U_o - Var.1$ [%]	$U_o - Var.2$ [%]	$U_o - Var.3$ [%]	$U_o - Var.4$ [%]
a	20	75	0,4	745	100	99,9	99,9	99,9
b	20	75	0,2	373	100	99,8	99,8	99,8
c	0	75	0,4	745	100	99,6	99,7	99,7
d	0	75	0,2	373	100	99,4	99,4	99,4
e	20	55	0,4	753	100	99,9	99,9	99,9
f	20	55	0,2	377	100	99,8	99,8	99,8
g	0	55	0,4	753	100	99,6	99,6	99,6
h	0	55	0,2	377	100	99,3	99,3	99,3
i	20	35	0,4	759	100	99,9	99,9	99,9
j	20	35	0,2	380	100	99,8	99,7	99,8
k	0	35	0,4	759	100	99,5	99,5	99,5
l	0	35	0,2	380	100	99,1	99,1	99,2



obr. 5 – Výsledky % vlivu α_i na U_o pro Cu 28x1 v turbul. oblasti a proměnných s_{iz} , Tm a w_{turb}

Z výsledků je patrné, že odchylka variant s vypočteným α_i se od *Var. 1* v oblasti turbulentního proudění liší v desetinách procent. I po změně okrajových podmínek mimo zobrazené výsledky (např. jiné DN potrubí) se maximální odchylka nepřehoupla přes 1 %. Dále je také vidět, že jsou o něco vyšší odchylky pro neizolované potrubí. Vzhledem k přesnosti použitých vzorců v turbulentní oblasti a zároveň minimálním odchylkám lze α_i pro výpočet U_o a zanedbat.

4.1.2 Vnější přestupový součinitel – přirozená konvekce



obr. 6 – Řez potrubím s tepelnou izolací pro popis fyzikálních veličin

V této podkapitole je řešen vliv vnějšího přestupového součinitele (dále α_e) na výsledný U_0 . Pro jednotlivé varianty jsou použity pro stanovení α_e následující rovnice.

- a) *Var. 1* - uvažována konstanta $\alpha_{e(\text{Var.1})} = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
 b) *Var. 2* - rovnice pro celkový součinitel přestupu tepla α_e podle (4.13) a dílčí členy pro přestup tepla konvekcí při horizontálním uložení potrubí α_k podle (4.14) Michejev [3] a pro přestup tepla sáláním α_s podle (4.15) [3]

$$\alpha_{e(\text{Var.2})} = \alpha_{k(\text{Var.2})} + \alpha_{s(\text{Var.2})} \quad (4.13)$$

$$\alpha_{k(\text{Var.2})} = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \cdot \frac{\lambda_v}{l} \quad (4.14)$$

tab. 4 – Hodnoty konstant podle typu proudění

typ proudění podle $Gr.Pr$	$C [-]$	$n [-]$
laminární proudění $Gr.Pr < 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
vířnaté proudění $5 \cdot 10^2 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
turbulentní proudění $Gr.Pr > 2 \cdot 10^7$	0,135	0,33

$$\alpha_{s(\text{Var.2})} = \varepsilon_s \cdot 5,67 \cdot \frac{\theta_s^4 - \theta_r^4}{T_s - T_r} \quad (4.15)$$

- c) *Var. 3* - rovnice podle *Var. 2* pro vertikální uložení potrubí
 d) *Var. 4* - rovnice podle [6]

$$\alpha_{e(\text{Var.4})} = 9,4 + 0,052 \cdot (T_s - T_v) \quad (4.16)$$

- e) *Var. 5* - α_e , α_s podle *Var. 2* a rovnice pro součinitel přestupu tepla konvekcí v horizontálním uložení potrubí podle [1]

$$\alpha_{k(\text{Var.5})} = 1,25 \cdot \left(\frac{T_s - T_v}{D} \right)^{0,25} \text{ pro } D^3 \cdot (T_s - T_v) < 10 \quad (4.17)$$

$$\alpha_{k(\text{Var.5})} = 1,21 \cdot (T_s - T_v)^{(1/3)} \text{ pro } D^3 \cdot (T_s - T_v) > 10 \quad (4.18)$$

- f) *Var. 6* - α_e , α_s podle *Var. 2* a rovnice pro součinitel přestupu tepla konvekcí ve vertikálním uložení potrubí podle [1]

$$\alpha_{k(\text{Var.6})} = 1,32 \cdot \left(\frac{T_s - T_v}{h} \right)^{0,25} \text{ pro } h^3 \cdot (T_s - T_v) < 10 \quad (4.19)$$

$$\alpha_{k(\text{Var.6})} = 1,74 \cdot (T_s - T_v)^{(1/3)} \text{ pro } h^3 \cdot (T_s - T_v) > 10 \quad (4.20)$$

kde je:

α_e	celkový součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_s	součinitel přestupu tepla sáláním na vnějším povrchu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_k	součinitel přestupu tepla konvekcí na vnějším povrchu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
l	charakteristický rozměr pro <i>Var. 2, 5 = D</i> pro <i>Var. 3, 6 = h</i>	[m]
D	celkový vnější průměr rozvodu vč. tepelné izolace	[m]
h	vertikální délka potrubí	[m]
Gr	Grashofovo číslo (rovnice viz [21])	[-]
Pr	Prandtlovo číslo (rovnice viz kap. 4.1.1)	[-]
λ_v	součinitel tepelné vodivosti vzduchu v okolí potrubí	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
T_v	průměrná teplota vzduchu ve vytápěné místnosti	[°C]
T_r	průměrná vnitřní povrchová teplota	[°C]
T_s	teplota vnějšího povrchu potrubí, resp. tepelné izolace	[°C]
θ_r	absolutní střední radiační teplota stavebních konstrukcí ve vytápěné místnosti	[K]
θ_s	absolutní teplota vnějšího povrchu potrubí, resp. tep. izolace	[K]
ε_s	emisivita povrchu potrubí, resp. povrchu tepelné izolace	[-]

Porovnání je provedeno pro konstantní okrajové podmínky viz *tab. 5* a proměnné okrajové podmínky viz *tab. 6*, ve které jsou i výsledky. Pro vytápěné místnosti je uvažována průměrná vnitřní povrchová teplota rovna průměrné teplotě vzduchu, a tedy zákonitě rovné i vnitřní výpočtové teplotě podle ČSN EN 12831-1 [23]. Tento způsob je zjednodušený, protože k jejich rovnosti v reálných místnostech nikdy nedochází. Vnitřní výpočtová teplota by měla být vypočtena z povrchové teploty a teploty vzduchu. Také to záleží na druhu otopné plochy jeho schopnosti sdílení tepla. Tato problematika je nad rámec této práce, a proto bude v celé práci použita metoda rovnosti podle ČSN EN 12831-1 viz výše.

tab. 5 – Konstantní okrajové podmínky pro výpočet α_e

λ_t	λ_{iz}	h	$T_v = T_r$
[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[m]	[°C]
372	0,04	1	20

tab. 6 – Výsledky vlivu α_e na U_o a proměnných d_e , s_t , s_{iz} , ε_s a T_m

d_e [mm]	s_t [mm]	s_{iz} [mm]	ε_s [-]	T_m [°C]	U_o Var.1 [%]	U_o Var.2 [%]	U_o Var.3 [%]	U_o Var.4 [%]	U_o Var.5 [%]	U_o Var.6 [%]
15	1	20	0,9	75	100	99,7	97,8	99,7	99,3	96,7
28	1	20	0,9	75	100	99,6	97,7	99,7	99,1	96,4
54	1,5	20	0,9	75	100	99,3	97,6	99,7	98,8	96,1
15	1	0	0,9	75	100	173,1	121,6	122,6	165,1	134,0
28	1	0	0,9	75	100	157,9	121,6	122,6	151,0	134,0
54	1,5	0	0,9	75	100	144,2	121,6	122,6	138,4	134,0
15	1	20	0,9	55	100	99,2	97,1	99,6	98,7	96,3
28	1	20	0,9	55	100	99,0	96,9	99,5	98,5	95,8
54	1,5	20	0,9	55	100	98,6	96,7	99,5	98,0	95,5
15	1	0	0,9	55	100	156,4	108,7	112,2	148,3	118,3
28	1	0	0,9	55	100	142,7	108,7	112,2	135,7	118,3
54	1,5	0	0,9	55	100	130,3	108,7	112,2	124,5	118,3
15	1	20	0,9	35	100	98,3	96,1	99,5	97,8	95,5
28	1	20	0,9	35	100	97,9	95,7	99,4	97,4	94,9
54	1,5	20	0,9	35	100	97,4	95,3	99,3	96,8	94,4
15	1	0	0,9	35	100	133,2	92,2	101,8	125,8	98,4
28	1	0	0,9	35	100	122,0	92,2	101,8	115,6	98,4
54	1,5	0	0,9	35	100	111,9	92,2	101,8	106,5	98,4
15	1	20	0,1	75	100	92,6	87,0	99,7	91,4	79,9
28	1	20	0,1	75	100	91,3	85,8	99,7	89,9	77,8
54	1,5	20	0,1	75	100	89,4	84,7	99,7	87,9	87,2
15	1	0	0,1	75	100	112,8	61,3	122,6	104,8	73,7
28	1	0	0,1	75	100	97,6	61,3	122,6	90,7	73,7
54	1,5	0	0,1	75	100	84,0	61,3	122,6	78,1	73,7
15	1	20	0,1	55	100	91,3	85,0	99,6	90,0	78,2
28	1	20	0,1	55	100	89,7	83,6	99,5	88,2	76,0
54	1,5	20	0,1	55	100	87,7	82,3	99,5	86,0	73,9
15	1	0	0,1	55	100	101,8	54,2	112,2	93,7	63,7
28	1	0	0,1	55	100	88,1	54,2	112,2	81,1	63,7
54	1,5	0	0,1	55	100	75,8	54,2	112,2	69,9	63,7
15	1	20	0,1	35	100	88,6	81,0	99,5	87,1	77,0
28	1	20	0,1	35	100	86,7	79,2	99,4	85,0	74,7
54	1,5	20	0,1	35	100	84,2	77,6	99,3	82,4	72,7
15	1	0	0,1	35	100	83,9	42,8	101,8	76,5	49,1
28	1	0	0,1	35	100	72,7	42,8	101,8	66,3	49,1
54	1,5	0	0,1	35	100	62,6	42,8	101,8	57,2	49,1

Z výsledků v *tab. 6* je patrné, že rozptyl hodnot procentuálních odchylek U_o jednotlivých variant od *Var. 1* je značně pestrý. Minimální hodnoty se pro některé varianty přibližují až ke 43 %. Maximální odchylky se přibližují až ke 173 %. Ty nastávají při kombinaci potrubí bez tepelné izolace s minimální d_e a nejvyššími hodnotami z možností Tm a ε_s . Extrémní procentuální odchylky U_o jsou pro potrubí bez tepelné izolace, kde má α_e majoritní vliv na U_o , a proto by bylo vhodné, v těchto případech α_e stanovovat co nejpřesněji. Problémem je, že stanovit α_k je celkem problematické. To je způsobeno vlivem podobnostních kritériálních rovnic, které nemusí zachytit reálnou přesnost.

Překvapivým zjištěním je větší α_e , a tedy U_o a následná tepelná ztráta potrubí, u horizontálně uložených rozvodů oproti vertikálním. Je to vidět, jak při stanovení α_e podle Michejev [3], tak i pro výpočet podle normy ČSN EN ISO 12 241 [1].

Dalším problémem je stanovení α_s , resp. vlivu ε_s , které u lesklých povrchů tuto sálavou složku skoro eliminují. Naopak u laků a nátěrů je ε_s vysoká a jde až k maximální hodnotě, a tím se tedy zvyšuje přestup a tepelná ztráta z potrubí. Otázkou také je, jak se ε_s mění v průběhu času např. u měděného potrubí vedeného viditelně v místnosti, a tedy předpoklad zvyšujících se tepelných ztrát v průběhu času provozu OS. Z toho vyplývá, že pro přesné stanovení α_e by bylo vhodné se zabývat vlivem ε_s , což je i patrné z *tab. 7*. Problematika ε_s je ale nad rámec cílů této práce.

Pro orientační přehled vypočtených α_e jednotlivých variant je vytvořena *tab. 7*.

tab. 7 – Výsledky α_e při proměnných podle *tab. 5* a *tab. 6*

α_e [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.2}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.3}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.4}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.5}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.6}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]
pro $\varepsilon_s = 0,9$ [-]					
min	8,3	7,1	9,5	8,0	6,8
max	17,3	12,2	12,3	16,5	13,4
průměr	11,6	9,3	10,4	11,1	9,5
pro $\varepsilon_s = 0,1$ [-]					
min	4,2	3,0	9,5	3,8	2,5
max	11,3	6,1	12,3	10,5	7,4
Průměr	6,8	4,5	10,4	6,3	4,6

4.1.3 Vliv dílčích tepelných odporů na celkový součinitel prostupu tepla pro kruhové potrubí

V této kapitole je ukázán vliv jednotlivých dílčích tepelných odporů vstupujících do rovnice (4.4). Pro přehlednost je v této kapitole rovnice (4.4) převedena do dílčích tepelných odporů.

$$U_o = \frac{\pi}{R_i + R_t + R_{iz} + R_e} \quad (4.21)$$

kde je:

U_o	součinitel prostupu tepla kruhového potrubí v úseku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
R_i	tepelný odpor na vnitřním povrchu potrubí	[m.K.W ⁻¹]
R_t	tepelný odpor potrubí	[m.K.W ⁻¹]
R_{iz}	tepelný odpor potrubní tepelné izolace	[m.K.W ⁻¹]
R_e	tep. odpor na vnějším povrchu potrubí, resp. izolace	[m.K.W ⁻¹]

Pro analýzu % vlivů jednotlivých dílčích členů tepelných odporů jsou použity dva materiály potrubí, a to měděné a plastové. Plastové potrubí je zde zastoupeno zjednodušenou konstantní hodnotou tepelné vodivosti, pro pokrytí běžných typů PEX a PEX-AL-PEX. Pro každé potrubí jsou pak v analýze vybrány dvě rozměrové řady substituující malou DN např. pro přípojky OT a velkou DN např. pro páteřní a patní úseky. Další proměnnou je kvantita tepelné izolace potrubí. Zde jsou zvoleny podobně jako u variant DN hraniční možnosti. Horní hranicí je potrubí izolované se zvolenými tloušťkami tepelné izolace 20 mm (Cu 15x1; PEX 17x2) a 40 mm (Cu 54x1,5; PEX-AL-PEX 50x4). Variantou pro dolní hranici je pak neizolované potrubí. Pro proměnné hodnoty α_i jsou zde použity konstantní hodnoty dle typu proudění vyplývajících z **kap. 4.1.1**. Pro proměnné hodnoty α_e jsou zde použity extrémní hodnoty na hranicích intervalu z výsledků **kap. 4.1.2**. Pro přehlednost jsou všechny varianty s danými proměnnými znázorněny do *tab. 8* a *tab. 9*.

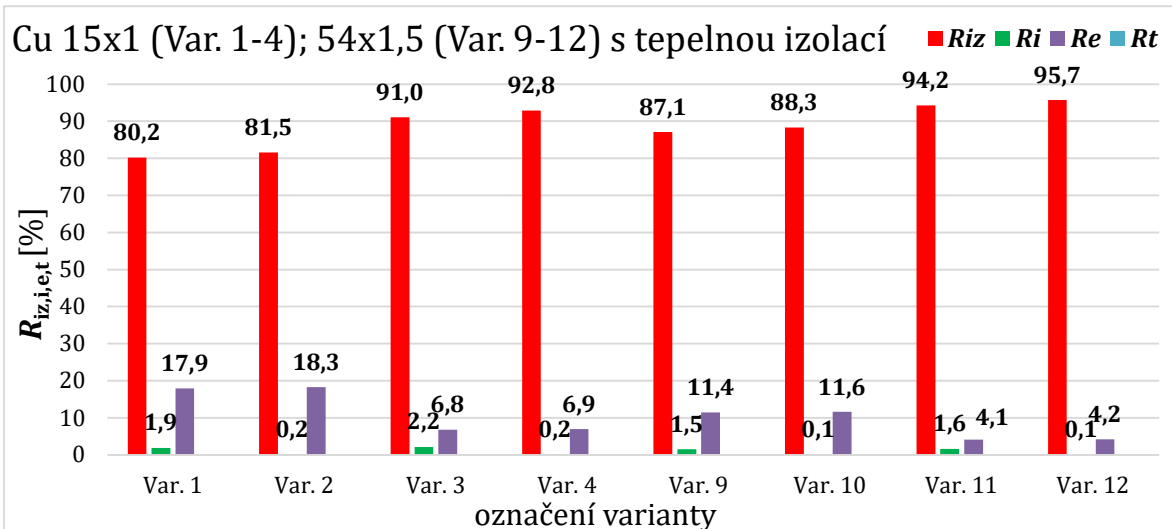
Dvoj-varianty pro d_e , s_{iz} , α_e jsou zvoleny záměrně tak, aby výsledky tvořily hraniční hodnoty pro běžné OS. Výsledky ostatních kombinací těchto proměnných parametrů, pak jsou uvnitř intervalu zobrazených výsledků, což vyplynulo ze simulací mimo zde zobrazené výstupy. Varianty α_i jsou rozdílné s ohledem na typ proudění vody v potrubí.

tab. 8 – Okrajové podmínky pro analýzu vlivu dílčích odporů na celkové U_o (Cu potrubí)

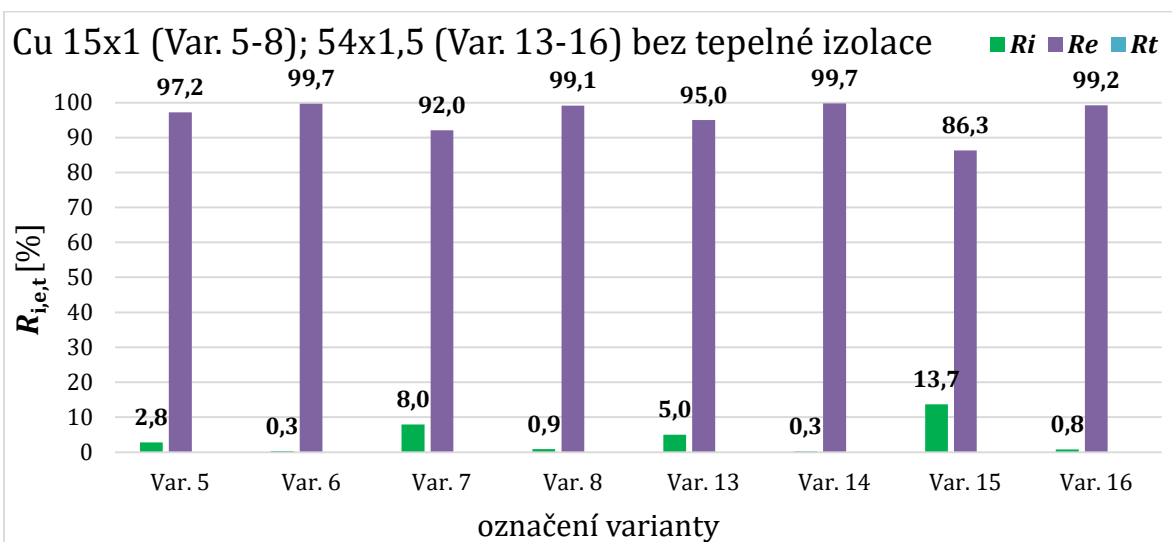
označení varianty	d_e [mm]	s_t [mm]	s_{iz} [mm]	λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	λ_{iz} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	α_e [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{i(lam,turb)}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Var. 1	15	1	20	372	0,04	5	200 (lam.)
Var. 2							2000(turb.)
Var. 3						15	200
Var. 4							2000
Var. 5	15	1	0			5	200
Var. 6							2000
Var. 7						15	200
Var. 8							2000
Var. 9	54	1,5	40			5	100
Var. 10							2000
Var. 11						15	100
Var. 12							2000
Var. 13	54	1,5	0			5	100
Var. 14							2000
Var. 15						15	100
Var. 16							2000

tab. 9 – Okrajové podmínky pro analýzu vlivu dílčích odporů na U_o (PEX; PEX-AL-PEX potrubí)

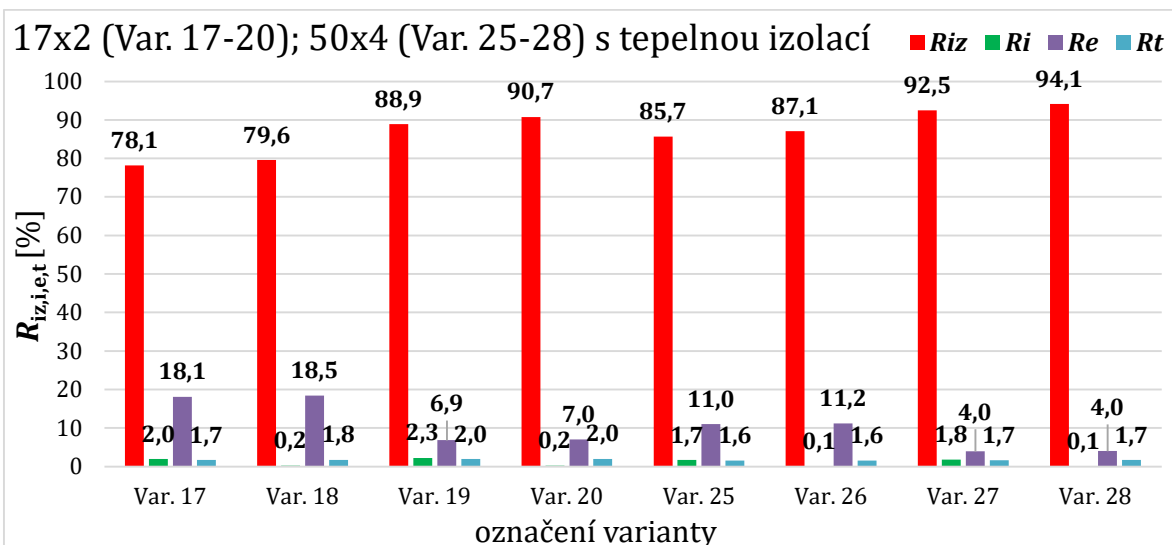
označení varianty	d_e mm	s_t [mm]	s_{iz} [mm]	λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	λ_{iz} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	α_e [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{i(lam,turb)}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Var. 17	17	2	20	0,4	0,04	5	200 (lam.)
Var. 18							2000(turb.)
Var. 19						15	200
Var. 20							2000
Var. 21	17	2	0			5	200
Var. 22							2000
Var. 23						15	200
Var. 24							2000
Var. 25	50	4	40			5	100
Var. 26							2000
Var. 27						15	100
Var. 28							2000
Var. 29	50	4	0			5	100
Var. 30							2000
Var. 31						15	100
Var. 32							2000



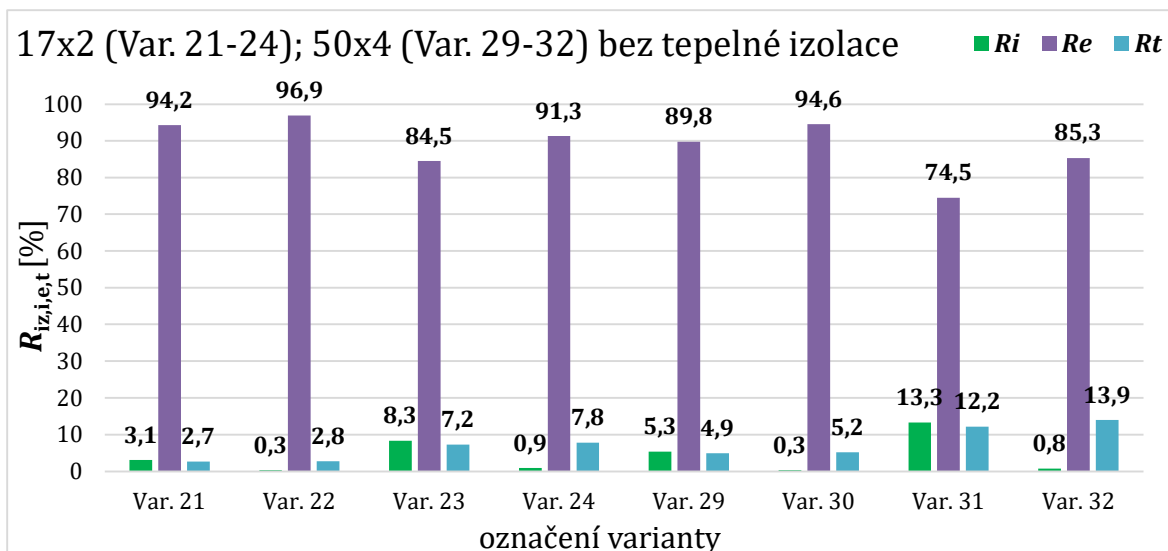
obr. 7 - % vliv dílčích odporů na U_o (Cu potrubí s tepelnou izolací)



obr. 8 - % vliv dílčích odporů na U_o (Cu potrubí bez tepelné izolace)



obr. 9 - % vliv dílčích odporů na U_o (PEX, PEX-AL-PEX potrubí s tepelnou izolací)



obr. 10 – % vliv dílčích odporů na U_0 (PEX, PEX-AL-PEX potrubí bez tepelné izolace)

Z výsledků v obr. 7 a obr. 9 jasně vyplývá, že v případě izolovaného potrubí je vliv tepelného odporu izolace R_{iz} nejdůležitější a pohybuje se na 78 – 96 % z celkového tepelného odporu podle typu varianty. Proto je nutné se věnovat kvalitě a kvantitě tepelné izolace již v návrhu OS, ale také v pečlivé instalaci a dále jejími kontrolami během provozu.

Pro izolované potrubí se R_e pohybuje mezi 4-19 % a lze tedy konstatovat, že jeho vliv je nezanedbatelný a zároveň dost proměnný dle okrajových podmínek. Pro neizolované potrubí se pak tato složka R_e stává nejdůležitější a její hodnoty se pohybují až na 1 výjimku nad 84 %. U potrubí měděného se v některých případech dokonce blíží ke 100% vlivu na celkový tepelný odpor. Je vidět že R_e svým vlivem tvoří majoritu u neizolovaného potrubí, tak jako analogicky u izolovaného potrubí tento efekt způsobuje R_{iz} . Stanovení α_e by z tohoto důvodu mělo být prováděno co nejpřesněji. Proto je také na něj zaměřeno při kontrolních přepočtech v rámci měření ochlazování OV na experimentálním okruhu v **kap. 5.2**.

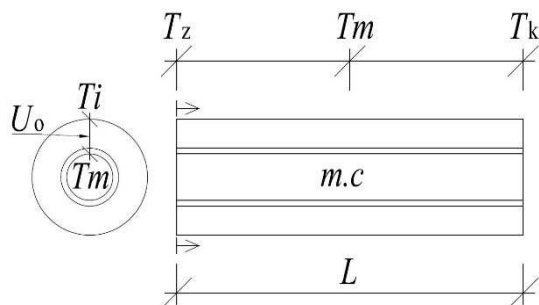
Pro R_i záleží, zda jsme v laminárním nebo turbulentním proudění, tak jak již je popsáno v **kap. 4.1.1**. Pro izolované potrubí v případě laminárního proudění se % výsledky pohybují mezi 1,5 - 2,5 %. To je sice hodnota nízká, ale je vhodné ho uvažovat a nezanedbat úplně. U turbulentního proudění se pak hodnoty pohybují do 0,2 % a lze tedy konstatovat, že R_i nemá na celkový tepelný odpor vliv a můžeme ho zanedbat. Pro neizolované potrubí vychází hodnoty v laminárním proudění ve vyšších jednotkách % a v jedné variantě přes 13 %. Je tedy vhodné tento člen uvažovat. Je nutné podotknout, že s potrubím okolo DN 50 se s laminárním prouděním

v běžných OS moc často nesetkáme, což je právě extrémní případ vlivu R_i . U turbulentního proudění se pak hodnoty pohybují do 1 % a lze tedy konstatovat, že R_i nemá na celkový tepelný odpor výrazný vliv a můžeme ho zanedbat.

Pro R_t je důležité, o jaký materiál potrubí se jedná a jakou má tloušťkou stěny. Je vidět, že u tenkostěnné vysoce vodivé mědi se výsledky vlivu na celkový tepelný odpor blíží 0 hodnotám ve všech případech bez ohledu na to, jestli je potrubí izolováno nebo neizolováno a lze tedy bez problému zanedbat. V případě potrubí PEX nebo PEX-AL-PEX je u izolovaného potrubí výsledek do 2 % a nemění se ani v případě větší tloušťky stěny u větších DN potrubí. V případě neizolovaného potrubí roste vliv s větší tloušťkou stěny a zároveň s menším tepelným odporem na straně vzduchu R_e . V případě vícevrstvého potrubí 50x4, pak vychází až 13,9 %, zatímco u plastového potrubí 17x2 je to 7,8 %.

4.2 Porovnání metod výpočtu ochlazování OV

V této podkapitole je řešen vliv dvou různých metod pro výpočet průběhu ochlazování OV v potrubní trase.



obr. 11 – Řez potrubí s tepelnou izolací pro popis fyzikálních veličin k výpočtu ochlazování OV

První metodou, dále nazývanou *Var. 1*, je výpočet ochlazení OV na úseku lineárním poklesem teploty OV. Pro *Var. 1* je použit následující vzorec.

$$T_k = T_z - \frac{Q_{\text{TZR}}}{c \cdot m} \quad (4.22)$$

Druhou metodou, dále nazývanou *Var. 2*, je výpočet s exponenciálním poklesem teploty OV. Pro *Var. 2* jsou použity následující vzorce.

$$T_k = T_i + (T_z - T_i) \cdot e^{(-\alpha)} \quad (4.23)$$

$$\alpha = \frac{U_o \cdot L}{m \cdot c} \quad (4.24)$$

kde je:

Q_{TZR}	tepelná ztráta z potrubí v úseku délky L	[W]
T_i	teplota v okolí potrubí	[°C]
T_k	teplota OV po ochlazení na konci úseku délky L	[°C]
T_z	teplota OV na začátku úseku délky L	[°C]
c	měrná tepelná kapacita OV	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
m	hmotnostní průtok	[kg.h ⁻¹]
L	délka potrubí úseku	[m]
U_o	součinitel prostupu tepla kruhového potrubí v úseku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Rovnice pro obě metody výpočtu jsou také popsány v ČSN EN ISO 12 241 [1]. Úsek pro výpočetní model je zpracován s okrajovými podmínkami viz *tab. 10*.

tab. 10 – Okrajové podmínky pro porovnání metod ochlazování OV

měď – 15x1		měď – 28x1		měď – 54x2		měď – 15x1; 28x1; 54x2			
<i>m</i>	<i>w</i>	<i>m</i>	<i>w</i>	<i>m</i>	<i>w</i>	<i>T_z</i>	<i>T_i</i>	<i>L</i>	<i>s_{iz}</i>
[kg.h ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[kg.h ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[kg.h ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[°C]	[°C]	[m]	[mm]
15	0,03	100	0,05	300	0,04	75; 50	20	1; 10, 50	0; 20
30	0,06	200	0,11	500	0,07				
50	0,10	400	0,21	1000	0,15				
70	0,15	600	0,32	1500	0,22				
100	0,21	800	0,42	2500	0,36				
150	0,31	1000	0,53	3000	0,44				
200	0,42	1200	0,64	4000	0,58				
300	0,63	1400	0,74	5000	0,73				
400	0,84	1600	0,85	6000	0,87				
500	1,05	1800	0,95	7000	1,02				

Z výsledků v *tab. 11* vyplývá, že na velikost odchylky mezi *Var. 1* a *Var. 2* mají jednotlivé vstupní proměnné parametry různý vliv. V případech, kdy odchylka přesáhla více než 0,3 % je hodnota vyznačena červeným textem.

- *Vliv T_z*

T_z má samozřejmě velký vliv na hodnotu tepelné ztráty z potrubí, a tedy na ochlazování OV. Z pohledu % rozdílů mezi *Var. 1* a *Var. 2* jsou hodnoty odchylek při 75 °C a 50 °C shodné. Proto tento parametr není v *tab. 11* pro přehlednější zobrazení uveden.

- *Vliv m, resp. w, dimenze potrubí a s_{iz}*

Obecně vyplývá u všech těchto parametrů, že čím jsou menší, tím je větší odchylka mezi *Var. 1* a *Var. 2*. Větší hodnoty odchylek jsou logicky při jejich nepříznivé kombinaci, přesto ale pro úseky se zvolenou *L* = 1 m, resp. *L* = 10 m je jejich vliv zanedbatelný.

- *Vliv L*

Tento vliv vykazuje největší citlivost na % odchylky. Pro názornost je navíc zvolena délka úseku 50 m. Při této délce je vidět, že již může docházet k zanedbatelným až významným odchylkám. Na druhou stranu, již celkem dlouhý úsek s délkou 10 m, se kromě dvou hodnot vejde do odchylky 0,1 %.

Celkově je z výsledků patrné, že % odchylka větší než 0,5 % je pouze pro úseky s *L* = 50 m. S touto délkou se ale v reálných OS spíše nesetkáme. Zároveň pro *L* = 50 m je navíc nutná velmi nízká rychlost proudění OV a malá dimenze potrubí bez tepelné izolace. Z těchto závěrů lze tedy říct, že pro běžné OS je možné využít zjednodušenou

metodu výpočtu podle *Var.1*. Tato varianta má ve většině případů téměř nulovou odchylkou na rozdíl od *Var. 2*.

tab. 11 – Výsledky % odchylek *Var. 1* oproti 100 % *Var. 2*

		$T' = T_z - T_k$					
		$L = 1 \text{ m}$	$L = 10 \text{ m}$	$L = 50 \text{ m}$	$L = 1 \text{ m}$	$L = 10 \text{ m}$	$L = 50 \text{ m}$
m	w	$s_{iz} = 20 \text{ mm}$	$s_{iz} = 20 \text{ mm}$	$s_{iz} = 20 \text{ mm}$	$s_{iz} = 0 \text{ mm}$	$s_{iz} = 0 \text{ mm}$	$s_{iz} = 0 \text{ mm}$
[kg.h ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
měď 15x1							
15	0,03	100,001	100,079	101,658	100,006	100,537	108,837
30	0,06	100,000	100,020	100,462	100,002	100,143	102,830
50	0,10	100,000	100,007	100,174	100,001	100,053	101,139
70	0,15	100,000	100,004	100,091	100,000	100,027	100,611
100	0,21	100,000	100,002	100,045	100,000	100,013	100,312
150	0,31	100,000	100,001	100,020	100,000	100,006	100,143
200	0,42	100,000	100,000	100,011	100,000	100,003	100,082
300	0,63	100,000	100,000	100,005	100,000	100,002	100,037
400	0,84	100,000	100,000	100,003	100,000	100,001	100,021
500	1,05	100,000	100,000	100,002	100,000	100,001	100,013
měď 28x1							
100	0,05	100,000	100,004	100,092	100,000	100,046	101,004
200	0,11	100,000	100,001	100,024	100,000	100,012	100,273
400	0,21	100,000	100,000	100,006	100,000	100,003	100,071
600	0,32	100,000	100,000	100,003	100,000	100,001	100,032
800	0,42	100,000	100,000	100,002	100,000	100,001	100,018
1000	0,53	100,000	100,000	100,001	100,000	100,000	100,012
1200	0,64	100,000	100,000	100,001	100,000	100,000	100,008
1400	0,74	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,006
1600	0,85	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,005
1800	0,95	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,004
měď 54x2							
300	0,04	100,000	100,001	100,026	100,000	100,019	100,440
500	0,07	100,000	100,000	100,009	100,000	100,007	100,166
1000	0,15	100,000	100,000	100,002	100,000	100,002	100,043
1500	0,22	100,000	100,000	100,001	100,000	100,001	100,019
2500	0,36	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,007
3000	0,44	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,005
4000	0,58	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,003
5000	0,73	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,002
6000	0,87	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,001
7000	1,02	100,000	100,000	100,000	100,000	100,000	100,001

Zvolenými okrajovými proměnnými parametry byla snaha zachytit co nejvíce kombinací, které se mohou ve standardních teplovodních dvoutrubkových OS s nuceným oběhem a OT objevit. Je ale potřeba zdůraznit, že v systémech s dlouhými úseky, jako jsou například venkovní rozvody od CZT, tyto závěry nemusí platit a měla by být použita výpočtová metoda podle *Var. 2*. Toto platí i pro případy, kdy se rychlost OV blíží k nule. Tyto případy, ale nejsou předmětem této práce, a proto je dále používána *Var.1*.

4.3 Tlakové ztráty v rozvodech OS

V této kapitole je řešen výpočet tlakových ztrát s ohledem na proměnnou teplotu OV v OS. Celkové tlakové ztráty jsou dány součtem tlakové ztráty vřazenými odpory Z , tlakové ztráty třením R podle Darcy-Weisbachovy rovnice a tlakové ztráty armatur a ventilů přes jejich Kvs , resp. Kv hodnoty. Vzorce pro výpočet tlakových ztrát a vzorce pro stanovení součinitele tření podle typu proudění jsou obecně známé viz [3], [21]. Tato kapitola je zaměřena na vliv fyzikálních vlastností OV, jmenovitě na její hustotu ρ a kinematickou viskozitu ν s ohledem na tlakové ztráty v potrubí při různých teplotách OV. Pro vyjádření těchto fyzikálních parametrů jsou použity následující vzorce podle [24]:

$$\rho = 1000 - (Tm - 4) \cdot [0,097 + 0,0036 \cdot (Tm - 4)] \quad (4.25)$$

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,337 \cdot Tm + 0,000221 \cdot Tm^2} \quad (4.26)$$

kde je:

ρ	hustota OV	[kg.m ⁻³]
ν	kinematická viskozita OV	[m ² .s ⁻¹]
Tm	střední teplota OV v úseku podle (4.3)	[°C]

Pro kontrolu byly výsledky podle vzorců z [24] porovnány s tabulkovými hodnotami uvedenými v [3] a [21]. Pro ρ je v jednotlivých Tm odchylka max do 0,1 %. Pro ν je maximální odchylka při $Tm = 75$ °C necelá 3 % a pro nižší Tm se pak odchylka snižuje. Zároveň ani hodnoty z [3] a [21] se mezi sebou neshodují, takže je v práci použit [24].

V tab. 12 je porovnání odchylek ν a ρ v závislosti na Tm v daném úseku OS a je z ní patrné, že vliv ρ je velmi malý v rámci jednotek %, ale zato vliv ν je dost značný.

tab. 12 – Porovnání odchylek ν a ρ v závislosti na Tm

Tm [°C]	ρ [kg.m ⁻³]	ρ [%]	ν [m ² .s ⁻¹]	ν [%]
75	974,97	100	3,75E-07	100
70	977,92	100,3	4,03E-07	107,4
65	980,69	100,6	4,34E-07	115,7
60	983,28	100,9	4,69E-07	125,0
55	985,69	101,1	5,08E-07	135,5
50	987,92	101,3	5,53E-07	147,4
45	989,97	101,5	6,04E-07	161,0
40	991,84	101,7	6,63E-07	176,6
35	993,53	101,9	7,31E-07	194,7
30	995,04	102,1	8,10E-07	215,9

V OS se vyskytuje mnoho možných teplot OV ať už jde o návrhový teplotní spád, vliv kvalitativní (např. ekvitemní) regulace nebo třeba pokles teploty vlivem chladnutí OV v trase potrubí [20]. Proto je zpracováno porovnání tlakových ztrát při teplotách OV od 75 °C až do 30 °C při kroku 5 °C. Vyšší teploty OV jsou typické pro dřívější OS, zatímco nízké teploty OV jsou dnes používané pro nízkoteplotní OS. Dalšími proměnnými vstupy pro Z , resp. R jsou vnitřní průměr potrubí, hydraulická drsnost vnitřní stěny potrubí a hmotnostní průtok s ohledem na typ proudění. V rovnicích, které se objeví dále v textu je ukázáno, jak ν a ρ ovlivňují Z a R v jednotlivých typech proudění. Základem je úprava rovnice pro Z (4.27) a R (4.28) na tvary s vyjádřenou rychlostí proudění, tak abych vzorce rozložil na všechny základní parametry a bylo jasně přehledné, které parametry R a Z ovlivňují. Ve vzorcích jsou tučně vyznačené ν a ρ jako jediné parametry funkčně závislé na střední teplotě OV.

$$Z = \frac{\sum \xi \cdot 8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^4 \cdot \rho} \quad (4.27)$$

kde je:

Z	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
d_i	vnitřní průměr potrubí	[m]
m	hmotnostní průtok	[kg.h ⁻¹]
$\sum \xi$	suma součinitelů místních odporů	[-]

Z (4.27) je patrné, že odchylka Z v závislosti na teplotě OV je pouze nepřímo úměrná na ρ podle tab. 12. Takže při teplotě 30 °C vody je odchylka cca 2 % oproti teplotě vody 75 °C. Z tohoto důvodu se dále budeme zabývat podrobněji R , kde je problém složitější vlivem různého typu proudění, a tedy stanovením součinitele tlakové ztráty třením.

$$R = \frac{\lambda \cdot 8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} \quad (4.28)$$

kde je:

R	tlaková ztráta třením vztažena na 1 m	[Pa]
λ	součinitel tření podle typu proudění v potrubí	[-]

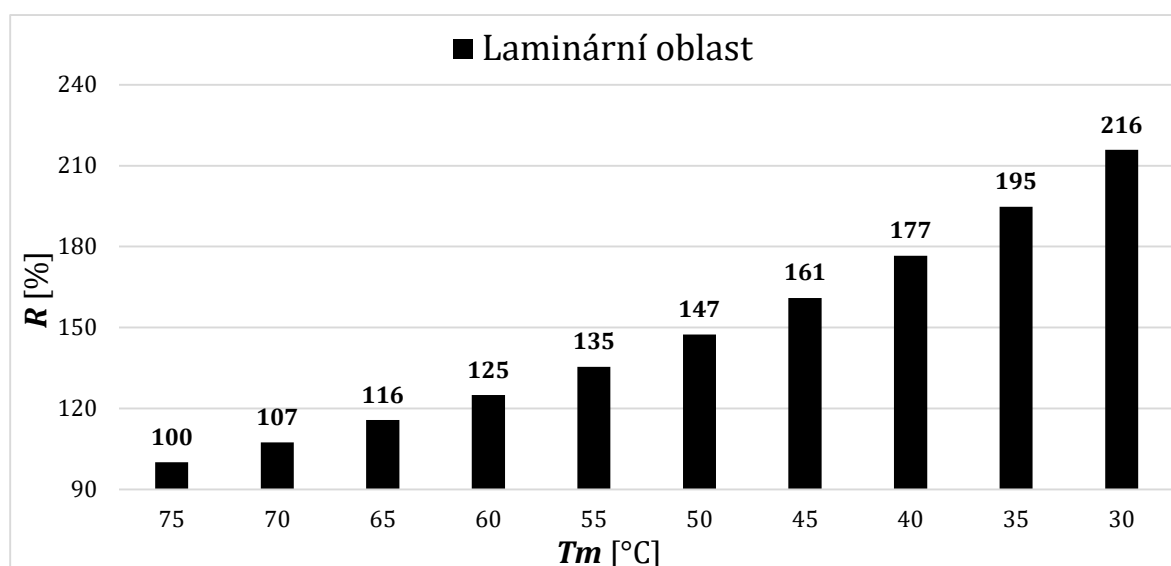
V rovnicích (4.29) - (4.32) jsou pro R a λ použity dolní indexy:

lam	laminární oblast proudění
tu,hlad	turbulentní proudění – hydraulicky hladký povrch potrubí
tu,pře	turbulentní proudění – přechodná oblast
tu,drs	turbulentní proudění – hydrauliky drsný povrch potrubí

Pro laminární oblast proudění platí rovnice podle Poiseuille [3], která má po vyjádření na základní parametry tvar.

$$R_{\text{lam}} = \lambda_{\text{lam}} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} = \frac{128 \cdot m \cdot \nu}{\pi \cdot d_i^4} \quad (4.29)$$

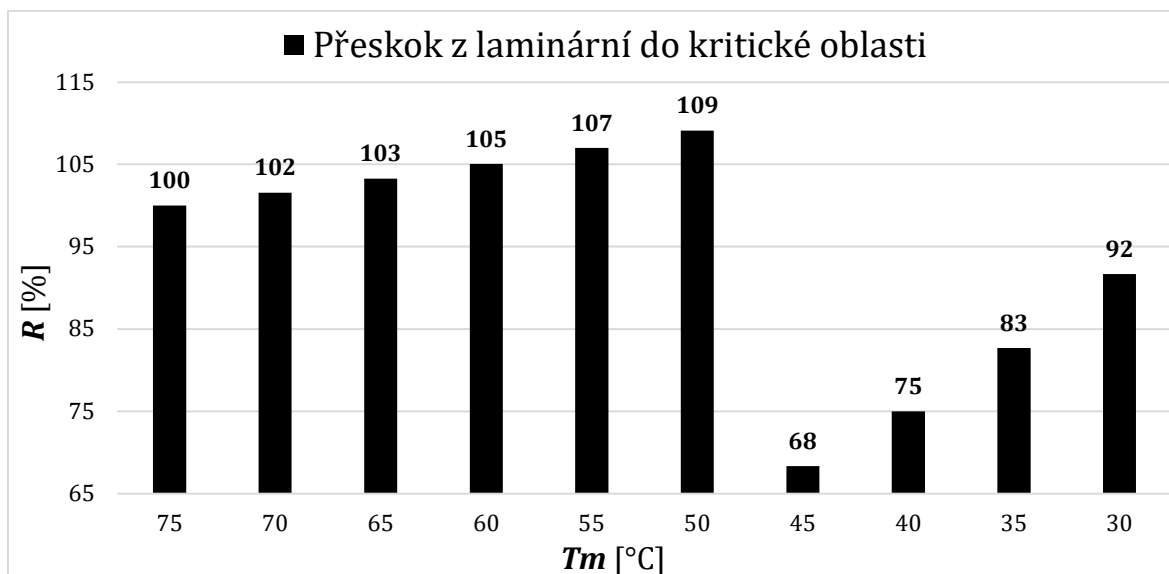
Zde je vidět, že v laminárním proudění změnu R_{lam} v závislosti na teplotě OV vyvolává pouze ν viz (4.29), a to přímo úměrně podle *tab. 12*. ρ na odchylku R_{lam} v závislosti na teplotě OV vliv nemá. S laminárním prouděním se setkáváme převážně u úseků s OT, tzv. přípojek OT, které se pohybují v délkách decimetrů až jednotek metrů. V přípojkách OT je malá dimenze potrubí a u dnešních OS také nízká rychlost proudění, resp. malý hmotnostní průtok způsobený vlivem nízkého požadovaného výkonu otopného tělesa. Například, pro měděné potrubí 15x1 s maximálním průtokem 31 kg.h⁻¹ je proudění v laminární oblasti pro všechny řešené teploty OV. To představují otopná tělesa cca o výkonu 550 W při teplotním spádu rovném 15 °C a 350 W při teplotním spádu 10 °C. U větších dimenzí potrubí, které zároveň přenáší větší tepelné výkony, jsou při zmiňovaných teplotních spádech větší průtoky a laminární proudění již nenastává. Jak je vidět z *obr. 12*, odchylka naroste při teplotě vody 30 °C až o 116 % oproti teplotě vody 75 °C. To je sice hodně, ale je potřeba se zaměřit na absolutní hodnoty R_{lam} . Tyto hodnoty vychází například při průtoku 30 kg.h⁻¹ v krajním intervalu $R = 4,5 \text{ Pa}\cdot\text{m}^{-1} - 9,6 \text{ Pa}\cdot\text{m}^{-1}$. Tyto hodnoty jsou pro běžné OS velmi nízké a jejich rozdíl bude mít na výslednou hydrauliku minimální vliv.



obr. 12 - R [%] na T_m [°C] při $m = 30 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (potrubí 15x1, $k = 0,02 \text{ mm}$), laminární oblast

Z *obr. 13* je patrné, že pro stejný průtok (zde např. pro 50 kg.h⁻¹), ale pro určitou teplotu OV může nastat přechod z laminárního proudění do kritické oblasti.

Tím se skokově zvýší R způsobené navýšením součinitele tlakové ztráty třením. Toto platí pro zjednodušené uvažování výpočtu součinitele tlakové ztráty třením v kritické oblasti jako při výpočtu v turbulentní oblasti proudění.

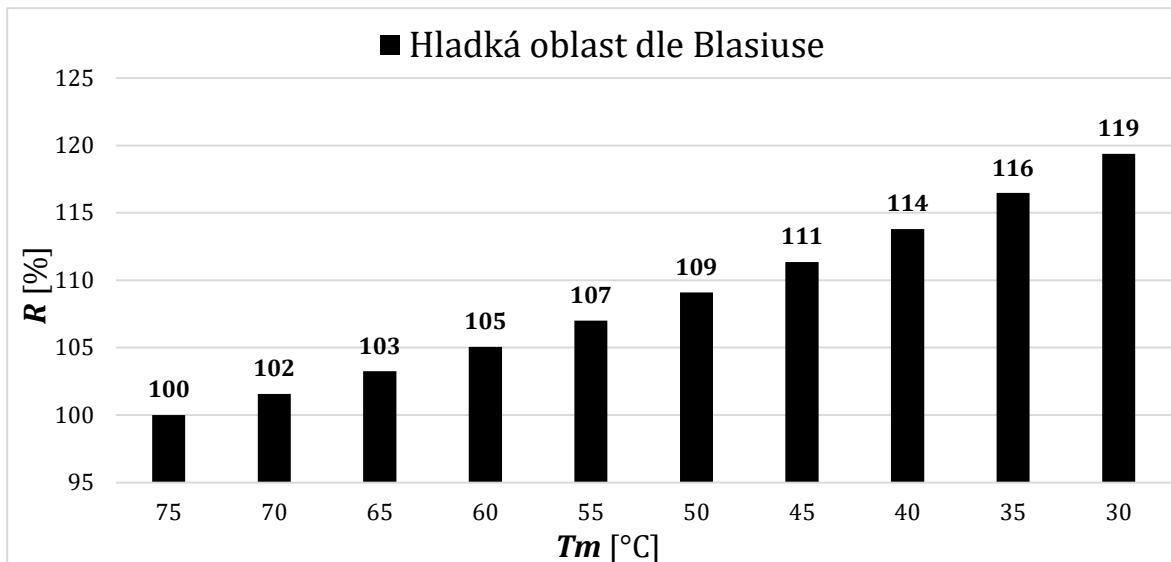


obr. 13 - R [%] na T_m [°C] při $m = 50 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (Cu 15x1, $k = 0,02 \text{ mm}$), lam. do kritické oblasti

Pro turbulentní proudění v oblasti hladkého potrubí pak platí rovnice podle Blasiusa [21], která po vyjádření na základní parametry má tvar (4.30).

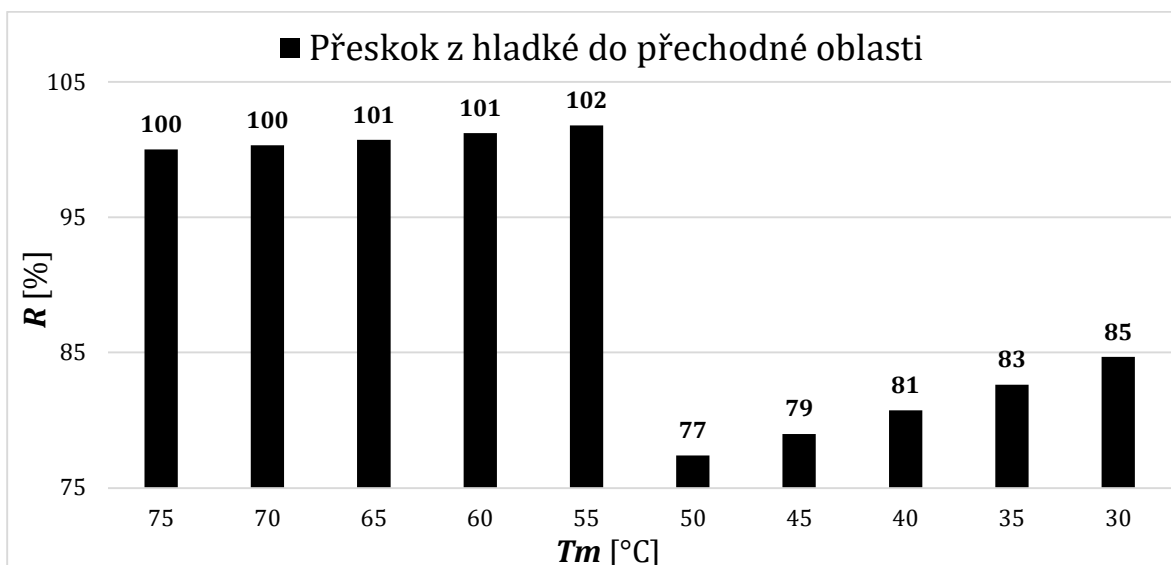
$$R_{\text{tu,hlad}} = \lambda_{\text{tu,hlad}} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} = \frac{1,79 \cdot m^{\frac{7}{4}} \cdot v^{\frac{1}{4}}}{\pi^{\frac{7}{4}} \cdot \rho^{\frac{3}{4}} \cdot d_i^3} \quad (4.30)$$

Zde je vidět, že pro proudění v oblasti hladkého potrubí vyvolává v i ρ s danými exponenty změnu $R_{\text{tu,hlad}}$ v závislosti na teplotě OV. Pro teplotu vody 30 °C je odchylka o 19 % vyšší než při teplotě vody 75 °C viz obr. 14, což nejsou zanedbatelné hodnoty. Výpočtem podle Blasiusa je tento průběh odchylky v oblasti hladkého potrubí konstantní pro všechny průtoky, vnitřní průměry a hydraulické drsnosti potrubí, než přeskočí proudění do přechodné oblasti podle podmínek vzorců z [3], [21].



obr. 14 – R [%] na T_m [°C] – hladká oblast – různé m , d , k nemá vliv

Na obr. 15 je vidět, že přeskok z oblasti hladkého potrubí do přechodné oblasti proudění při určité hraniční teplotě OV má za následek skokové navýšení R při stejném průtoku. V obr. 15 je to přechod z oblasti hladkého potrubí při 50 °C na přechodnou oblast pro 55 °C. Toto navýšení je způsobeno vlivem k , který v přechodné oblasti proudění ve vzorci přibude, oproti vzorci v oblasti hladkého potrubí. Přeskok nastal pouze při hodnotě $k = 0,2$ mm, což je ale hodnota pro velmi drsné měděné potrubí. Při hodnotě $k = 0,02$ mm by potrubí zůstalo v oblasti hladkého potrubí pro všechny okrajové podmínky běžných OS.



obr. 15 – R [%] na T_m [°C] – při $m = 500 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (Cu 28x1, $k = 0,2$ mm), přeskok hladké oblasti do přechodné oblasti

Pro turbulentní přechodnou oblast proudění pak platí rovnice podle Colebrooka [3], která po vyjádření na základní parametry má tvar (4.31).

$$R_{tu,pře} = \lambda_{tu,pře} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} = \frac{1}{-2 \cdot \log^2 \left(\frac{2,51 \cdot \pi \cdot d_i \cdot \rho \cdot v}{4 \cdot m \cdot \sqrt{\lambda_{tu,pře}}} + \frac{k}{3,71 \cdot d_i} \right)} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} \quad (4.31)$$

kde je:

k absolutní hydraulická drsnost vnitřní stěny potrubí [m]

Rovnice (4.31) je v implicitním tvaru s nutným iteračním výpočtem, ale je vidět, že v přechodné oblasti proudění je změna $R_{tu,pře}$ v závislosti na teplotě OV vyvolaná v i ρ . Jejich vliv už zde není tak významný a odchylka $R_{tu,pře}$ roste se snižující se teplotou OV v rámci jednotek %, v některých případech neroste vůbec nebo má opačný efekt, ale také v rámci jednotek %.

Pro turbulentní drsné oblasti proudění pak platí rovnice podle Nikuradseho [3], která má po vyjádření na základní parametry tvar (4.32).

$$R_{tu,drs} = \lambda_{tu,drs} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} = \frac{1}{(1,14 - 2 \log k/d_i)^2} \cdot \frac{8 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot d_i^5 \cdot \rho} \quad (4.32)$$

Zde je vidět, že pro proudění v oblasti hydraulicky drsného potrubí změnu $R_{tu,drs}$ v závislosti na teplotě OV vyvolává pouze ρ , protože již součinitel tření nezávisí na Reynoldsově čísle a tím vypadá vliv v . Vliv ρ je na odchylku $R_{tu,drs}$ v závislosti na teplotě OV nepřímo úměrný s malou % odchylkou podle tab. 12, obdobně jako odchylky u místní tlakové ztráty Z . Je potřeba podotknout, že do oblasti hydraulicky drsného potrubí se proudění OV v potrubí běžně nedostane při okrajových podmínkách pro běžné stavy OS.

Logicky shodně jako u Z se chová změna tlakové ztráty v závislosti na teplotě OV i u výpočtu armatur a ventilů pomocí Kv hodnoty [25]. Výpočet Kv je vyjádřený na základní parametry podle (4.33). Zde je vidět, že výsledky v závislosti na teplotě OV ovlivňuje pouze ρ a ne v .

$$p_v = \frac{p_o \cdot m^2}{Kv^2 \cdot \rho \cdot \rho_{15}} \quad (4.33)$$

kde je:

Kv jmenovitý průtok ventilu nebo armatury při definovaném zdvihu regulačního členu [m³·h⁻¹]

p_v tlaková ztráta ventilu nebo armatury [kPa]

p_o tlaková ztráta 100 kPa naměřená při Kv hodnotě [kPa]

ρ_{15} hustota vody při teplotě 15 °C [kg·m⁻³]

4.4 Přepočet výkonu OT při provozních parametrech OS

V této kapitole je řešen vliv navrženého OT nebo jejich skupiny na tepelnou ztrátu vytápěného prostoru. Celkovou tepelnou ztrátu prostoru nazveme požadovaným výkonem pro OT (dále Q_P). Zvolená OT by pak optimálně měla mít návrhový, resp. redukovaný výkon (dále Q_N) takový, aby se rovnal Q_P . Tím docílíme, že vnitřní výpočtová teplota (výsledná teplota), pro kterou jsme počítali tepelné ztráty, bude navrženými OT v návrhovém stavu právě dosažena. Pokud se rovnice nebudou rovnat, bude docházet pro návrhový stav k přetápění nebo nedotápění a regulace OS se bude následně snažit tuto chybu odstranit, což ale není její primární funkce. Regulace OS má řešit problémy provozních stavů, jako je změna venkovní teploty nebo vnitřní nahodilé tepelné zisky, a ne odstraňovat chyby v projektu či realizaci, protože tím se její účinnost snižuje. Výkon OT při skutečných provozních parametrech OS je také cílem veškerých analýz provozních stavů a bude dále označován jako Q_{SK} . Jednotlivé parametry, které mohou způsobit nerovnost Q_P a Q_N a vyvolat nutnost dopočtení Q_{SK} jsou následně uvedeny.

- projektovaná přívodní teplota OV do OT neodpovídá požadované hodnotě z důvodu:
 - nižší vstupní teplota do OT než je uvažována v návrhu, způsobena ochlazením OV po trase ze zdroje tepla k OT
 - nižší/vyšší vstupní teplota do OT než je uvažována, způsobena nesprávnou funkcí, nesprávným stanovením nebo nesprávným nastavením otopné křivky ekvitermní regulace
- zanedbání trvalého tepelného zisku z viditelného potrubí ve vytápěném prostoru a tím předimenzování OT
- změna zbytkového dispozičního tlaku, který připadá na OT, oproti předpokladu, což způsobí nadprůtok nebo podprůtok OT – to je způsobeno např. vlivem nevyvážené nebo chybně vyvážené OS nebo uživatelským libovolným přenastavením regulační armatury nebo jejího pohonu na jiné než projektované hodnoty
- předimenzování nebo poddimenzování požadované hodnoty přestupové plochy OT nebo součinitele prostupu tepla OT

- chybně vypočtená tepelná ztráta místnosti – z velkého počtu důvodů to může být např. zanedbání dílčích tepelných ztrát přes obalové konstrukce řešené vytápěné místnosti do prostorů s jinou vnitřní teplotou

Pro Q_P platí celková rovnice (4.34), která obsahuje tepelný výkon přivedený do OT (člen **A2**), tepelný výkon předaný z OT do vytápěné místnosti (člen **A3**) a tepelný výkon unikající z vytápěné místnosti do prostorů s nižší teplotou za hranicí vytápěné místnosti (člen **A4**). Pokud je tepelná ztráta vytápěné místnosti (podle členu **A4**) pouze do venkovního vzduchu (dále T_e), lze měrný tepelný tok stavebních konstrukcí (dále H) zjednodušit na konstantu. V případě tepelných ztrát do prostředí s jinou teplotou, než T_e musí být H vyjádřeno funkcí vyjadřující poměrové ztráty do jednotlivých prostředí se závislostí na vnitřní teplotě (dále T_i). Rovnice pro H odpovídá kromě jiných indexů dále popsané rovnici (4.43).

$$Q_P = m_P \cdot c \cdot (T_{pP} - T_{zP}) = U_{OT,P} \cdot S_{OT,P} \cdot \left(\frac{T_{pP} + T_{zP}}{2} - T_{iP} \right) = H \cdot (T_{iP} - T_e) \quad (4.34)$$

$$\mathbf{A1} = \quad \mathbf{A2} \quad = \quad \mathbf{A3} \quad = \mathbf{A4}$$

Pokud se navrhne OT s jiným tepelným výkonem, než je požadováno a $Q_P \neq Q_N$, tak dostáváme vzorec (4.35) ve kterém vychází nerovnost. Ve vzorci členy **A1-A3** nahradí **B1-B3**.

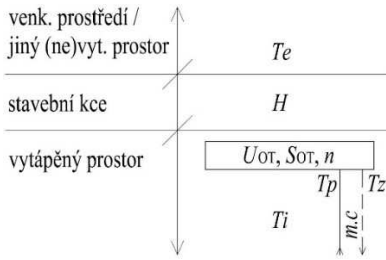
$$Q_N = m_N \cdot c \cdot (T_{pN} - T_{zN}) = U_{OT,N} \cdot S_{OT,N} \cdot \left(\frac{T_{pN} + T_{zN}}{2} - T_{iP} \right) \neq H \cdot (T_{iP} - T_e) = Q_P \quad (4.35)$$

$$\mathbf{B1} = \quad \mathbf{B2} \quad = \quad \mathbf{B3} \quad \neq \mathbf{A4}$$

Výsledná rovnice (4.36) udává výpočet skutečného tepelného výkonu OT a zároveň skutečné tepelné ztráty vytápěného prostoru. Obě nastanou při dopočítání předem neznámých hodnot součinitele prostupu tepla na OT $U_{OT,SK}$, měrného tepelného toku stavebních konstrukcí H_{SK} , výstupní teploty z OT T_{zSK} a vnitřní teploty v prostoru (dále T_{iSK}). Je patrné, že neznámých hodnot je více než členů rovnice, a proto výpočet vede na iterační řešení hledaného výsledku. Za hodnotu skutečného průtoku (dále m_{SK}) lze dosadit m_P i m_N nebo v podstatě jakýkoliv průtok vycházející z provozní regulace. Dále je potřeba upozornit, že přesná teplota na vstupu do OT T_{pSK} je známá až po výpočtu ochlazení OV po trase ze zdroje tepla k danému OT.

$$Q_{SK} = m_{SK} \cdot c \cdot (T_{pSK} - T_{zSK}) = U_{OT,SK} \cdot S_{OT,N} \cdot \left(\frac{T_{pSK} + T_{zSK}}{2} - T_{iSK} \right) = H_{SK} \cdot (T_{iSK} - T_e) \quad (4.36)$$

$$\mathbf{C1} = \quad \mathbf{C2} \quad = \quad \mathbf{C3} \quad = \mathbf{C4}$$



obr. 16 – Schéma pro popis veličin transportu tepla z OS přes vytápěnou místnost do exteriéru

Protože výpočet $U_{OT,SK}$ je komplikovaný a jeho výsledky by metodou kritériálních rovnic nebyl přesný, tak se pro přepočítání výkonu OT používá pro nahrazení poměru $U_{OT,SK}$ ku $U_{OT,N}$ laboratorně měřený teplotní exponent OT n . Ten nabývá hodnot [26] podle typu otopné plochy. V této práci je zvolena konstantní hodnota $n = 1,3$ pro všechna použitá OT. Tato hodnota je zvolena jako obecná střední hodnota z typických hodnot teplotních exponentů skutečných deskových OT [27]. Hodnotu n pro skutečná OT je povinen dodat jejich výrobce. Rovnice (4.37) pro přepočítání se pak upraví na tvar podle (4.38).

$$\frac{Q_{SK}}{Q_N} = \frac{U_{OT,SK} \cdot S_{OT,N} \cdot \left(\frac{T_{p_{SK}} + T_{z_{SK}}}{2} - T_{i_{SK}} \right)}{U_{OT,N} \cdot S_{OT,N} \cdot \left(\frac{T_{p_N} + T_{z_N}}{2} - T_{i_N} \right)} \quad (4.37)$$

$$\frac{Q_{SK}}{Q_N} = \left(\frac{\frac{T_{p_{SK}} + T_{z_{SK}}}{2} - T_{i_{SK}}}{\frac{T_{p_N} + T_{z_N}}{2} - T_{i_N}} \right)^n \quad (4.38)$$

Pomocí členů $B2/C2 = B3/C3$ z rovnic (4.35) a (4.36) dostáváme rovnici (4.39).

$$\frac{m_{SK} \cdot c \cdot (T_{p_{SK}} - T_{z_{SK}})}{m_N \cdot c \cdot (T_{p_N} - T_{z_N})} = \left(\frac{\frac{T_{p_{SK}} + T_{z_{SK}}}{2} - T_{i_{SK}}}{\frac{T_{p_N} + T_{z_N}}{2} - T_{i_N}} \right)^n \quad (4.39)$$

Z rovnice (4.39) vyjádřením dostáváme $T_{z_{SK}}$ v implicitním stavu. Pro názornost je označena tučným písmem. Dále je v (4.40) ještě další neznámá, a to $T_{i_{SK}}$.

$$T_{z_{SK}} = T_{p_{SK}} - \frac{m_N \cdot (T_{p_N} - T_{z_N})}{m_{SK}} \cdot \left(\frac{\frac{T_{p_{SK}} + T_{z_{SK}}}{2} - T_{i_{SK}}}{\frac{T_{p_N} + T_{z_N}}{2} - T_{i_N}} \right)^n \quad (4.40)$$

Pro vyjádření $T_{i_{SK}}$ použijeme členy $C2 = C4$ z rovnice (4.36) a poté tuto rovnici (4.41) upravíme na tvar (4.42).

$$m_{SK} \cdot c \cdot (T_{p_{SK}} - T_{z_{SK}}) = H_{SK} \cdot (T_{i_{SK}} - T_e) \quad (4.41)$$

$$T_{i_{SK}} = \frac{m_{SK} \cdot c \cdot (T_{p_{SK}} - T_{z_{SK}})}{H_{SK}} + T_e \quad (4.42)$$

V rovnici (4.42) je bohužel stále $T_{z_{SK}}$ a dále neznámé H_{SK} . To lze popsat parametrickou rovnicí (4.43) ve které jsou zohledněny dílčí tepelné toky přes jednotlivé obalové konstrukce vytápěného prostoru.

$$H_{SK} = H_{SK,vzt} + H_{SK,e} + H_{SK,j} \cdot \frac{T_{iSK} - T_j}{T_{iSK} - T_e} \quad (4.43)$$

Pokud bude H_{SK} pouze do venkovního prostředí, to znamená, že teplota za obalovými stavebními konstrukcemi bude pouze do T_e . Pro výpočet celé tepelné ztráty, tak lze H_{SK} vyjádřit na konstantu. V případě dílčích tepelných ztrát, např. do zeminy nebo do vedlejších prostorů s jinou vnitřní teplotou, je H_{SK} závislá na předem neznámé T_{iSK} a zvyšuje složitost výpočtu na další potřebné iterace. To je vidět v rovnici (4.44), která vznikla úpravou (4.42) a (4.43) a je lepším vyjádřením pro získání hodnoty T_{zSK} .

$$T_{zSK} = T_{pSK} - \frac{m_N \cdot (T_{pN} - T_{zN})}{m_{SK}} \cdot \left(\frac{\frac{T_{pSK} + T_{zSK}}{2} - \frac{m_{SK} \cdot c \cdot (T_{pSK} - T_{zSK})}{H_{SK}} - T_e}{\frac{T_{pN} + T_{zN}}{2} - T_{iN}} \right)^n \quad (4.44)$$

V rovnicích (4.34)- (4.44) jsou použity dolní indexy:

SK	skutečný
N	návrhový, nominální, jmenovitý
P	požadovaný

Tyto dolní indexy jsou použity pro fyzikální parametry:

Q	tepelný výkon OT	[W]
m	hmotnostní průtok	[kg.h ⁻¹]
c	měrná tepelná kapacita vody	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
S_{OT}	teplosměnná plocha OT	[m ²]
U_{OT}	součinitel prostupu tepla OT	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
n	teplotní exponent OT	[-]
T_p	teplota OV vstupující do OT (ve zbytku práce značeno T_{pk})	[°C]
T_z	teplota OV vystupující z OT (ve zbytku práce značeno T_{zk})	[°C]
T_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
T_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
T_j	teplota za konstrukcí vytápěného prostoru jiná než T_e	[°C]
H	měrný tepelný tok přes všechny obalové konstrukce	[W.K ⁻¹]
H_e	měrný tepelný tok přes konstrukce do venkovního prostředí	[W.K ⁻¹]
H_j	měrný tepelný tok přes obalové konstrukce do sousedních prostorů s teplotou T_j jiných než venkovní prostředí	[W.K ⁻¹]
H_{vzt}	měrný tepelný tok větráním	[W.K ⁻¹]

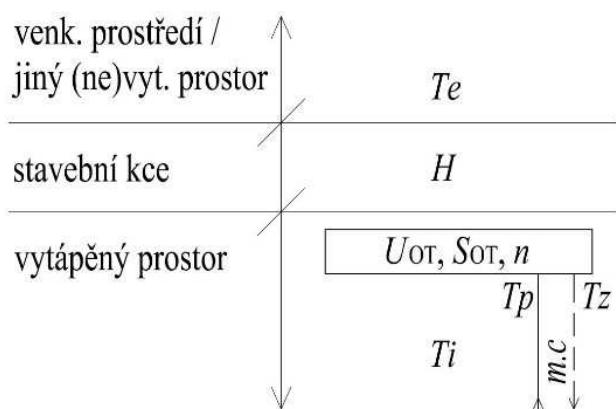
4.4.1 Výsledky T_{iSK} při $Q_N \neq Q_P$ navrženého OT

Jak je již výše zmíněno, tak při nerovnosti $Q_N \neq Q_P$ (zde myšleno $U_{OT,N} \cdot S_{OT,N} \neq U_{OT,P} \cdot S_{OT,P}$) navrženého OT je potřeba dopočítat skutečné hodnoty jednotlivých parametrů. Proto jsou vytvořeny dva modely, ve kterých je procentuálně měněna odchylka Q_N od Q_P a jsou vypočteny Q_{SK} , resp. T_{iSK} . Hodnota T_{iSK} bude dále sloužit zde i v dalších dvou podkapitolách k pozorování výsledných odchylek. První model uvažuje s reálnějším případem výpočtu tepelných ztrát s libovolnou teplotou za konstrukcemi a H_{SK} je tedy zadáno parametrickou funkcí, ve které je obsažena předem neznámá T_{iSK} . Pro 1. model je v simulacích použito fiktivní složení rovnice dle (4.45), která ale obecně může nabývat libovolného tvaru dle daných parametrů vytápěného prostoru a jejího okolí viz (4.43). Výsledky jsou vidět v obr. 18.

$$H_{SK} = 5,1 (vzt) + 16,33(e) + 10 \cdot \frac{T_{iSK} - 5}{T_{iSK} - T_e} (j1) + 20 \cdot \frac{T_{iSK} - 15}{T_{iSK} - T_e} (j2) \quad (4.45)$$

Druhý model uvažuje zjednodušeně s výpočtem tepelných ztrát pouze do exteriéru, a tak je možné za H_{SK} dosadit konstantu. Výsledky jsou zobrazeny v obr. 19. Je potřeba si uvědomit, že i konstrukce, které v návrhovém stavu jsou bez tepelné ztráty (v prostorech na obou stranách konstrukce shodná T_{iN}), budou mít při chybných provozních stavech určitý tepelný tok, který ovlivní funkci výpočtu H_{SK} . Tato tepelná ztráta bude závislá na skutečných T_{iSK} dopočítaných v obou prostorech ohraničující danou přestupní konstrukci, což celkový výpočet komplikuje.

Každý model obsahuje osm variant, ve kterých jsou kromě základní proměnné Q_N dalšími proměnnými návrhové teploty OV. A dále zda je m_{SK} počítán z požadovaného nebo návrhového výkonu navrženého OT. Podrobně viz tab. 13.



obr. 17 – Schéma pro popis veličin transportu tepla z OS přes vytápěnou místnost do exteriéru

tab. 13 – Okrajové podmínky pro výpočet Q_{SK} a T_{iSK} při $Q_P \neq Q_N$

	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4	Var. 5	Var. 6	Var. 7	Var. 8
$T_{pN} = T_{pSK}$ [°C]	75	75	75	75	55	55	55	55
T_{zN} [°C]	65	65	60	60	44	45	40	40
T_{iN} [°C]	20							
T_e [°C]	-15							
n [-]	1,3							
Q_P [W]	1000							
Q_N [W]	proměnná hodnota							
m_{SK} [kg.h ⁻¹] =	m_N	m_P	m_N	m_P	m_N	m_P	m_N	m_P

Z výsledků je patrné, že pro oba modely platí, že pro varianty, kde je $m_{SK} = m_N$ jsou větší odchylky T_{iSK} než u variant s $m_{SK} = m_P$, a to při zadané shodné % odchylce Q_N od Q_P . Z toho vyplývá, že je výhodnější OS vyvažovat na $m_{SK} = m_P$, protože vliv nedostatečného Q_N je trochu kompenzován vyšším $m_{SK} = m_P$, a naopak předdimenzovaný Q_N zase tolik nepřetápí vlivem menšího $m_{SK} = m_P$.

Pro oba modely platí, že větší odchylky T_{iSK} jsou při $Q_N < 100$ % než při $Q_N > 100$ %, což je vidět např. pro $Q_{N,50\%}$ a $Q_{N,150\%}$.

Ve 2. modelu s konstantním H_{SK} nemá změna vstupního Q_P vliv na výsledky % odchylky T_{iSK} v závislosti na změně Q_N od $Q_{N,100\%}$. To znamená, že odchylky výsledků budou i například při $Q_{N,100\%} = 500$ W shodné jako v modelovaných 1000 W. V 1. modelu s H_{SK} zadaným parametrickou funkcí tepelné ztráty toto také platí za předpokladu, že se poměrově se změnou vstupního Q_P mění i jednotlivé parametry, ze kterého je sestaven H_{SK} . Na příkladu: pokud budu poloviční Q_P musí být ve funkci i poloviční $H_{SK,e}$, $H_{SK,j}$, $H_{SK,vzt}$. Na druhou stranu v případě nových poměrů $H_{SK,e}$, $H_{SK,j}$, $H_{SK,vzt}$ (jiné parametrické funkce pro stanovení H_{SK}) budou i při shodném Q_P (např. zde řešených 1000 W) jiné odchylky T_{iSK} . Projeví se zde vliv tepelných ztrát obalových konstrukcí s jinou vnější teplotou než T_e . V obr. 19 (2. model) jsou vidět větší odchylky T_{iSK} než v obr. 18 (1. model) při shodném Q_P . Z toho plyne vliv složení parametrické funkce H_{SK} na výsledné odchylky. Největší odchylky vyvolává tepelná ztráta pouze do venkovního vzduchu, tedy s největším rozdílem teplot.

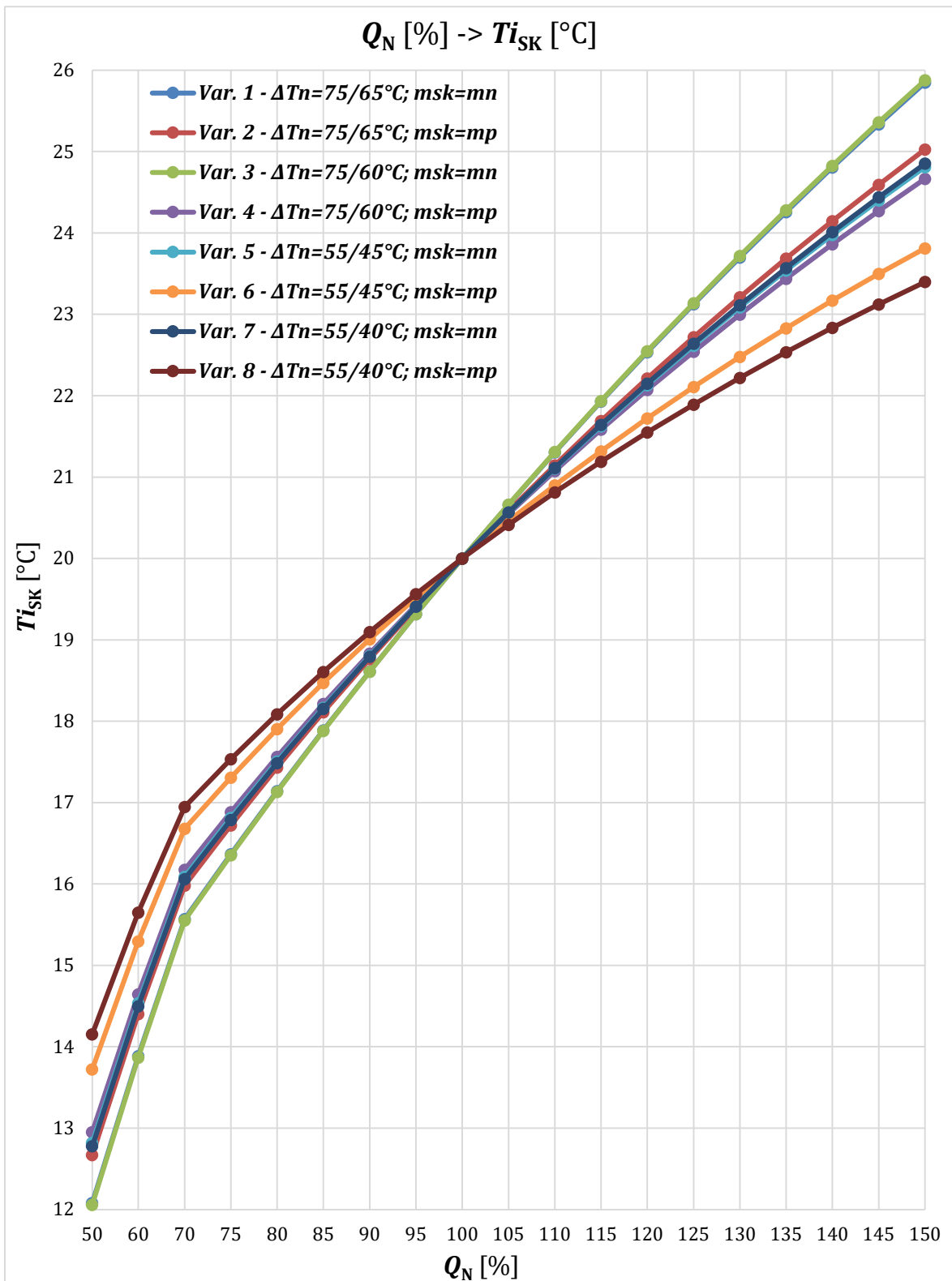
Změna ΔT_N při shodné hodnotě T_{pN} v závislosti na změnách Q_N od $Q_{N,100\%}$ má pro varianty s $m_{SK} = m_N$ na T_{iSK} zanedbatelný vliv. U variant s $m_{SK} = m_P$ je odchylka

T_{iSK} při změně z $\Delta T_N = 10\text{ }^\circ\text{C}$ na $\Delta T_N = 15\text{ }^\circ\text{C}$ maximálně do 3 % pro oba modely, a to až při extrémních změnách Q_N od $Q_{N,100\%}$, takže i zde je vliv zanedbatelný.

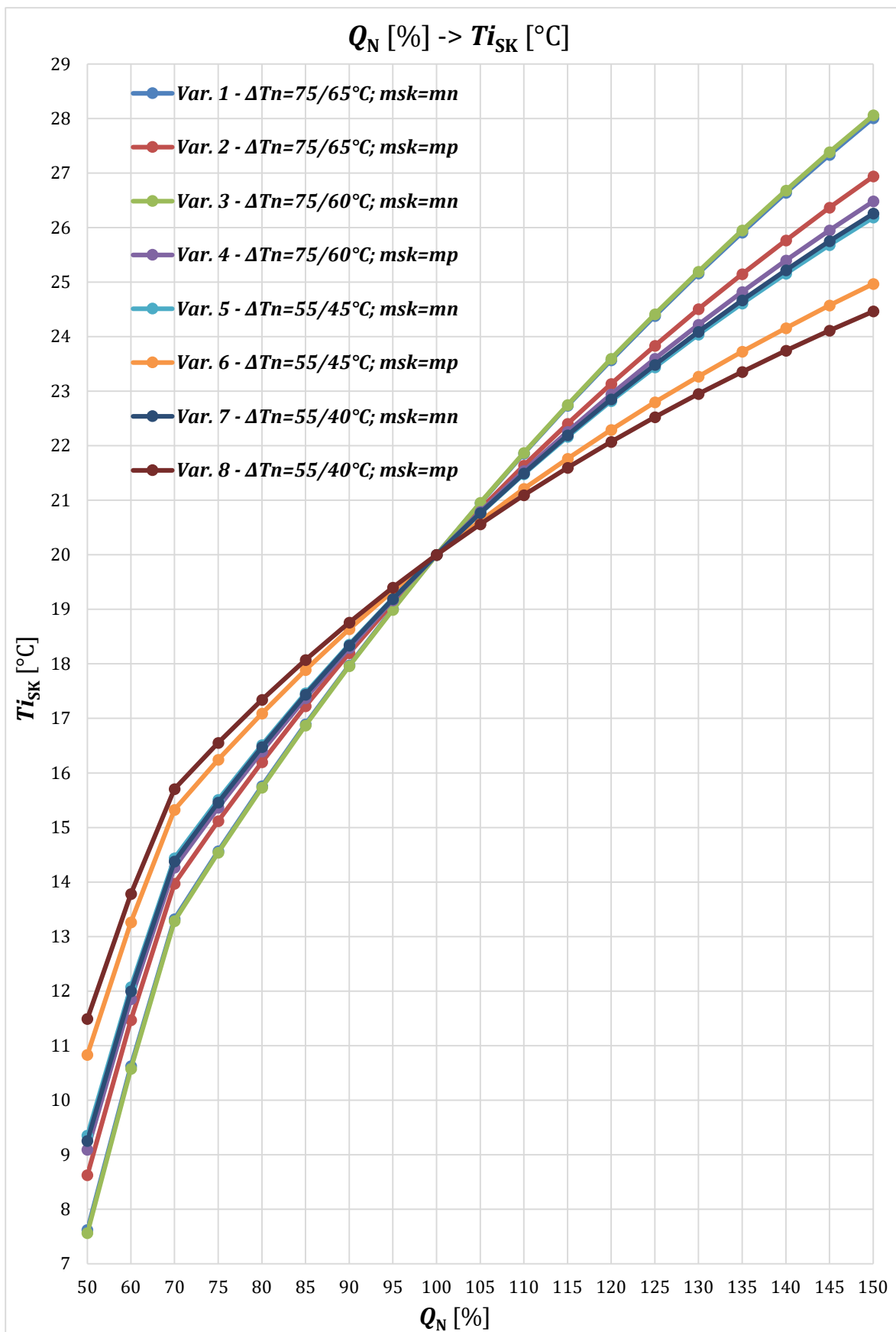
Změna T_{iSK} o cca 0,5-1 $^\circ\text{C}$ (dle variant T_{pN} a T_{zN}) je vidět už při cca $Q_{N,95\%}$, resp. $Q_{N,105\%}$. Největší odchylka je u *Var. 3* (varianta s max. T_{pN} , $m_{SK} = m_N$ a vyšším $\Delta T_N = 15\text{ }^\circ\text{C}$). Odchylky u *Var. 1* jsou nepatrně menší o minimální rozdíl tvořený menším ΔT_N , což je vysvětleno o odstavci výše. Obecně jsou změny T_{iSK} , ale dost výrazné pro jednotlivé $Q_N <, > 100\%$ s ohledem na tepelnou pohodu osob ve vytápěné místnosti a běžný regulační rozsah místní regulace OT. Již pro $Q_{N,115\%} - Q_{N,125\%}$ je T_{iSK} (dle jednotlivých variant) u 1. modelu mimo rozsah termostatického ventilu (dále TRV) s termostatickou hlavicí (dále TRH) při nastavení na $X_p = 2\text{ K}$. U 2. modelu je to již při $Q_N = 110-120\%$. Z toho vyplývá, že TRV zavírá již z chyby v návrhu a tím cykluje. TRV není tedy schopen regulovat nahodilé tepelné zisky, které tak vytápěný prostor přetápí. Pro vypočtené nedostatečné T_{iSK} při $Q_N < 100\%$ (podle variant T_{pN} a T_{zN}) je důležité, jestli typ TRV s regulátorem na OT má možnost tzv. nadzdvihu oproti vyvážené běžné hodnotě K_{vXP2} a jestli tento nadprůtok je vůbec schopen nějak zvednout nízkou T_{iSK} do požadovaného stavu. Případy možností a důsledků vlivů jednotlivých typů TRV a jejich regulátorů jsou řešeny v **kap. 6.2.3**. Vliv většího/menšího průtoku, než je jeho návrhová hodnota na změnu T_{iSK} je řešen v následující podkapitole.

Pro přehlednost je uvedeno seřazení variant podle odchylek sestupným způsobem:

- 1. model: *Var. 3* > *Var. 1* > *Var. 2* > *Var. 7* > *Var. 5* > *Var. 4* > *Var. 6* > *Var. 8*.
- 2. model: *Var. 3* > *Var. 1* > *Var. 2* > *Var. 4* > *Var. 7* > *Var. 5* > *Var. 6* > *Var. 8*.



obr. 18 - Vliv změny Q_N [%] na T_{iSK} [°C] pro H_{SK} zadanou parametrickou funkcí



obr. 19 - Vliv změny Q_N [%] na T_{iSK} [°C] pro konstantní H_{SK}

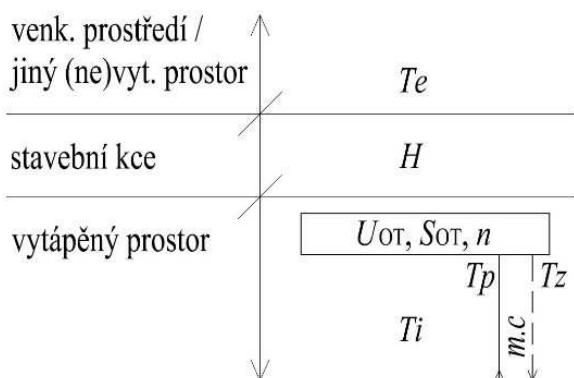
4.4.2 Výsledky vlivu změny m_{SK} na T_{iSK}

V této podkapitole je řešen vliv změny m_{SK} na T_{iSK} . OT je zde navrženo na požadovanou hodnotu výkonu, takže platí $Q_N = Q_P$. Proměnnou je zde m_{SK} , který je rozdílný od m_P , resp. m_N .

Jak již je výše napsáno, tento problém nastane změnou zbytkového dispoziční tlakového rozdílu připadajícího na OT oproti návrhovému stavu, která způsobí nadprůtok nebo podprůtok na OT oproti předpokladu. To je způsobeno např. vlivem nevyvážené nebo chybně vyvážené OS nebo uživatelským libovolným přenastavením regulační armatury nebo jejího pohonu na jiné než projektované hodnoty.

Shodně jako v **kap. 4.4.1** jsou vytvořeny dva modely, kde je jejich důvod podrobně vysvětlen. V 1. modelu je tedy H_{SK} zadán parametrickou funkcí shodně dle (4.45), ve které je obsažena předem neznámá T_{iSK} . 2. model je s konstantním H_{SK} . Výsledky jsou zobrazeny v *obr. 21* a *obr. 22*.

Každý model obsahuje čtyři varianty, ve kterých jsou kromě základní proměnné m_{SK} dalšími proměnnými návrhové teploty OV. Podrobně viz *tab. 14*.



obr. 20 – Schéma pro popis veličin transportu tepla z OS přes vytápěnou místnost do exteriéru

tab. 14 – Okrajové podmínky pro výpočet Q_{SK} a T_{iSK} při proměnné m_{SK}

	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4
$T_{pN} = T_{pSK}$ [°C]	75	75	55	55
T_{zN} [°C]	65	60	45	40
T_{iN} [°C]	20			
T_e [°C]	-15			
n [-]	1,3			
$Q_P = Q_N$ [W]	1000			
$m_P = m_N$ [kg.h ⁻¹]	86,2	57,5	86,2	57,5
m_{SK} [kg.h ⁻¹]	proměnná hodnota			

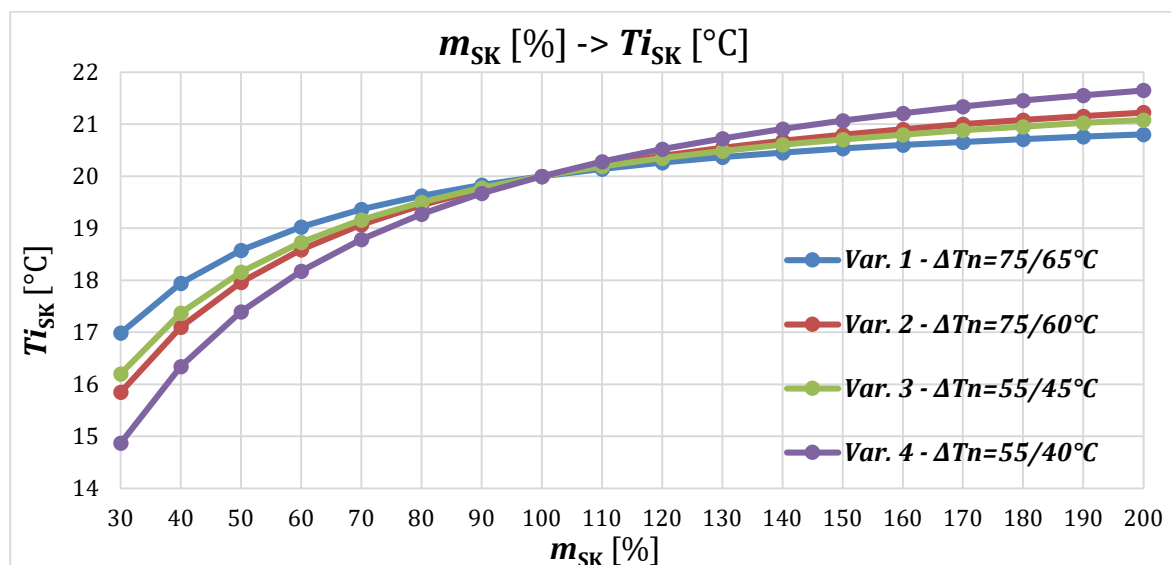
V 2. modelu s konstantním H_{SK} nemá změna vstupního $Q_P = 1000$ W např. na 500 W vliv na výsledky % odchylky T_{iSK} v závislosti na změnách m_{SK} od $m_{N,100\%} = m_{P,100\%} = m_{SK,100\%}$. V 1. modelu s H_{SK} zadaným parametrickou funkcí tepelné ztráty toto také platí, za předpokladu, že se poměrově se změnou Q_P mění i jednotlivé parametry, ze kterých je H_{SK} sestaven. Toto platí shodně jako v **kap. 4.4.1**, kde tento problém je podrobně vysvětlen.

Se stejným principem, jako je popsáno v **kap. 4.4.1**, jsou větší odchylky T_{iSK} ve 2. modelu, než v 1. modelu, i když je Q_P shodný.

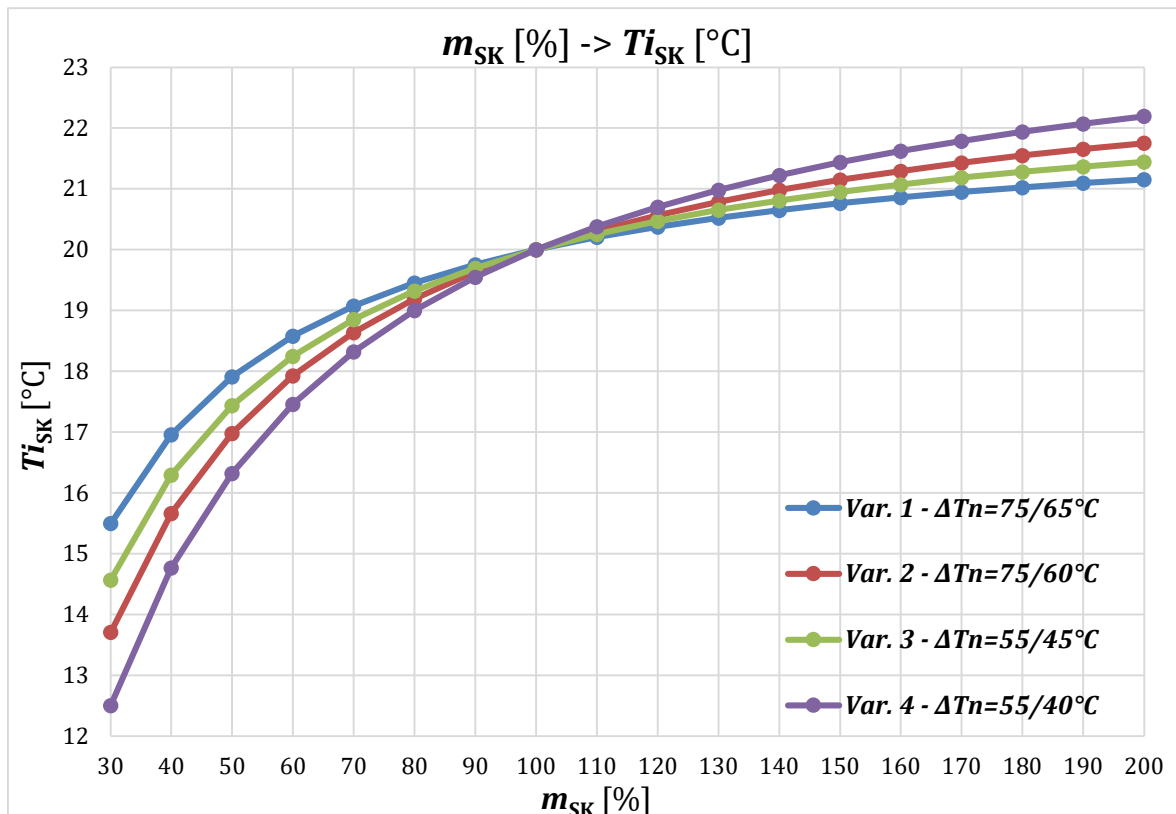
Pro oba modely platí, že větší odchylky T_{iSK} jsou při $m_{SK} < 100\%$ než při $m_{SK} > 100\%$, což je vidět např. pro $m_{SK,50\%}$ a $m_{SK,150\%}$. Z toho vyplývá, že zvyšování průtoku, např. přenastavením pozice TRH na vyšší hodnotu s cílem dostat vyšší T_{iP} , není moc efektivní. Zároveň je to škodící z pohledu hydrauliky celé OS, protože v jiné části OS bude tento průtok chybět a bude způsobovat nedotápění. Obecně podprůtok má větší vliv než nadprůtok na T_{iSK} a je nutné s tím efektem pro kvantitativní regulaci uvažovat.

Dále je z grafů patrné, že největší odchylky T_{iSK} pro shodné $m_{SK} <, > 100\%$ vychází u *Var. 4* (varianta s min. T_{pN} a vyšším $\Delta T_N = 15$ °C), a tedy s největší citlivostí T_{iSK} na změnu $m_{SK} <, > 100\%$ oproti $m_{N,100\%} = m_{P,100\%} = m_{SK,100\%}$. Také je vidět, že pro řešené varianty má ΔT_N větší vliv na velikost odchylky T_{iSK} než rozdílná T_{pN} , protože *Var. 2* má větší odchylky než *Var. 3*.

Pro přehlednost je uvedeno seřazení variant podle odchylek sestupným způsobem pro oba modely: *Var. 4 > Var. 2 > Var. 3 > Var. 1*.



obr. 21 - Vliv změny m_{SK} [%] na T_{iSK} [$^\circ\text{C}$] pro H_{SK} zadanou parametrickou funkcí



obr. 22 – Vliv změny m_{SK} [%] na T_{iSK} [°C] pro konstantní H_{SK}

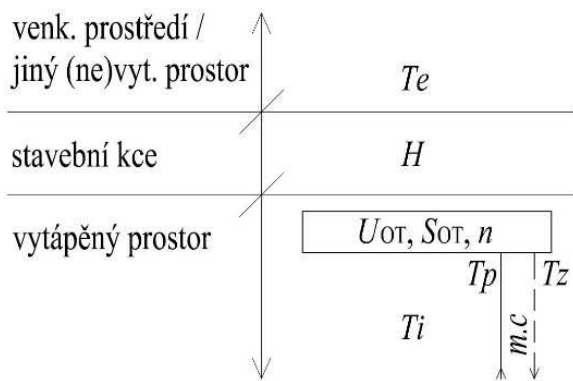
4.4.3 Výsledky vlivu změny T_{pSK} na T_{iSK}

V této podkapitole je řešen vliv změny T_{pSK} na T_{iSK} . OT je zde navrženo na požadovanou hodnotu výkonu, takže platí $Q_N = Q_P$. Proměnnou je zde T_{pSK} , která je rozdílná od T_{pN} .

Jak je již výše napsáno, tento problém nastane například ochlazením OV po trase ze zdroje tepla k OT, a tedy nižší T_{pSK} , než je při návrhu uvažovaná T_{pN} . To vede k nižším T_{iSK} , a tedy následnému nedotápní. Jiným příkladem může být špatná funkce nebo nastavení otopné křivky ekvitermní regulace, a tedy nižší nebo vyšší T_{pSK} , než je v návrhu uvažována T_{pN} . To také povede na chybové stavy nedotápní nebo přetápní.

Shodně jako v **kap. 4.4.1** jsou vytvořeny dva modely, kde je jejich důvod podrobně vysvětlena. V 1. modelu je H_{SK} zadán parametrickou funkcí shodně dle (4.45), ve které je obsažena předem neznámá T_{iSK} . 2. model je s konstantním H_{SK} . Výsledky jsou zobrazeny v *obr. 24* a *obr. 25*.

Každý model obsahuje čtyři varianty, ve kterých jsou kromě základní proměnné T_{pSK} dalšími proměnnými návrhové teploty OV. Podrobně viz *tab. 15*.



obr. 23 – Schéma pro popis veličin transportu tepla z OS přes vytápěnou místnost do exteriéru

tab. 15 – Okrajové podmínky pro výpočet Q_{SK} a T_{iSK} při proměnné T_{pSK}

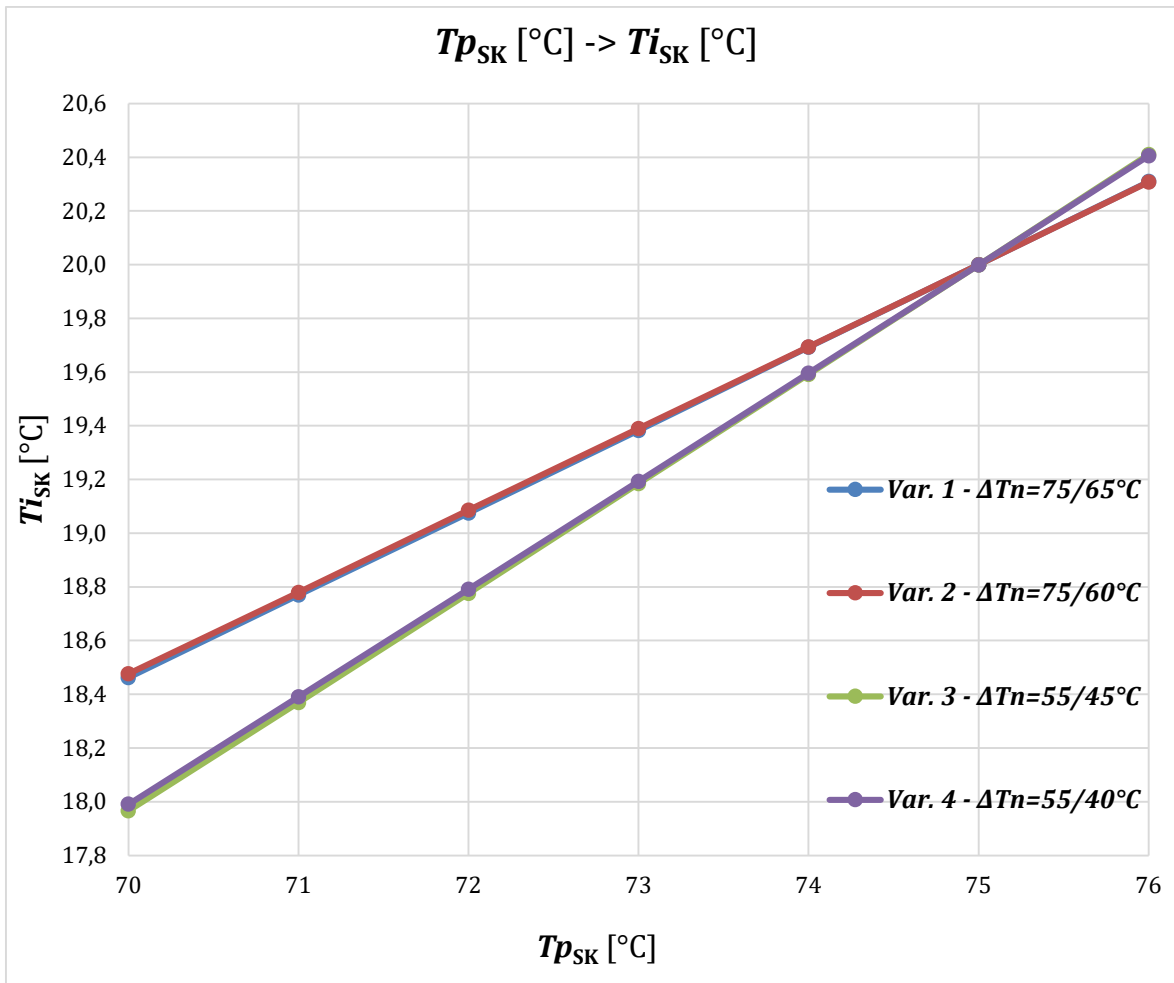
	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4
T_{pN} [°C]	75	75	55	55
T_{zN} [°C]	65	60	45	40
T_{iN} [°C]	20			
T_e [°C]	-15			
T_{pSK} [°C]	proměnná hodnota			
n [-]	1,3			
$Q_P = Q_N$ [W]	1000			
m_{SK} [kg.h ⁻¹]	86,2	57,5	86,2	57,5

Změny T_{pSK} směrem dolů od $T_{pN} = T_{pP}$ nejsou jako v předchozích kapitolách v %, ale jsou zde postupně snižovány po 1 °C tak, aby to odpovídalo možným případům, které jsou způsobeny ochlazováním OV v trase potrubí od zdroje k danému OT. Proto odchylky vypadají celkem malé, oproti předchozím kapitolám. Pokud bychom změnu T_{pSK} zadávali v procentuální změně jako v předchozích kapitolách, kde jsou proměnné hodnoty takto řešeny, tak by vycházely velké odchylky. Neodpovídaly by ale hodnotám T_{pSK} , které jsou vyvolány ochlazováním OV, což je hlavním předmětem této části. Více než 10 % odchylka by neodpovídala většině reálným příkladům, kdy se T_{pSK} liší od T_{pN} . Změna T_{pSK} směrem nahoru od $T_{pN} = T_{pP}$ je pouze v jednom kroku o 1 °C, ze kterého je patrný trend změny. Pro oba modely platí, že lineární změna T_{pSK} vyvolává lineární průběh odchylek T_{iSK} . Směrnice lineárního průběhu je shodná na obě strany změny T_{pSK} od T_{pN} .

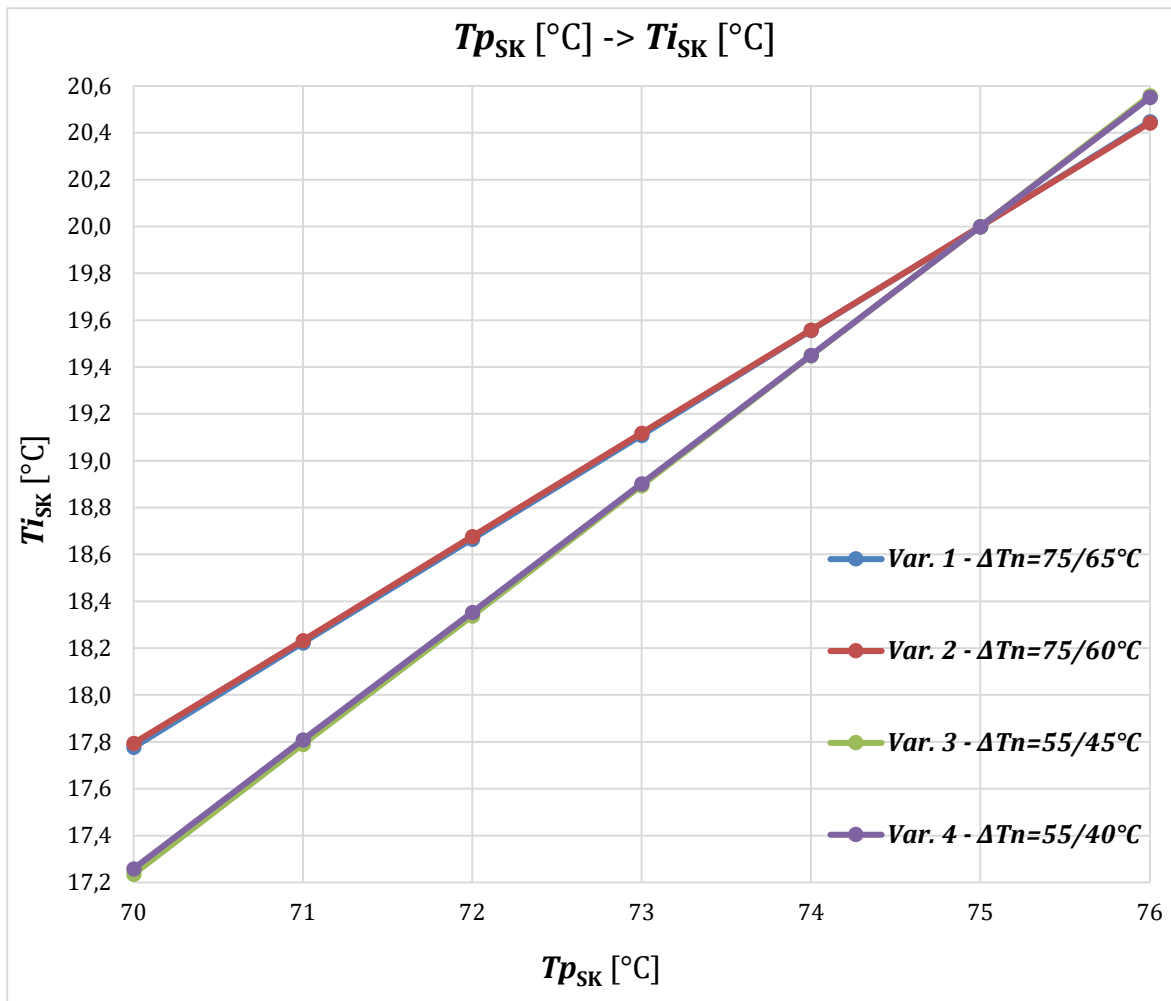
Dále je z grafů patrné, že největší odchylky (citlivost na změnu) T_{iSK} pro shodné změny T_{pSK} oproti T_{pN} vychází u Var. 3 (varianta s min. T_{pN} a nižším $\Delta T_N = 10$ °C).

Vliv ΔT_N při shodné T_{pSK} je v podstatě zanedbatelný a vede ke skoro shodným odchylkám T_{iSK} . Nepatrná odchylka je způsobena rozdílným m_{SK} , kdy ve *Var. 3* s větším m_{SK} a vyšším T_{mSK} jsou větší odchylky než u *Var. 4*. Obecně lze ale říct, že vliv m_{SK} je zde zanedbatelný.

Pro přehlednost je uvedeno seřazení variant podle odchylek sestupným způsobem pro oba modely: *Var. 3* > *Var. 4* > *Var. 1* > *Var. 2*.



obr. 24 - Vliv změny T_{pSK} [%] na T_{iSK} [°C] pro H_{SK} zadanou parametrickou funkcí



obr. 25 - Vliv změny $Tp_{SK} [\%]$ na $Ti_{SK} [^{\circ}C]$ pro konstantní H_{SK}

5 Případové studie pro měření ochlazování OV

5.1 Úvod do měření ochlazování OV

V této kapitole je popsána metodika měření ochlazování OV na reálných OS a experimentálním okruhu. Dále jsou zde sepsány závěry, které vznikly z naměřených dat. Měření bylo prováděno z důvodu ověření teoretických simulačních modelů popsanych v **kap. 4.1, 4.2**. Původní záměr byl měřit ochlazování OV pouze na reálných OS. Vybrané výsledky a závěry z těchto měření jsou znázorněny v **kap. 5.3 a 5.4**. Na reálných OS se ale dle předpokladu potvrdil předpokládaný problém, a to ztížená zjistitelnost a v některých případech nezjistitelnost potřebných parametrů OS. Pokud se podíváme do rovnice (4.22), tak je patrné, které parametry OS potřebujeme, pro každý úsek, který je v intervalu měřené trasy ochlazování OV. Pro přehlednost si zde rovnicí (4.22) s lineárním poklesem teplot OV zobrazíme znovu.

$$T_k = T_z - \frac{Q_{TZR}}{c \cdot m} \quad (5.1)$$

V případě stanovení tepelné ztráty potrubních rozvodů Q_{TZR} jednotlivých úseků je nutné mít přístup k potrubní trase. Je potřeba změřit délku úseku, materiál a DN potrubí a materiál a tloušťku tepelné izolace. Již zde je jasné, že pokud není k diagnostice těchto údajů in situ k dispozici prováděcí dokumentace nebo ještě lépe dokumentace skutečných stavů včetně aktualizovaných změn a oprav, je pro nedostupná místa diagnostika téměř nemožná. Běžnými důvody pro nezjistitelnost potřebných parametrů jsou např. rozvody vedeny ve stavebních konstrukcích, v nepřístupných šachtách nebo v zamčených společných a vlastnických prostorech bez možnosti jejich návštěvy. Z toho jasně vyplývá problémovost na přesné stanovení tepelných ztrát. Pro stanovení ochlazování OV to není ten hlavním problémem, protože pokud se pro potrubí zjistí, z jakého je materiálu, a ten je pro určité celky OS většinou shodný, a jestli je tepelně izolován nebo ne, tak pro vlastní tepelnou ztrátou dostaneme orientační hodnoty. V *tab. 17* jsou vidět hodnoty Q_{TZR} pro dvě různé teploty OV, dvě hraniční DN pro Cu potrubí s hraničními hodnotami tepelné izolace. Je poté vidět v jakých intervalech se Q_{TZR} pohybuje a pokud budeme znát alespoň některé z parametrů můžeme se odhadem dostat mezi hraniční hodnoty.

Hlavním problémem je diagnostika aktuálních průtoků v jednotlivých úsecích. Diagnostika průtoků je ale prakticky nemožná. Průtok musí být znám pro všechny úseky v intervalu měření teplot OV, což je ale na reálných OS nemožné, protože by musely být například vyvažovací ventily s měřicími vsuvkami v každém úseku. Dále je v běžných OS průtok díky místní regulaci otopných těles dynamický, takže by hodnoty ze všech případných úseků nemohly být pouze běžně změřené přes již zmíněné měřicí vsuvky, ale musely by být i časově zaznamenávány. Z těchto důvodů v reálných OS není možné dostat uspokojivé závěry na průběhy ochlazování OV, protože průtok je pro většinu úseků neznámý.

Při uvažování konstantní hodnoty měrné tepelné kapacity, vyplývá z rovnice lineárního ochlazování OV podle (5.1) jednoduchý podíl Q_{TZR} ku m . Měrná tepelná kapacita je sice závislá na teplotě OV. V intervalu teplot vody od 75 °C do 30 °C se ale její hodnota mění pouze v jedné desetinně % [6], [21]. Pokud použijeme hodnotu pro $c = 1,16$ [W.h.kg⁻¹.K⁻¹] s přesností na dvě desetinná čísla, tak je konstantní pro celý interval běžných (výše zmiňovaných) teplot OV v OS.

V *tab. 17* jsou znázorněny % výsledky výše zmíněného podílu Q_{TZR} ku m . Z výsledků vyplývá, že pro velké DN potrubí a k němu vztažených průtoků, které se nachází v počátečních úsecích OS dochází k velmi malému ochlazení OV. Na rozdíl od koncových úseků. V těch jsou již průtoky a DN potrubí malé a dochází tady k největšímu ochlazování OV. Je tedy vidět, že větší Q_{TZR} díky většímu DN potrubí nevede na větší ochlazování OV, protože o tom majoritně rozhoduje průtok. Hodnoty průtoků jsou uvažovány v rozsahu vztaženému pro danou DN potrubí na základě parametrů běžných OS. Vstupní parametry pro znázorněné výsledky do *tab. 17* jsou popsány v *tab. 16*.

V poslední řadě je třeba upozornit na to, že pokud není možnost mít ponorná čidla teploty pro vlastní měření teplot OV na řešeném intervalu v reálné OS, a to běžně není, tak musí být použita příložná čidla teploty. Ta v teplotních rozdílech vzniklých ochlazením OV mohou být problematická z hlediska přesnosti.

I přesto jsou v **kap. 5.3** a **5.4** ukázány výsledky, které samozřejmě ukazují že k ochlazování OV dochází. Bohužel ale nemůžou sloužit k verifikaci teoretického výpočetního modelu z důvodů popsaných výše.

Z tohoto důvodu byl vytvořen dočasný experimentální okruh v laboratoři TZB katedry K-125 na Fakultě stavební ČVUT. Ten je popsán včetně výsledků v následující podkapitole.

Je třeba podotknout, že exponenciální pokles teplot OV dle (4.23) je závislý na shodných parametrech jako lineární pokles. V **kap. 4.2** bylo prokázáno, že pro parametry běžné OS je možné použít zjednodušenou metodu s lineárním poklesem, a proto naměřené hodnoty v této kapitole budou porovnávány s lineární metodou ochlazování OV.

tab. 16 - Vstupní parametry pro výpočet výsledků v tab. 17

L [m]	λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	λ_{iz} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	α_e [W.m ⁻² .K ⁻¹]	T_i [°C]
10	372	0,04	12	20

tab. 17 - Výsledky poměru Q_{TZR} ku m

T_z [°C]	d_e [mm]	s_t [mm]	s_{iz} [mm]	m [kg.h ⁻¹]	v [m/s]	Q_{TZR} [W]	Q_{TZR}/m	
							[W.kg ⁻¹ .h]	[%]
50	15	1	20	50	0,11	52,3	1,05	100
	15	1	20	100	0,21	52,7	0,53	50
	15	1	20	150	0,32	52,8	0,35	34
	15	1	0	50	0,11	161,7	3,23	309
	15	1	0	100	0,21	165,5	1,66	158
	15	1	0	150	0,32	166,8	1,11	106
	54	2	40	3000	0,43	78,6	0,03	3
	54	2	40	3500	0,50	78,6	0,02	2
	54	2	40	4000	0,57	78,6	0,02	2
	54	2	0	3000	0,43	608,6	0,20	19
	54	2	0	3500	0,50	608,8	0,17	17
	54	2	0	4000	0,57	609,0	0,15	15
75	15	1	20	50	0,11	95,8	1,92	183
	15	1	20	100	0,21	96,5	0,97	92
	15	1	20	150	0,32	96,8	0,65	62
	15	1	0	50	0,11	296,4	5,93	567
	15	1	0	100	0,21	303,5	3,03	290
	15	1	0	150	0,32	305,9	2,04	195
	54	2	40	3000	0,43	144,1	0,05	5
	54	2	40	3500	0,50	144,1	0,04	4
	54	2	40	4000	0,58	144,1	0,04	3
	54	2	0	3000	0,43	1115,8	0,37	36
	54	2	0	3500	0,50	1116,2	0,32	31
	54	2	0	4000	0,58	1116,6	0,28	27

5.2 Případová studie měření na experimentálním okruhu

5.2.1 Popis experimentálního okruhu a okrajové podmínky měření

Jak bylo v předchozí kapitole popsáno, tak pro verifikaci modelu, měření na skutečných OS nemohlo poskytnout uspokojivé výsledky. Proto byl vytvořen experimentální okruh v laboratoři TZB katedry K-125 na Fakultě stavební ČVUT.

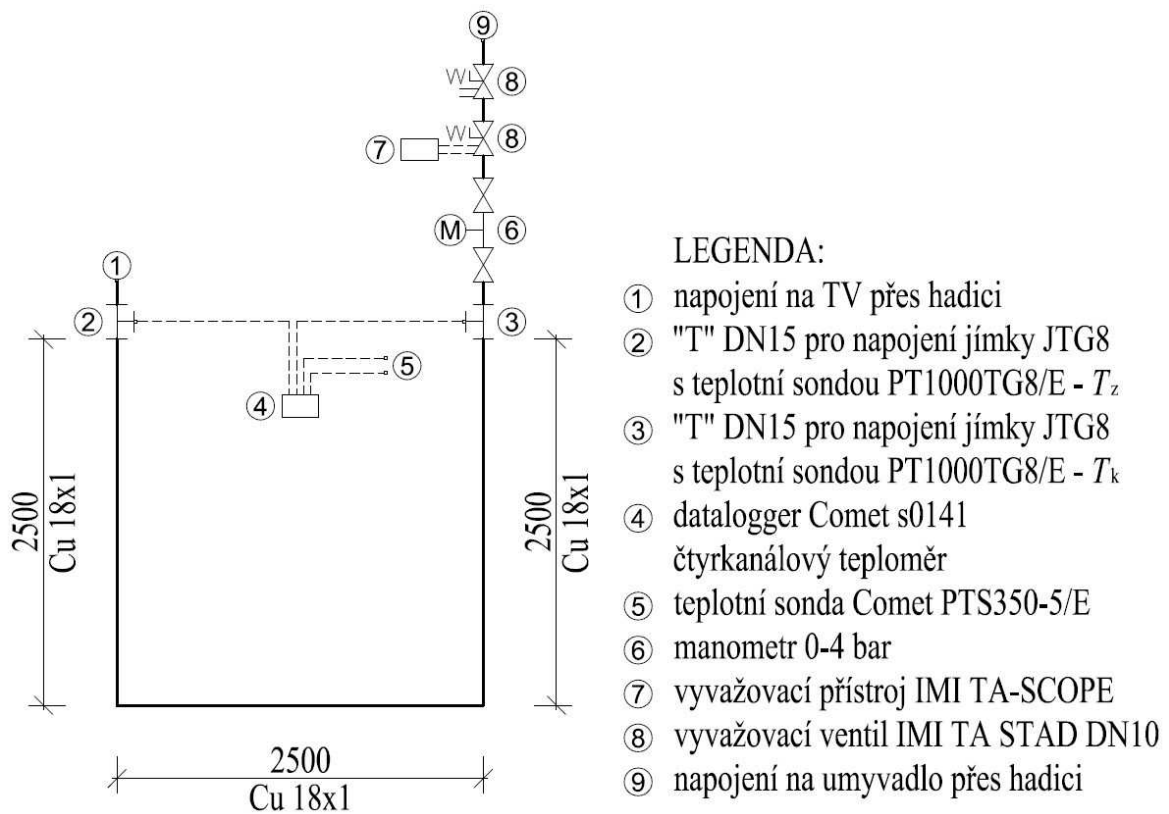
Okruh byl vytvořen záměrně jako jeden úsek bez dynamických změn průtoku. Tento průtok byl udržován s minimální odchylkou na konstantních hodnotách a kontrolně měřen přes vyvažovací ventil IMI TA STAD DN 10 měřícím přístrojem IMI TA-SCOPE.

Dále byly pro přesnější měření teplot vody osazeny na začátku a na konci úseku jímky JTG8 pro ponorná čidla teplot vody PT1000 TG8/E. Ty samozřejmě dávají přesnější výsledky naměřených hodnot než příložná čidla teplot, protože ta jsou ovlivněna přesností jejich uchycení k potrubí. Tato zkušenost byla získána z měření na reálných OS, kde ponorná čidla do potrubí nemohla být použita. Přesnost kompletu, skládajícího se z teplotních sond do jímky PT1000 TG8/E a dataloggeru Comet S0141, je dle katalogového listu $\pm 0,2$ °C pro interval -50 °C až +100 °C.

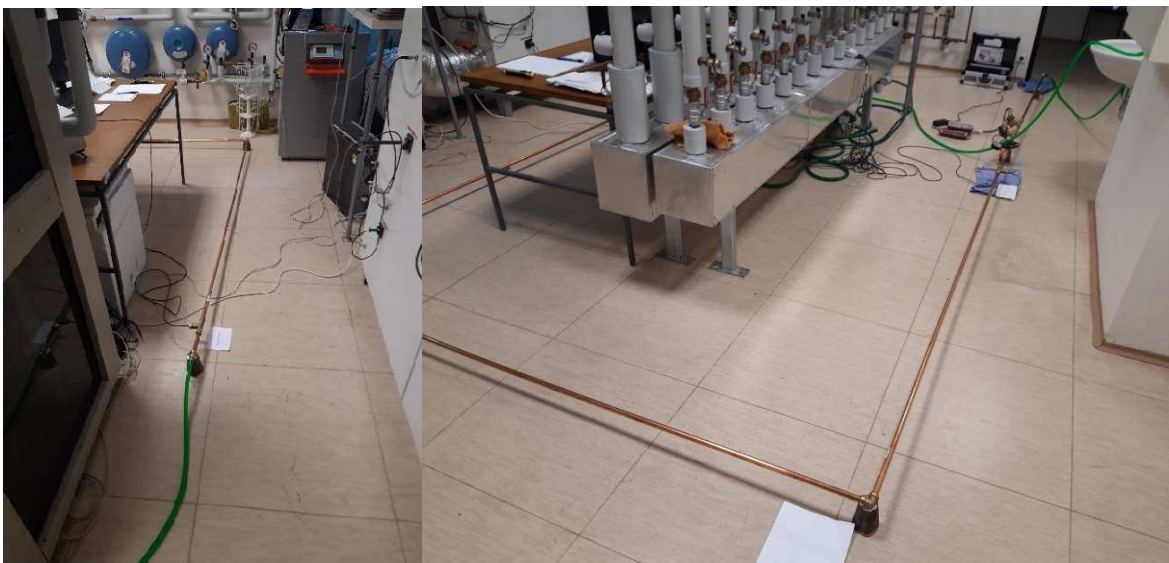
Vzhledem k omezené velikosti okruhu, cca 7,6 m mezi měřenými body, bylo zvoleno Cu potrubí bez tepelné izolace, tak aby bylo ochlazení vody více patrné. Celý potrubní okruh byl položen na papírových distačnicích, tak aby mezi spodní hranou potrubí a podlahou bylo min 5 cm.

Poslední překážkou bylo vytvoření teploty vody o hodnotě minimálně 45 °C. Z hlediska náročnosti na finance, montáž a ekologii se nakonec projevilo nejefektivnější použít teplou vodu z vodovodního potrubí, a to napojením se na vodovodní baterii pro umyvadlo v laboratoři TZB. Teplá voda tedy protékala z baterie přes experimentální okruh a vypouštěla se zpět do umyvadla a dále do kanalizace. I když se to může zdát jako plýtvání teplou vodu, tak vzhledem k malým časovým úsekům měření, byl tento způsob nejvhodnější.

Schéma experimentálního okruhu s legendou je znázorněno na *obr. 26* a dále na fotkách viz *obr. 27*, *obr. 28* a *obr. 29*.



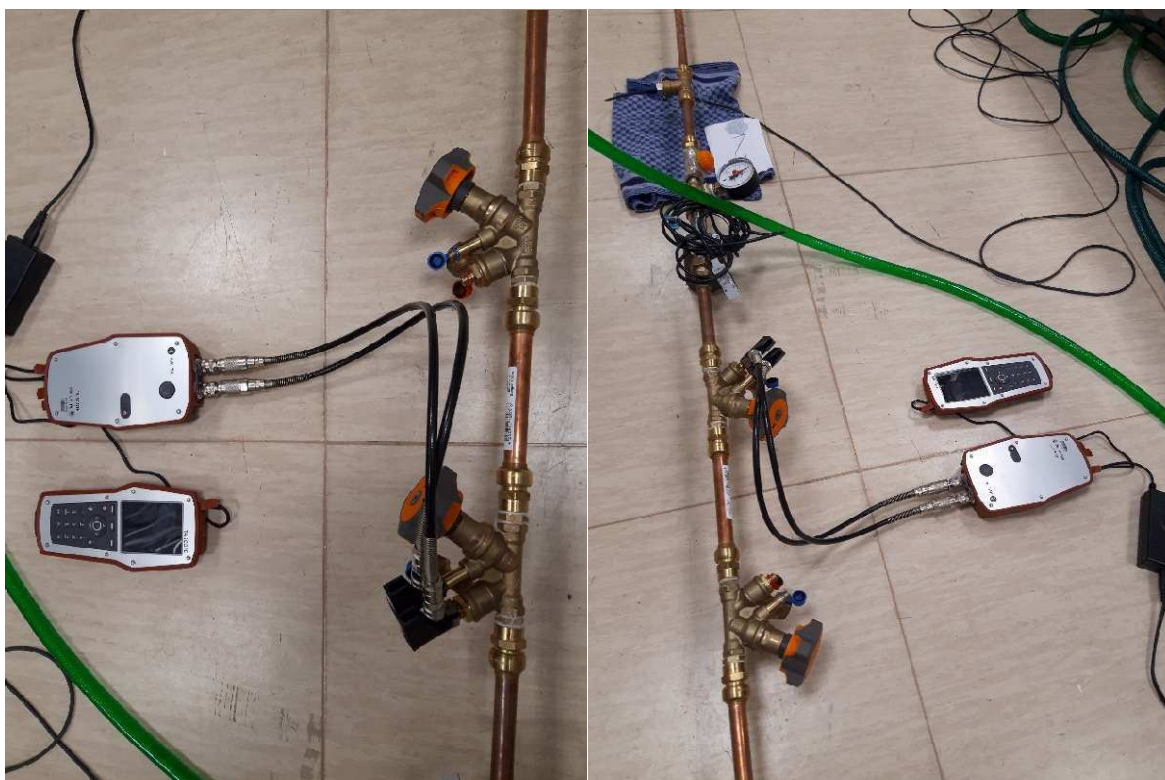
obr. 26 - Schéma experimentálního okruhu pro měření poklesu teploty OV



obr. 27 - Foto trasy experimentálního okruhu pro měření poklesu teploty OV



obr. 28 – Foto jímek s ponornými čidly teplot pro odběr hodnot T_z (č. 1) a T_k (č. 2)



obr. 29 – Foto na měřící set – IMI TA STAD DN 10 a TA-SCOPE pro diagnostiku průtoku



obr. 30 - interval měření s otevřeným oknem a dveřmi naproti sobě



obr. 31 - interval měření se zavřeným oknem a dveřmi naproti sobě

V průběhu měření byla několikrát měněna hodnota průtoku přenastavením dvou vyvažovacích ventilů IMI TA STAD DN 10, tak abychom dostali různé výsledky

pro kontrolu naměřených hodnot s výpočty dle rovnice (4.22). Dále bylo měření prováděno navíc ve dvou variantách. První varianta byla že všechny dveře a okna v laboratoři byla zavřena. Druhá varianta pak byla že bylo otevření okna a vstupních dveří symbolizující dobu větrání prostoru. Tato změna se dle předpokladu projevila na změně intenzity ochlazování vody, a to přes změnu vnějšího přestupového součinitele tepla. Po každé změně průtoku nebo změny polohy okna a dveří trvalo několik minut, než se teplota stabilizovala a tyto hodnoty byly poté odebrány z prezentovaných výsledků. Před a po každém měření byla provedena stabilizace čidel teplot na vzduchu a dále ve sklenici vody viz *obr. 32*. Cílem tohoto kontrolního měření bylo zjištění teplotní odchylky jednotlivých čidel. Ta se pohybovala v intervalu 0 – 0,2 °C, což bylo zhodnoceno jako dostatečná přesnost pro výsledky z experimentálního měření okruhu.



obr. 32 – Stabilizace teplotních čidel a kontrola odchylky

5.2.2 Výsledky naměřených hodnot na experimentálního okruhu

Pro každý graf zobrazující naměřené hodnoty je popsáno, při jakém průtoku měření probíhalo a jestli byla místnost větrána otevřením okna a vstupních dveří. Výsledky jsou zobrazeny ve spojnicových grafech zaprvé přes ochlazení vody v měřeném úseku (dále T) dáno rozdílem z naměřených hodnot T_z a T_k . Zadruhé jsou zobrazeny pomocí

vnějšího přestupového součinitele, který je vypočten přes naměřené hodnoty. Důvodem k tomuto zobrazení byly závěry z **kap. 4.1.3**, ze kterých vyšlo, že pro neizolované měděné potrubí se vliv α_e na U_o blíží 100 %. Vliv α_i je výrazně menší a vliv tepelného odporu vlastního potrubí je limitně nulový. Pokud tedy z naměřených hodnot sestavíme rovnici pro sdílení tepla z potrubí dostaneme pouze dvě neznámé α_e a α_i . I když bylo v **kap. 4.1.3** prokázáno, že vliv α_i není pro většinu případů výrazný, tak pro výpočet α_e jsou dále použity dvě varianty. Pro **Var. 1** je α_i v rovnici (5.4) při výpočtu α_e zanedbáno. Pro **Var. 2** je použita konstantní hodnota $\alpha_i = 170 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ při laminárním proudění, resp. $\alpha_i = 600 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ při turbuletním proudění, což jsou hodnoty spočtené dle **kap. 4.1.1** pro okrajové podmínky experimentální okruhu. Tímto způsobem pak rovnice pro vyjádření α_e získá pouze jednu neznámou a její podoba je následující viz rovnice (5.4), která spojením rovnic (5.2) a (5.3).

$$\alpha_e = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{U_o} - \frac{1}{\alpha_i \cdot d_i}\right) \cdot d_e} \quad (5.2)$$

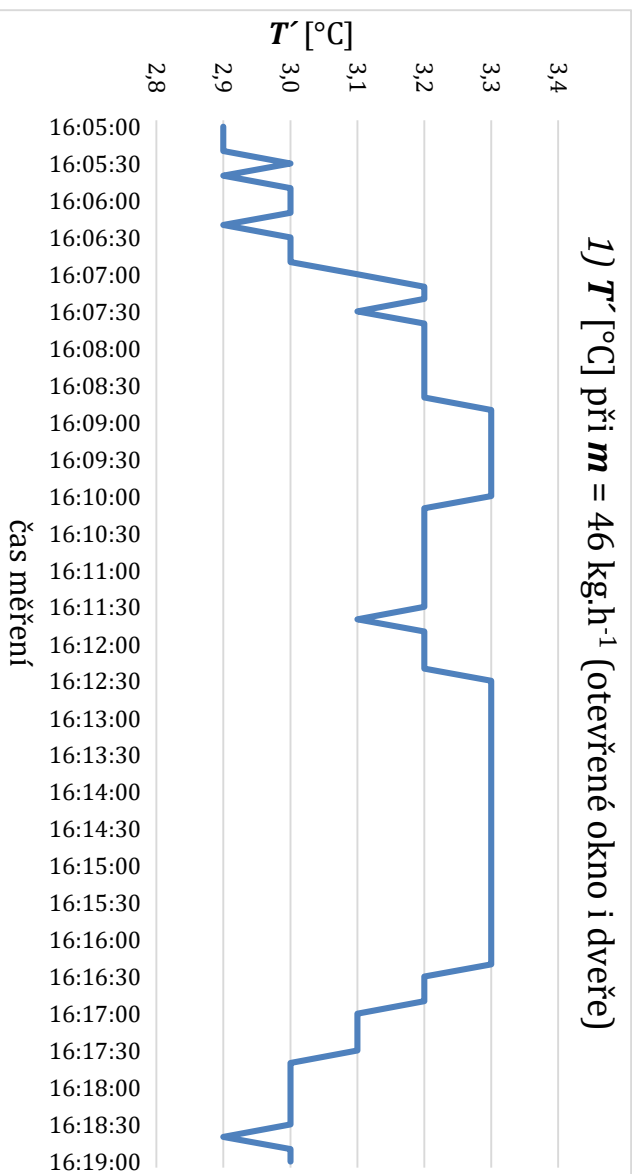
$$U_o = \frac{m \cdot c \cdot T'}{\left(\frac{T_z + T_k}{2} - T_i\right) \cdot L} \quad (5.3)$$

$$\alpha_e = \frac{1}{\left(\frac{\pi \cdot \left(\frac{T_z + T_k}{2} - T_i\right) \cdot L}{m \cdot c \cdot T'} - \frac{1}{\alpha_i \cdot d_i}\right) \cdot d_e} \quad (5.4)$$

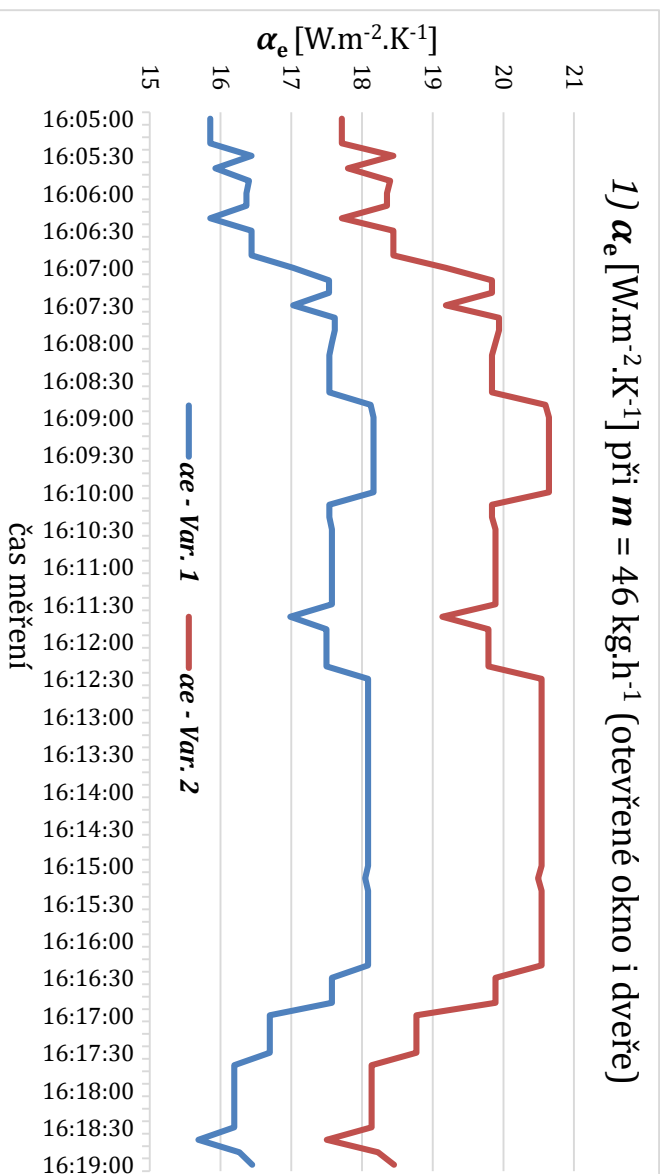
kde je:

L	délka potrubí	[m]
c	měrná tepelná kapacita vody	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
m	hmotnostní průtok obecně	[kg.h ⁻¹]
T_i	teplota v okolí potrubí	[°C]
T'	ochlazení vody v měřeném úseku	[°C]
T_k	teplota vody po ochlazení na konci úseku délky L	[°C]
T_z	teplota vody na začátku úseku délky L	[°C]
U_o	součinitel prostupu tepla kruhového potrubí v úseku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
α_e	celkový součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
α_i	součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu potrubí	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
d_i	vnitřní průměr potrubí	[m]
d_e	vnější průměr potrubí	[m]

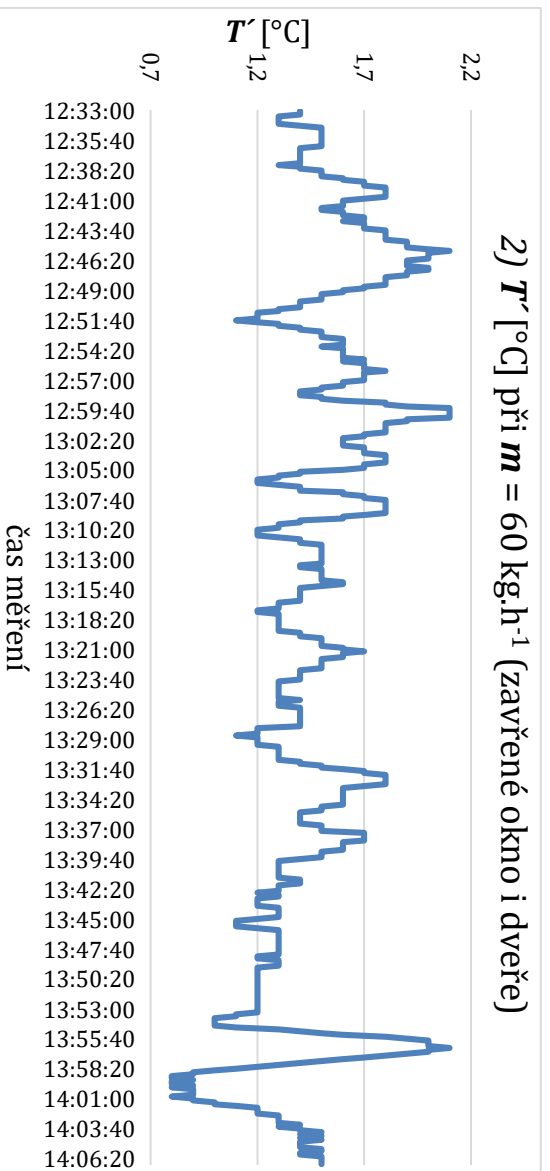
Vybrané výsledky jsou zobrazeny v *obr. 33 až obr. 40* při různých kombinacích okrajových podmínek.



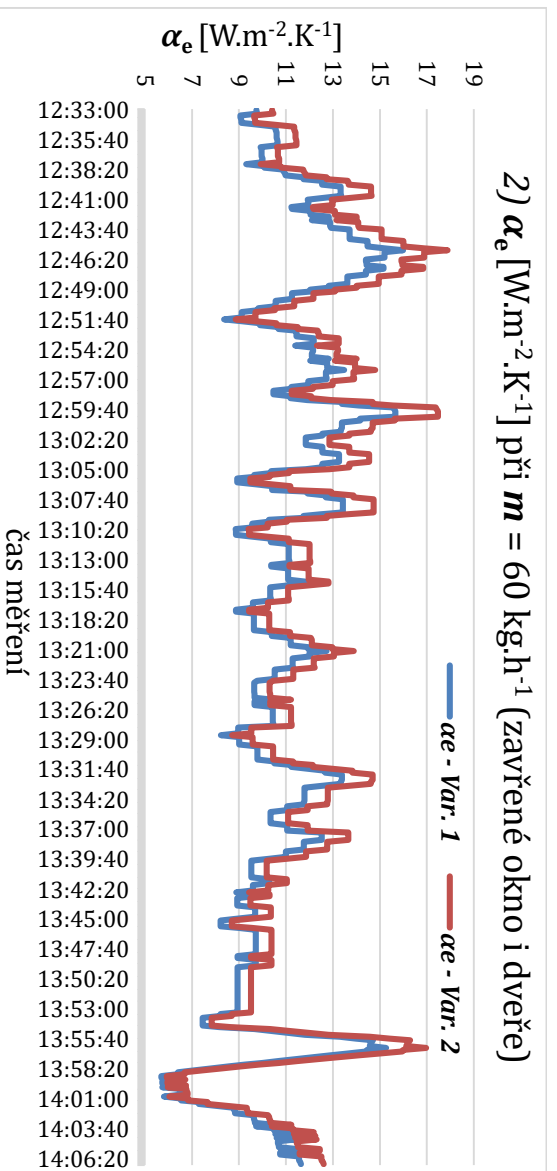
obr. 33 - Naměřené hodnoty T' [°C] při $m = 46 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (otevřené otvory)



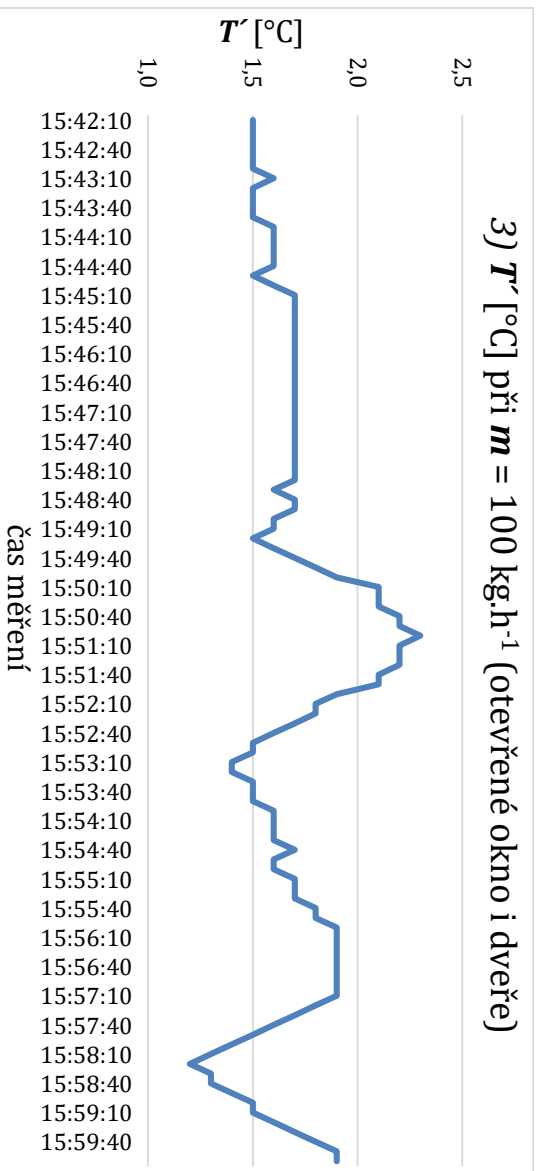
obr. 34 - Vypočtené α_e [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] z naměřených hodnot při $m = 46 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (otevřené otvory)



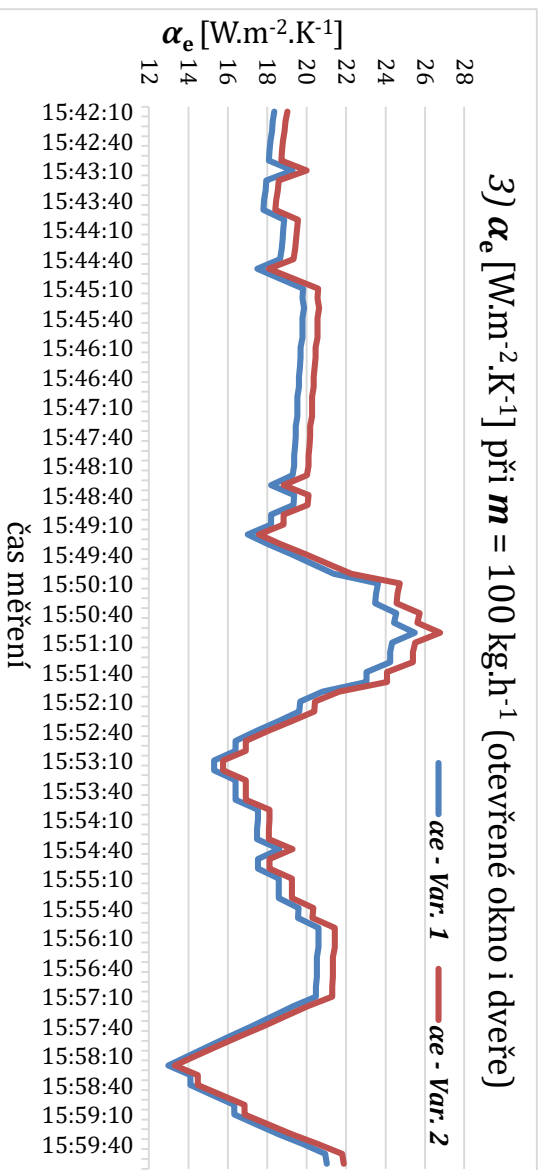
obr. 35 - Naměřené hodnoty $T' [^{\circ}\text{C}]$ při $m = 60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (zavřené otvory)



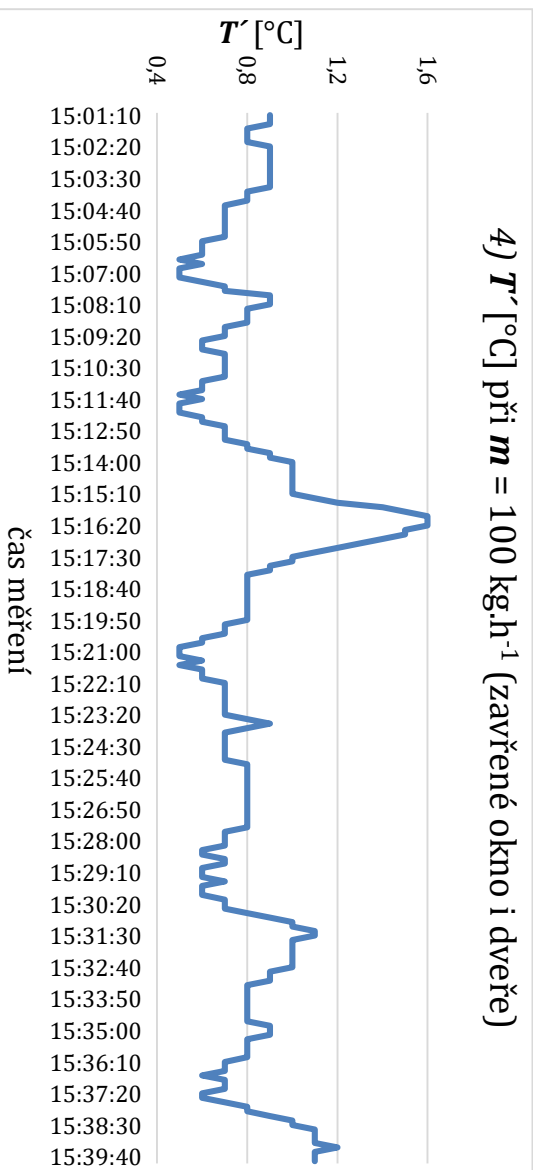
obr. 36 - Vypočtené $\alpha_e [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$ z naměřených hodnot při $m = 60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (zavřené otvory)



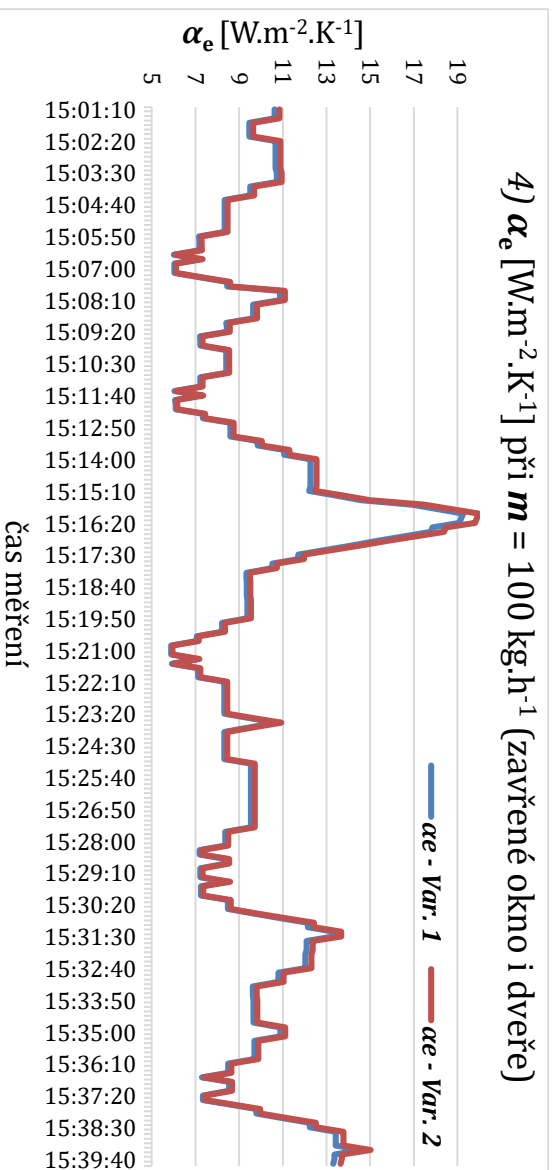
obr. 37 - Naměřené hodnoty $T' [^{\circ}\text{C}]$ při $m = 100 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (otevřené otvory)



obr. 38 - Vypočtené α_e [W.m⁻².K⁻¹] z naměřených hodnot při $m = 100$ kg.h⁻¹ (otevřené otvory)



obr. 39 - Naměřené hodnoty T' [°C] při $m = 100$ kg.h⁻¹ (zavřené otvory)



obr. 40 - Vypočtené α_e [W.m⁻².K⁻¹] z naměřených hodnot při $m = 100$ kg.h⁻¹ (zavřené otvory)

Z výsledků v zobrazených grafech dle předpokladu vyplývá, že k většímu ochlazení vody docházelo při otevření okna a vstupních dveří do místnosti než při jejich zavřené poloze. Tento předpoklad se dle očekávání projevil ve zvýšeném α_e , protože rychlejší proudění vzduchu v místnosti, zvýšilo konvektivní složku sdílení tepla z povrchu potrubí.

V případě izolovaného potrubí, které ale nebylo měřeno, by vliv otevřených nebo zavřených otvorů neměl mít až tolik výrazný vliv, protože hlavním parametrem tepelné ztráty z potrubí je tepelný odpor tepelné izolace a α_e má vliv v jednotkách % podrobně viz **kap. 4.1.3**.

Dalším potvrzeným předpokladem byly větší hodnoty poklesu teploty vody na měřené trase při nižších hodnotách průtoků. Je potřeba podotknout, že porovnání ochlazování vody dle proměnného průtoku je nutné (pro potrubí bez tepelné izolace) provádět odděleně pro varianty otevřených/zavřených oken. Z grafů je totiž patrné, že pro tento experimentální okruh vycházelo větší ochlazení vody při $m = 100 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a otevřených otvorech, než při $m = 60 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a zavřených otvorech, takže vliv α_e byl v tomto případě větší, než vliv změny m .

Obecně se dá prohlásit, že přepočtené α_e ze všech naměřených hodnot ochlazování vody vycházelo v intervalu od 6 do 27 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. V tomto intervalu jsou zahrnuty výsledky jak pro otevřené, tak zavřené otvory. Je potřeba upozornit na to, že okna jsou v zimním období běžně a správně otevřena pouze v krátkých časových intervalech, ale jinak je okno v otopném období zavřené, a proto je pro návrhové parametry OS potřeba uvažovat se zavřenými okny. To samozřejmě platí pro přirozené větrání. Při nuceném větrání dochází k výměně vzduchu kontinuálně, ale nedochází k velké rychlosti proudění vzduchu viz např. měření v [28] a je tedy možné uvažovat podmínky jako při zavřených oknech u přirozeného větrání. Pro čas se zavřenými okny a dveřmi, který uvažujeme jako základní pro navrhování OS, vycházely hodnoty v intervalu $\alpha_e = 6\text{--}18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Většina hodnot se ale pohybovala mezi $\alpha_e = 8\text{--}14 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Pro porovnání naměřených hodnot s teoretickými výpočty použijeme varianty stanovení α_e z **kap. 4.1.2**. Ty jsou poté přepočteny pro vstupní parametry experimentálního okruhu a krajní hodnoty intervalů pro naměřené hodnoty T_i a T_m . Výsledky vypočtených hodnot α_e jsou patrné z *tab. 18*. Vzhledem k tomu, že potrubí experimentálního okruhu bylo uloženo horizontálně, tak byly vyjmuty **Var.3** a **Var.6**. Ostatní značení variant bylo shodné s **kap. 4.1.2**.

tab. 18 - Výsledky výpočtu α_e dle variant z kap. 4.1.2. pro okrajové podmínky experimentálního okruhu

λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	L [m]	d_e [mm]	s_t [mm]	ε_s [-]	T_i [°C]	T_m [°C]	$\alpha_{e,Var.1}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.2}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.4}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]	$\alpha_{e,Var.5}$ [W.m ⁻² .K ⁻¹]
372	8	18	1	1	22	45	10	14,8	10,6	14,0
				1	26	45	10	14,5	10,4	13,8
				1	22	50	10	15,3	10,9	14,6
				1	26	50	10	15,1	10,6	14,4
				0	22	45	10	8,2	10,6	7,5
				0	26	45	10	7,8	10,4	7,1
				0	22	50	10	8,6	10,9	7,9
				0	26	50	10	8,3	10,6	7,6

Pokud se zaměříme na již zmíněné nejčastější hodnoty při zavřených otvorech $\alpha_e = 8\text{--}14 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ a porovnáme s hodnotami v *tab. 18*, tak vidíme značnou podobnost. To by sice prokázalo verifikaci mezi měřením a teoretickými vzorci pro výpočet ochlazování OV, ale problémem je, že hodnoty v *tab. 18* jsou pro krajní intervaly emisivity materiálu. Použité měděné potrubí pro experimentální okruh bylo ale prakticky nové bez oxidace, takže jeho reálná emisivita by se měla blížit k 0. Pak by tedy výsledky měly být spíše u dolní hranice naměřených hodnot α_e , a tedy k kolem hodnoty 8. Z výsledků naměřených hodnot tedy vyplývá, že bylo naměřeno větší ochlazování vody, než je výpočtem dle **Var.2** a **Var.5** a také o něco více než při použití běžné konstantní hodnoty $\alpha_e = 10 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$.

Měření jasně potvrdilo nutnost provádět výpočty pro navrhování OS s ochlazováním OV, protože výsledky měřeného poklesu teploty vody byly dokonce větší než výpočtem zjednodušenou metodu s $\alpha_e = 10 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$.

Z těchto závěrů plyne doporučení, že pro neizolované měděné potrubí lze pro rychlé stanovení ochlazování OV používat tradiční hodnoty $\alpha_e = 10\text{--}12 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$. Pro výpočet tepelného zisku z potrubí pro stanovení zbylého potřebného tepelného výkonu OT v celkové návrhové bilanci vytápěného prostoru, by z hlediska bezpečnosti návrhu, bylo vhodné používat hodnoty $\alpha_e = 7\text{--}9 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$, aby nedošlo k poddimenzování OT.

Jak je patrné, z měření i teorie, problematika α_e je velice komplikovaná. Pro výpočet tepelné ztráty z potrubního rozvodu je vhodnější používat vzorce se zadanými okrajovými podmínkami pro stanovení α_e , než používat zjednodušené konstanty.

Z prezentovaných výsledků lze prohlásit, že se podařil naplnit druhý cíl této práce.

5.3 Případová studie měření v rodinném domě

Pro první případovou studii měření ochlazování OV byl zvolen rodinný dům. V tomto objektu je pro měření ochlazování OV na reálných OS relativně vhodný úsek, pro který je možné stanovit co nejvíce požadovaných parametrů, pro kontrolní výpočet naměřených hodnot. Typ úseku je průběžný dle **kap. 6.1.2** a zásobuje otopným výkonem tři OT. V měřené místnosti je to jmenovitě Korado Koratherm K22H058180. V následující místnosti jsou to dvě shodná desková OT Korado Radik 22-060100-50.

Délka úseku mezi měřenými body byla 4,7 m. Celá část měřeného úseku je na jedné stěně v horizontálním uložení nad podlahou, takže se dá předpokládat podobné sálání a konvekce v celé měřené délce. Potrubí úseku je Cu 18x1 vedené viditelně po povrchu bez tepelné izolace. Potrubí je natřeno bílým nátěrem, takže se dá uvažovat s vysokou emisivitou s hodnotou cca $\epsilon_s = 0,9$. Pro přepočty proto byly použity konstanty $\alpha_e = 10; 15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Tyto hodnoty odpovídají krajním hodnotám intervalu při vysoké emisivitě viz *tab. 18*.

Jedinou neznámou byl hmotností průtok v měřeném úseku. Jak již bylo výše zmíněno tato hodnota je ale klíčová pro verifikaci modelu. Pro celou OS v objektu neexistuje projekt s přesným nastavením TRV a na patě není osazen vyvažovací ventil pro případné do-vyvážení, takže průtoky nebylo možné přibližně stanovit s určitou přesností výpočtem. Je potřebné zdůraznit, že i pro vyvážené OS s podrobným výpočtem nastavení TRV, a tedy předpokládanou znalostí průtoků v OS, jsou bez aktuálního měření nekontrolovatelné. Pro verifikaci modelu ochlazování OV je tento postup nedostatečný.

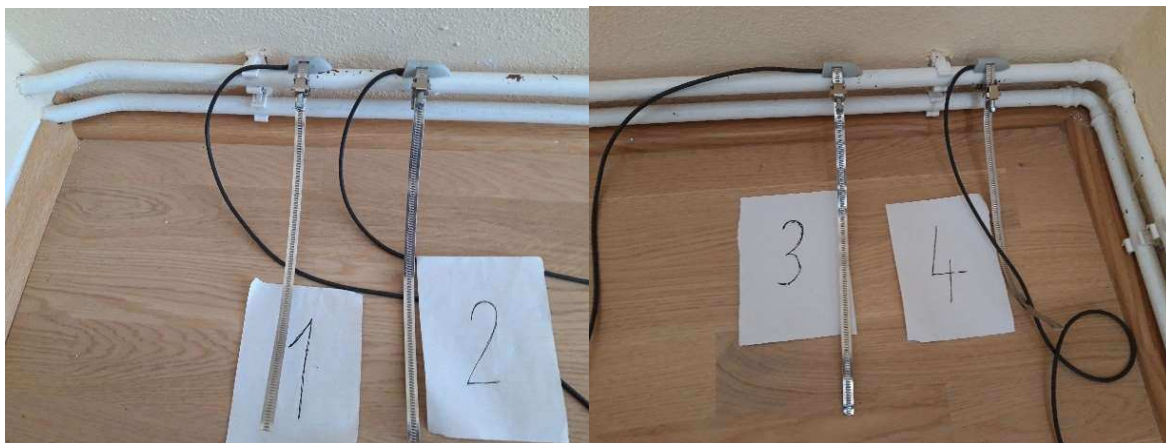
Během probíhajícího měření bylo kontrolováno, zda neklesá teplota přívodní OV k teplotě místnosti. Z toho bylo odvozeno, že se TRH u OT nezavřely a byl stále nějaký průtok, i když neznámý. Vzhledem k tomu, že nebyly v době měření výrazné tepelné zisky z venkovního a vnitřního prostředí, tak byly ponechány TRH v původních polohách. Ty byly ponechány také z důvodu, aby bylo možné vyhodnotit případná rizika měření na reálných OS.

Vzhledem k nemožnosti měření průtoku na řešeném úseku bylo měřeno jen vlastní ochlazení OV viz *obr. 42*, *obr. 43* a teploty vzduchu v místnosti. Výsledky předpokládaných hodnot ochlazení OV dané výpočtem pro různé parametry: teploty OV na začátku měřeného úseku, hmotnostních průtoků a α_e , jsou znázorněny v *tab. 19*.

tab. 19 – Výsledky vypočteného ochlazení OV pro okrajové parametry měřeného úseku

			T_z [°C]		
			45	40	35
$L = 4,7$ m; Cu 18x1 bez tep. izol.; $T_i = 21$ °C	m	α_e	T' [°C]		
	[kg/h]	[W/(m ² .K)]			
	50	10	1,07	0,85	0,63
	100	10	0,54	0,43	0,32
	150	10	0,36	0,29	0,21
	200	10	0,27	0,22	0,16
	250	10	0,22	0,17	0,13
	300	10	0,18	0,14	0,11
	50	15	1,59	1,26	0,93
	100	15	0,81	0,64	0,47
	150	15	0,54	0,43	0,32
	200	15	0,41	0,32	0,24
	250	15	0,33	0,26	0,19
	300	15	0,27	0,22	0,16

Z tab. 19 je patrné, že pro tento měřený úsek, vyjma nejmenších hodnot průtoků by mělo vycházet malé ochlazení vody, což je problematické vzhledem k přesnosti naměřených hodnot pomocí příložných sond. Měření příložnými sondami teplot (viz obr. 41), závisí velmi na jejich upevnění na potrubí a může vnášet případnou chybovost větší než předpokládané ochlazení vody, pokud by byl v úseku vysoký průtok, viz hodnoty v tab. 19.



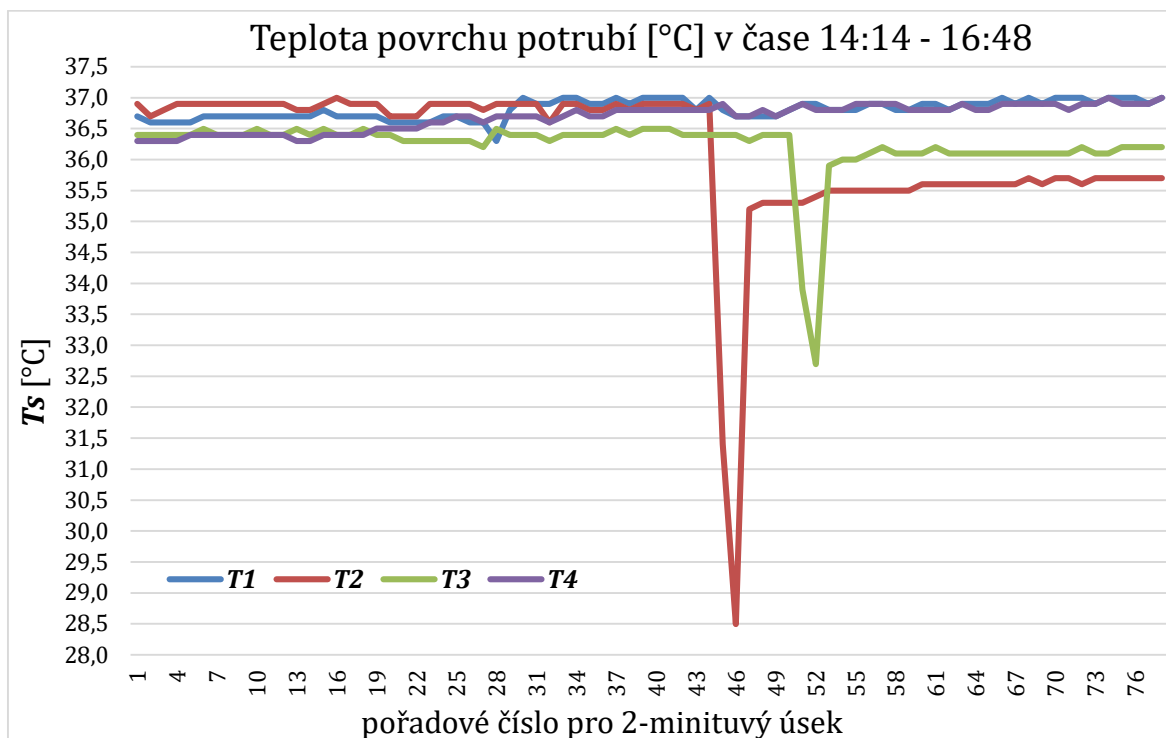
obr. 41 – Foto příložných čidel na začátku a konci měřeného úseku před zákrytem látkou

Dále je potřeba upozornit, že příložné sondy neměří teplotu vody, ale povrch potrubí. Pro měděné potrubí se dá považovat teplota povrchu potrubí téměř shodná s teplotou vody uvnitř potrubí viz závěry z **kap. 4.1.3**. Pro zamezení ovlivňování čidla konvekcí vzduchu proudícího kolem potrubí, byla přes čidlo položena látka. Navíc tento způsob byl prováděn shodně na začátku i konci měřeného úseku a byl

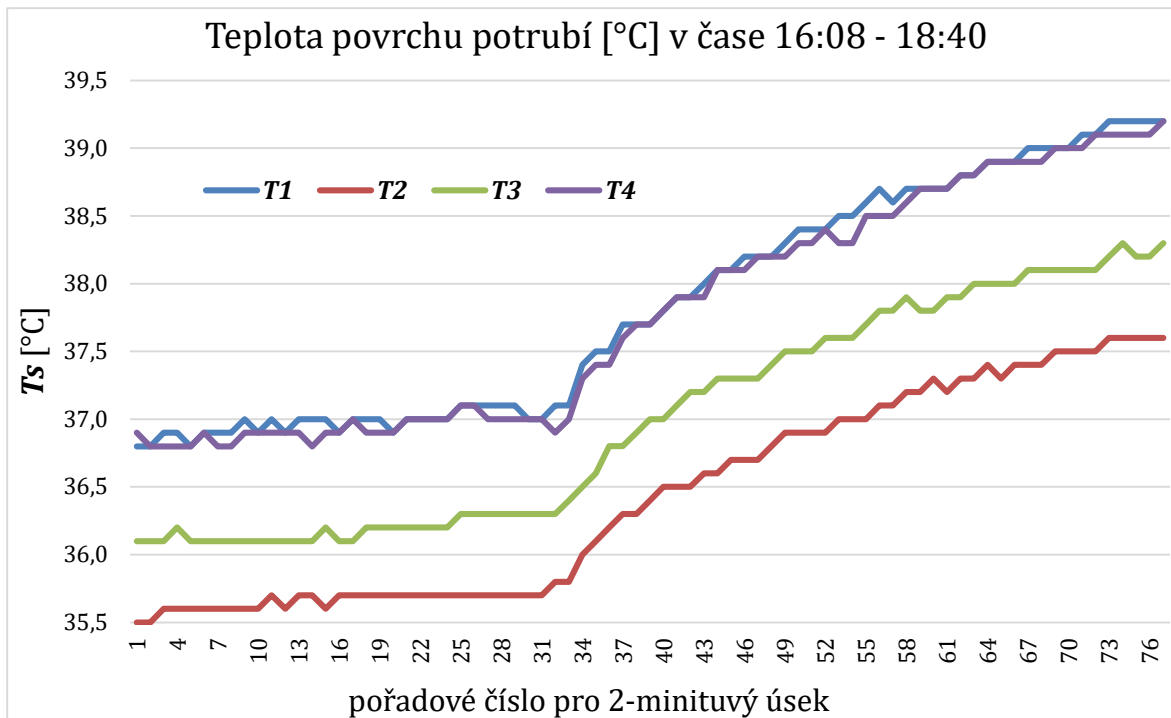
vyhodnocován teplotní rozdíl mezi nimi. I přesto bylo konstatováno, že vhodnějším způsobem pro verifikaci modelu je ponorné měření teploty vody. To je ale na reálných OS prakticky velmi komplikované nebo nemožné.

Na obr. 42 a obr. 43 je zobrazen výsek z měření pro znázornění naměřených teplot z povrchu měděného potrubí pomocí příložných sond COMET PTS350-5/E. V první části obr. 42 byly nejprve všechny sondy s označením **T1 - T4** vedle sebe na začátku měřeného úseku pro kontrolu jejich odchylek. Poté, po cca 85 minutách, byla sonda **T2** přesunuta nakonec měřeného úseku. To samé bylo po 100 minutách provedeno se sondou **T3**. Měření rozdílů teplot mezi sondami na začátku **T1, T4** a sond na konci měřeného úseku **T2, T3** je dále vidět na obr. 43, kde je upravena osa „y“ pro rychlejší odečtení rozdílů. Z grafu je vidět prakticky rovnost mezi **T1** a **T4** na začátku. Naproti tomu na konci úseku je vidět rozdíl mezi **T2** a **T3** cca 0,5 °C. To může být způsobeno například nedokonalým uchycením sond k potrubí.

Důležitým důkazem z grafů je jasně patrné ochlazení vody na měřené trase. Problémem je, že zatímco rozdíl mezi **T1, 4** a **T2** je cca 1,5 °C, tak pro rozdíl **T1, 4** a **T3** je to cca 0,8 °C a je nezjistitelné, které výsledky jsou bližší skutečnosti. Pokud porovnáme naměřené hodnoty s předpoklady podle výpočtů z tab. 19, tak vidíme že α_e by vycházelo na hodnotu 15 W.m⁻².K⁻¹ a případně vyšší. Zároveň by musel být průtok na nízkých hodnotách, což ale nebylo možné ověřit.



obr. 42 - Teplota povrchu potrubí [°C] v čase 14:14 - 16:48 pro příložná čidla **T1 - T4**



obr. 43 – Teplota povrchu potrubí [°C] v čase 16:08 - 18:40 pro příložná čidla T1 - T4

Ze závěrů měření se tedy potvrdilo, že ochlazování vody po trase dochází, ale bez znalosti a nemožnosti měření průtoků a nemožnosti instalace ponorných čidel teploty vody, nejsou výsledky dostatečně přesné pro verifikaci modelu. Z tohoto závěru vyplynula nutnost tvorby experimentálního okruhu, na kterém bude možné zajistit tyto potřebné parametry s dostatečnou přesností, tak aby výsledky mohly být s dostatečnou bezpečností použity pro verifikaci simulačního modelu. Na reálných OS tedy měření vedlo pouze k prokázání ochlazování OV, což byl i předpoklad, ale bez možnosti verifikovat s výpočetním modelem.

5.4 Případová studie měření v bytovém domě

Druhou případovou studií měření ochlazování OV byl zvolen 13. podlažní bytový dům viz *obr. 44*.



obr. 44 – bytový dům pro případovou studii měření ochlazování OV (panelový, 13.NP, Praha)

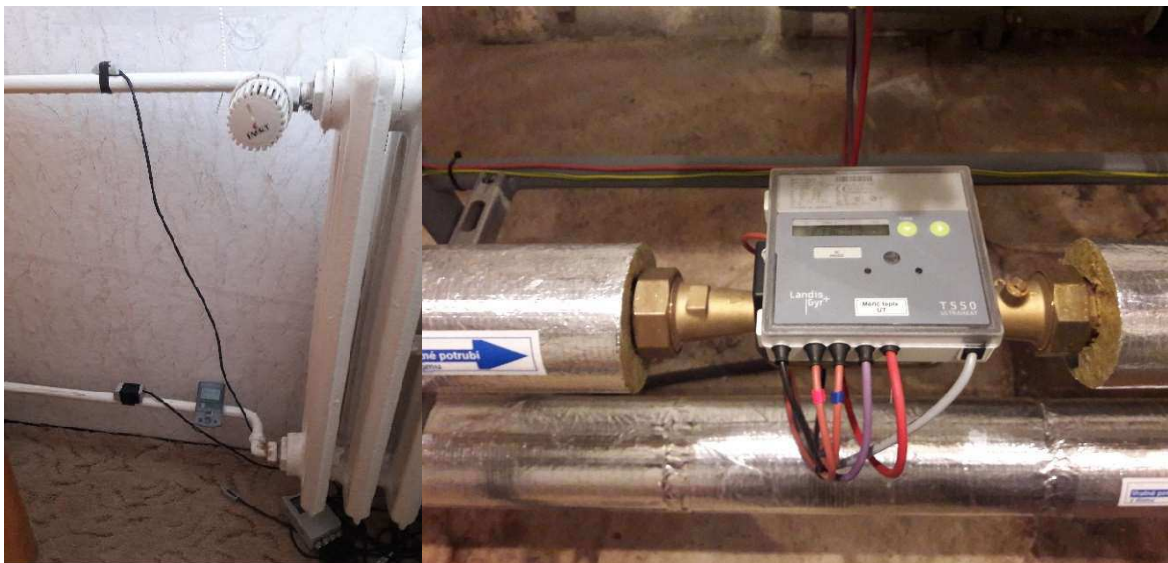
Objekt je panelový bytový dům s vertikální OS s počtem 21 stoupacích potrubí a ležatým spodním rozvodem vedeným pod stropem 1.NP. Ležaté potrubí bylo, dle odhadu z průzkumu in-situ, tepelně izolováno v době instalace OS a nebyla provedena žádná jeho oprava nebo modernizace. Pro tepelnou izolaci nebyly známy informace o její kvalitě a ve většině prostorů ani o kvantitě, což znemožňovalo přesný výpočet tepelné ztráty ležatého potrubí. Stoupací potrubí a následné přípojky OT byly vedeny přes vytápěné místnosti bez tepelné izolace a dodávaly otopný výkon do místnosti přes jejich tepelnou ztrátu. Zda byl v návrhu OT v původním projektu tento tepelný zisk uvažován nebylo z podkladů zjistitelné. OT, které bylo možné prohlédnout, jsou článková.

Ve směšovací stanici zásobující teplem celý bytový dům byla měřena teplota OV na začátku OS, která byla získávána z nadřazeného MaR součástí směšovací stanice. V tomto počátečním úseku byl měřen i celkový průtok pro OS. V dalších úsecích, již byl průtok neznámý a proměnný z důvodu dynamické regulace OT pomocí TRV s TRH, což znemožňovalo kontrolní výpočet ochlazování OV pro jednotlivé úseky.

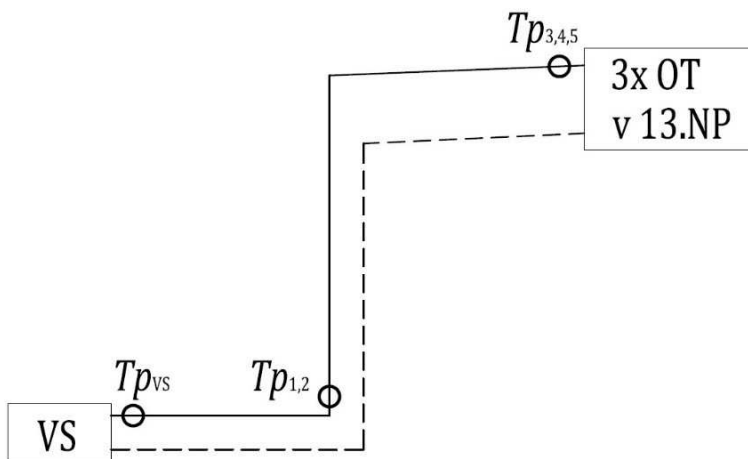
Tento problém již byl popsán v předešlé kapitole na případové studii rodinného domu, zde se jen problém znásobil vzhledem k počtu úseků mezi jednotlivými měřícími body teplot OV. Z tohoto důvodu, nebyl proveden kontrolní výpočet, protože vzhledem k počtu úseku bez znalosti průtoku a v některých případech i bez znalosti potrubí a její tepelné izolace nedával smysl. Pro takovýto typ objektu se jasně potvrdilo, že pro verifikaci výpočetního modelu je naprosto nevhodný.

Důvodem k měření teplot OV na takto velké OS bylo zjištění možných reálných hodnot ochlazení OV od paty OS až k cílovým OT. To mělo být podkladem pro hodnocení, zda má opodstatnění případně provádět podrobnější návrhové výpočty s ochlazováním OV oproti tradičnímu způsobu bez ochlazování OV.

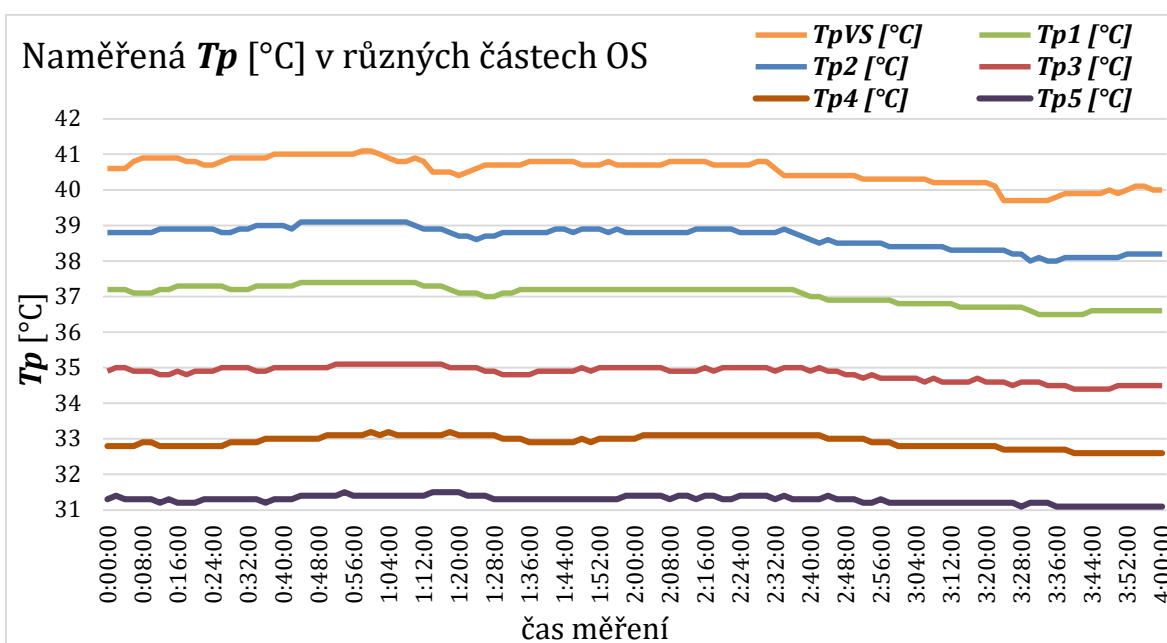
Další měřená místa teplot OV, resp. povrchu potrubí byly pomocí příložných sond COMET PTS350/E na patě dvou vybraných stoupaček a na přípojkách třech OT. Jednotlivé měřené body včetně jejich označení jsou vidět na schématu v *obr. 46*. Získané hodnoty z jednotlivých měřených míst jsou zpracovány do *obr. 47* a *obr. 48*.



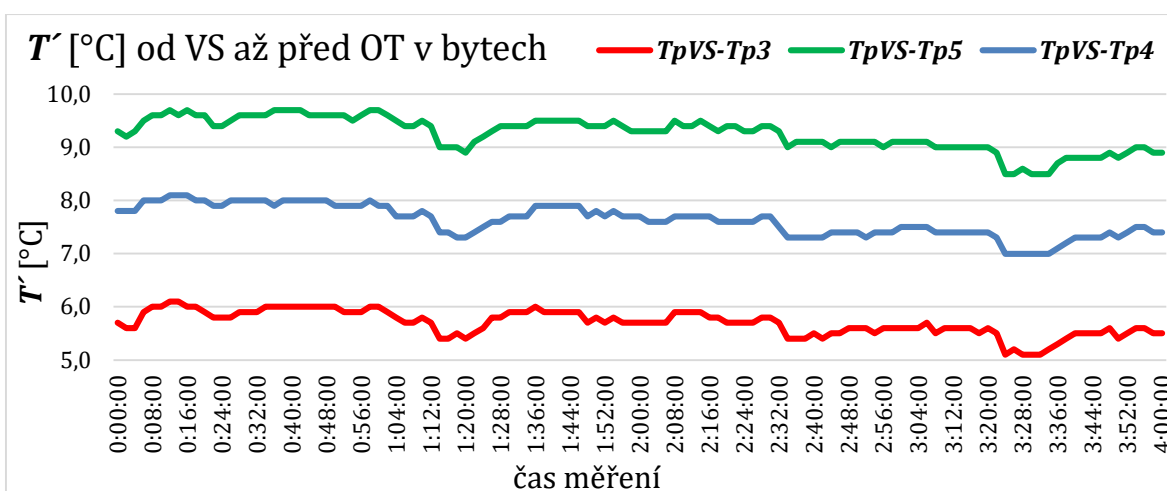
obr. 45 - Příložné sondy na přípojce OT (vlevo), měřič tepla pro odběr teplot OV součástí výměňkové stanice (vpravo)



obr. 46 - Schéma jednotlivých bodů měření T_p [°C] v řešeném bytovém domě



obr. 47 - Naměřené hodnoty T_p [°C] v jednotlivých místech OS



obr. 48 - Ochlazení OV mezi výměňkovou stanicí a měřeným bodem na přípojce před vstupem do jednotlivých OT

Z *obr. 47* je vidět, že pro vybraný noční interval od půlnoci do 4 hodin se naměřené teploty u jednotlivých OT v podstatě nemění, z čehož lze konstatovat, že místní regulace TRV s TRH nemusela reagovat. Předpoklad, že v tento časový úsek nebudou nahodilé tepelné zisky, na které by TRV s TRH reagovaly, se potvrdil. Přes OT stále proudila OV, takže měření ochlazování OV po trase mohlo být prováděno.

Pro měřený noční interval se celkový průtok na patě OS pohyboval v intervalu 8,18 m³/h – 8,28 m³/h. Z toho lze vyhodnotit, že i v majoritní většině OT nedocházelo k místní regulaci a OS byl v tomto intervalu přibližně statická. Lze tedy potvrdit vhodnost zvolené doby pro analýzu z naměřených hodnot. V případě doby, kdy by se OS chovala dynamicky na základě nahodilých tepelných zisků, by naměřené hodnoty byly výrazně problematičtěji hodnocené. Vzhledem k běžným dynamickým stavům reálných OS po většinu své doby, proto byl vytvořeny simulační teoretické provozní modely viz **kap. 7** a **kap. 8**, který ukazují na výsledky krajních intervalů, kam můžou hodnocené parametry směřovat s ohledem na různé okrajové podmínky provozních stavů.

Z výsledků v *obr. 48* je vidět, že ochlazení OV od začátku OS za výměňkovou stanicí až ke vstupu do OT bylo cca 5-6 °C pro měřený bod ***Tp₃***, cca 7-8 °C pro ***Tp₄*** a 8,5-9,5 °C pro ***Tp₅***. Tyto hodnoty jasně prokazují nutnost při dimenzování OS uvažovat s ochlazováním OV.

Je potřeba také zdůraznit, že naměřené hodnoty jsou při teplotě OV na začátku OS v intervalu 40-41 °C, protože měření probíhalo při hodnotách venkovní teploty cca 1 °C. To ukazuje, že i v těchto nízkých teplotách OV k ochlazení dochází a je potřeba s ním uvažovat i při návrhu nízkoteplotních OS.

6 Metodika výpočtu pro návrhový stav a provozní stavy OS

6.1 Popis simulačního modelu pro návrhový stav

Tvorba výpočtového modelu je provedena v programu Microsoft Excel z důvodu potřeby iteračního výpočtu. Tento způsob výpočtu je potřebný z důvodu proměnných teplot OV v potrubní trase OS, protože tyto teploty OV jsou v každém úseku počítány v závislosti na daném ochlazení OV a nejsou tedy voleny jako při klasickém navrhování OS. Také přenášený výkon v úsecích OS není pouze součtem výkonů OT, ale je závislý i na tepelných ztrátách rozvodů, které taktéž nejsou bez iteračního výpočtu přesně známy.

Návrhový stav podle metodiky popsané v disertační práci byl v průběhu doktorského studia implementován do komerčního programu DIMOS na dimenzování otopných soustav od firmy PROTECH s.r.o. ve spolupráci s autorem a vedoucím této práce [29]. Náhled na políčka startující nový výpočetní modul viz *obr. 49* a návod k použití viz *obr. 50*.

Zakázka | Místnosti a tělesa | Podlaží | Připojky | Větve | Zadání úseků | Úseky | Spotřebiče | Paty větví | Expanze | Hydraulický okruh | Kompenzátory | Přepočít KV | Jednotrubka V | Spotřebiče T/Ch

Parametry výpočtu a výrobky použité v zakázce

Parametry výpočtu | Tělesa | Ostatní spotřebiče | Trubky | Tvarovky | Izolace | Ventily | Čerpadla | Sklad těles | Pasivní prvky úseku | Ostatní výrobky | Rozdělovače

Režim výpočtu
 Otopný Chladicí
 Fix M

Teplonosná látka
Název: voda Bod tuhnutí: 0,0 °C Rozsah teplot: 0 + 200 °C

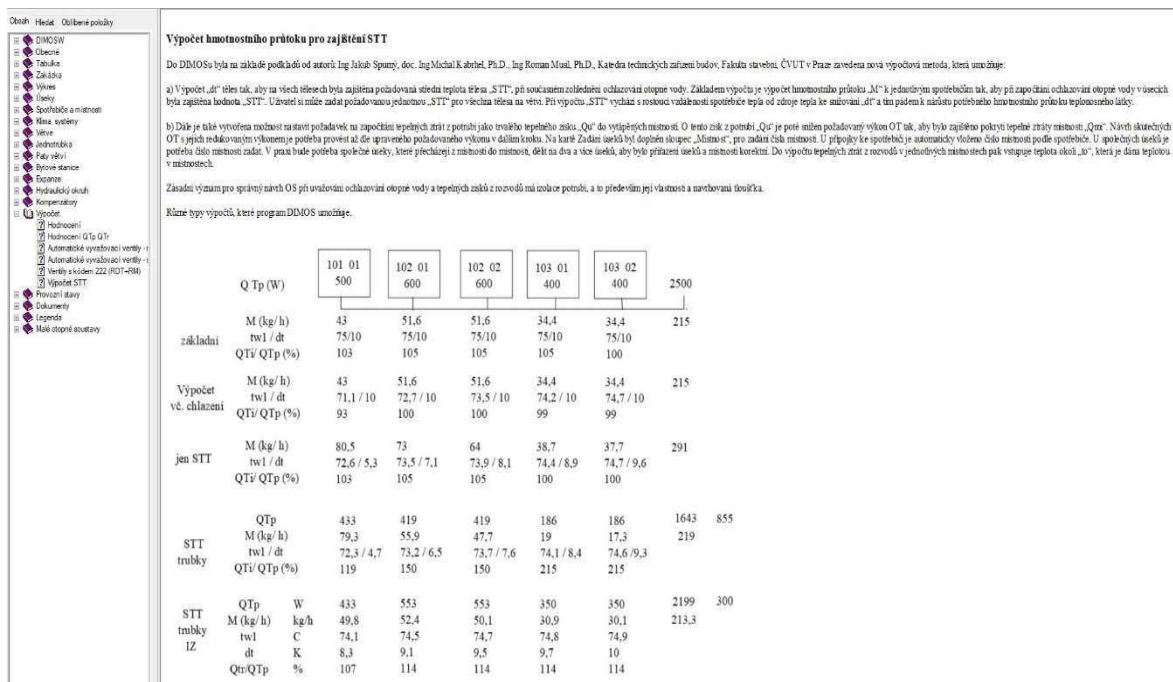
Teploty
Vstupní teplota t_{w1} : 75,0 °C
Teplotní spád Δt : 15,0 K
Teplota okolí t_o : 20,0 °C
Podlahové smyčky
Teplota rozdělovače t_r : 40,0 °C
Povrchová teplota t_{pm} : 29,0 °C
Minimální spád σ : 5,0 K
Teplota pod podlahou t_d : 0,0 °C

Určení DN trubek
zadávat: zadávat počítat pro
max. rychlost w : 0,50 m·s⁻¹
max. tlakovou ztrátu R : Pa·m⁻¹
max. rychlost dle DN $d1 w1 d2 w2$
 Při výpočtu Δp_Z zohlednit zúžení u lisovaných spojů
 Bytové stanice Výpočet bez TV

Podíl samotížného vztáku u : 0,7
Limitní rychlost pro zvýraznění w_{lim} : 0,50 m·s⁻¹
Hodnocení $Q_{ss} / Q_{sp} < než$: 90 %
Hodnocení Odchylka / $DTR_s > než$: 25 %
 T kusy - výpočet součinitele odporu
 Výpočet včetně ochlazování

Započítat do Q_{Mi} výkon trubek Q_u
 výpočet dt pro střední teplotu tělesa STT : 67,5 °C

obr. 49 – znázornění políček startující nový výpočetní modul v program DIMOS – Protech s.r.o.

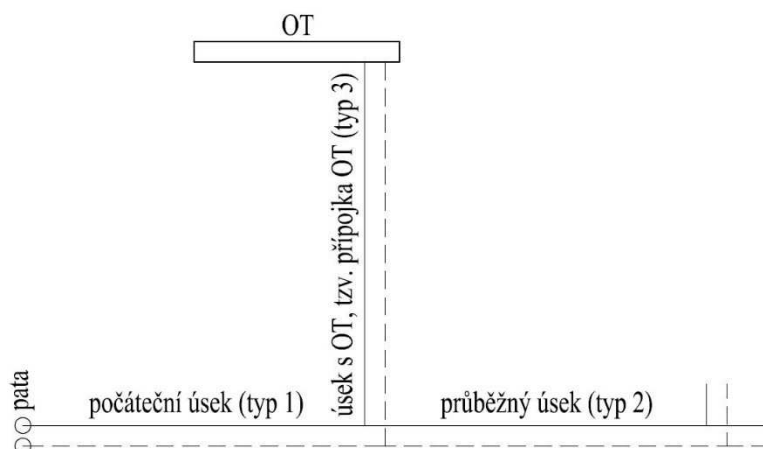


obr. 50 – návod pro nový výpočetní modul v program DIMOS – Protech s.r.o.

Pro přehlednost v simulačních modelech jsou teploty OV, tepelné ztráty a tlakové ztráty potrubí na přírodním potrubí značeny **p** a na zpětném potrubí jako **z**.

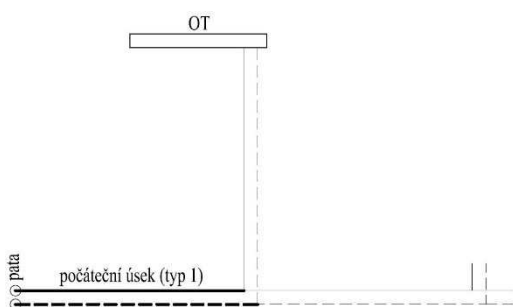
Metodika výpočtu návrhového stavu je založena na rozdělení úseku podle jejich účelu v OS. Pro jednotlivé úseky jsou vytvořeny tabulky, které obsahují základní zadávané a počítané parametry OS. Tyto tabulky pro výpočet hodnot v daném úseku jsou rozděleny na 3 typy:

- 6.1.1 Počáteční úsek (typ 1)
- 6.1.2 Průběžný úsek (typ 2)
- 6.1.3 Úsek s OT (typ 3)



obr. 51 – Schéma pro popis typu úseků

6.1.1 Počáteční úsek (typ 1)



obr. 52 – Poloha počátečního úseku v trase OS

tab. 20 – Počáteční úsek (typ 1)

Počáteční úsek (typ 1)															
Q_c	M	$T_{p_{z,pata}}$	T_{p_k}	$T_{z_{z,pata}}$	T_{z_k}	T_i	ΔT_z	$p_{\text{úsek}}$	$Q_{p+z_{TZR}}$	$p_{\text{krit,bezTRV}}$	p_{krit}	p_{dis}	$KV_{pata,\text{krit}}$	$KV_{pata,\text{dis}}$	
[W]	[kg.h ⁻¹]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[Pa]	[W]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m ³ .h ⁻¹]	[m ³ .h ⁻¹]	
4436	265	75	74,50	60,59	60,96	20	14,41	1309	270	4035	5981	7000	1,108	1,024	
směr toku	L	d_e	s_t	s_{iz}	k	λ_t	λ_{iz}	h	$\sum \xi$	w	U_o	q_{TZR}	Q_{TZR}	R	$R.L+Z$
	[m]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[m]	[-]	[m.s ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W.m ⁻¹]	[W]	[Pa.m ⁻¹]	[Pa]
p	5	18	1	0	0,02	372	0,04	0	0	0,38	0,565	31	155	129	646
z	5	18	1	0					0	0,37	0,565	23	115	133	663

Počáteční úsek je prvním úsekem OS např. za zdrojem tepla nebo za směšovací armaturou dané větve s vlastní regulací vstupní teploty OV viz tab. 20. Je to tedy úsek se známou počáteční teplotou přívodní OV (dále $T_{p_{z,pata}}$) na patě OS za zdrojem tepla nebo na vstupu do paty větve. Pro oba případy je dále v textu používáno pouze „pata“. $T_{p_{z,pata}}$ je pak také použita jako teplotní vstupní okrajová podmínka pro provozní stavy, jak je vysvětleno dále v práci. Tento typ úseku je na dané OS/větvi pouze jednou, protože do něj zadáváme právě tuto $T_{p_{z,pata}}$, což je první ze dvou zadávaných teplot OV v OS. Druhá zadávaná teplota OV je popsána v kap. 6.1.3. Všechny ostatní teploty OV jsou dopočítávané z ochlazování OV v potrubní trase dle rovnic (6.3) - (6.5) a ze směšovací rovnice (6.2) na vratném potrubí v uzlových bodech patrné z obr. 53. Uzlovým bodem je v této metodice myšlen T-kus. $T_{p_{z,pata}}$ je v tab. 20 označena červeně.

Tento počáteční úsek končí T-kusem, na který jsou napojeny dva průběžné úseky nebo jeden průběžný úsek a jeden úsek s OT (tzv. přípojka OT).

V simulacích kap. 7 a kap. 8 je pozorována teplota zpětné OV na konci OS/větve vstupující do zdroje tepla nebo do směšovací armatury (dále $T_{z_{z,pata}}$). Zde je pak vidět, že $T_{z_{z,pata}}$ neodpovídá volené hodnotě v tradičním výpočtu, protože tato hodnota by měla být správně výsledkem nasimulované celé OS. Je potřeba si uvědomit, že skutečná hodnota tohoto parametru ovlivňuje regulační schopnost směšovací armatury, či účinnost provozu zdroje tepla.

Dalším zadávaným parametrem je potřebný dispoziční tlakový rozdíl na patě (dále p_{dis}) pro nastavení oběhového čerpadla (dále OČ) nebo např. regulátoru tlakové difference. Tento parametr musí být rovný nebo vyšší než okruh OT s největší tlakovou ztrátou včetně tlakové ztráty TRV na OT při jeho plně otevřeném nastavení (dále p_{krit}). Tento parametr p_{dis} je společně s celkovým součtovým průtokem na patě (dále M) použit jako hydraulická vstupní okrajová podmínka pro provozní stavy, což je vysvětleno dále v práci. p_{dis} je v *tab. 20* označen červeně.

Následně jsou do úseku zadány potřebné vlastnosti tepelné izolace. Oproti tradičnímu dimenzování je třeba dbát na přesné zadání tloušťky a tepelné vodivosti tepelné izolace. Ty se samozřejmě v rámci optimalizací mohou měnit stejně jako dimenze a vlastnosti potrubí a OS je podle toho přepočítána. Jako poslední zadávané parametry do tohoto úseku jsou teplota okolí, délka, místní odpory a vztaková výška, tak aby byl možný výpočet tepelných a tlakových ztrát. V *tab. 20* jsou tyto zadávané parametry znázorněny žlutě vybarvenou buňkou.

Tučně zvýrazněné parametry jsou pozorovány v analýzách simulačních modelů.

Požadovaný celkový tepelný výkon na patě (např. pro návrh zdroje tepla) je vypočten poté, co jsou zadány všechny úseky OS a v každém z nich se vypočtou tepelné ztráty. Tento tepelný výkon odpovídá sumě všech výkonů OT a tepelných ztrát celé OS podle následujícího vzorce.

$$Q_c = \sum Q_{\text{OT}} + \sum Q_{p_{\text{TZR}}} + \sum Q_{z_{\text{TZR}}} \quad (6.1)$$

kde je:

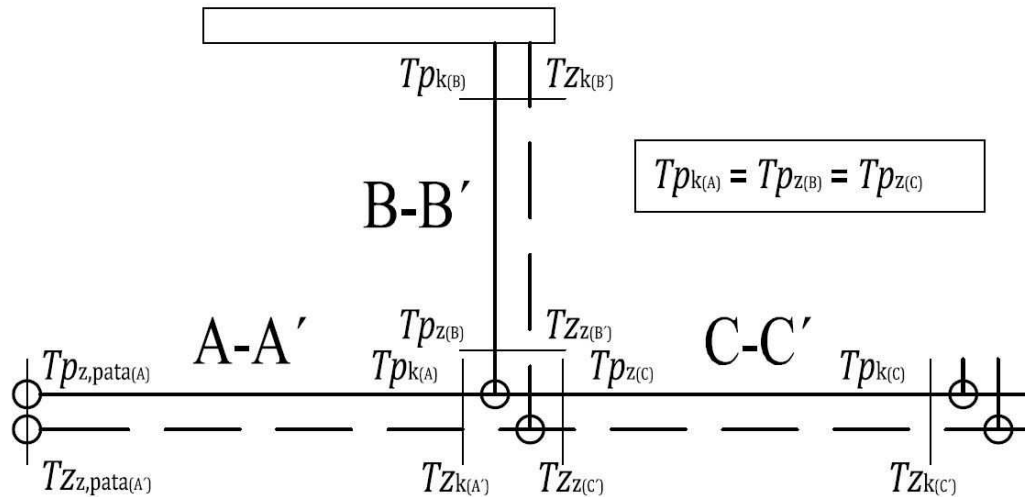
Q_c	celkový tepelný výkon na patě	[W]
$\sum Q_{\text{OT}}$	tepelný výkon všech otopných těles	[W]
$\sum Q_{p_{\text{TZR}}}$	tepelná ztráta přívodního potrubí všech úseků	[W]
$\sum Q_{z_{\text{TZR}}}$	tepelná ztráta vratného potrubí všech úseků	[W]

Hmotnostní průtok pro tento počáteční úsek odpovídá sumě všech průtoků vypočtených pro jednotlivá OT. Tento hmotnostní průtok je samozřejmě v celé délce úseku konstantní. Díky tomu je ho možné použít spolu s tepelnými ztrátami přívodního, resp. vratného potrubí v daném úseku pro výpočet ochlazení OV na přívodním, resp. vratném potrubí.

Teplota na konci vratného úseku je získána ze směšovací rovnice (6.2) v T-kusu z teplot OV a hmotnostních průtoků převzatých z navazujících úseků.

$$T_{Z_{k(A)}} = \frac{T_{Z_z(B')} \cdot m_{(B-B')} + T_{Z_z(C')} \cdot m_{(C-C')}}{m_{(B-B')} + m_{(C-C')}} \quad (6.2)$$

Značení začátku a konce vratného úseku je bráno shodně jako značení u přívodního úseku. To znamená, že značení a popis v textu pro vratné potrubí nekopíruje směr proudění viz *obr. 53*.



obr. 53 – Popis typologie teplot OV v úsecích A-A', B-B', C-C'

Pro stanovení ochlazování OV po délce trasy, je použita ve všech následujících simulačních modelech zjednodušená lineární metoda. Z analýzy v **kap. 4.2** vyplynula možnost jejího použití pro okrajové podmínky běžných OS bez obav z vnášení nezanedbatelných chyb. Pro výpočet teploty na konci úseku přívodní OV, resp. na začátku úseku zpětné OV jsou použity následující vzorce.

$$Tp(z)' = \frac{Qp(z)_{TZR}}{c \cdot m} \quad (6.3)$$

$$Tp_k = Tp_z - Tp' \quad (6.4)$$

$$Tz_z = Tz_k - Tz' \quad (6.5)$$

kde je:

$Tp(z)'$	ochlazení OV v přívodním, resp. zpětném úseku	[°C]
c	měrná tepelná kapacita vody	[W.h.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
m	hmotnostní průtok	[kg.h ⁻¹]
$Qp(z)_{TZR}$	tepelná ztráta z přívodního/zpětného potrubí v úseku	[W]
Tp_k	teplota přívodní OV na konci úseku po ochlazení	[°C]
Tp_z	teplota přívodní OV na začátku úseku	[°C]
Tz_k	teplota zpětné OV na konci úseku	[°C]
Tz_z	teplota zpětné OV na začátku úseku po ochlazení	[°C]

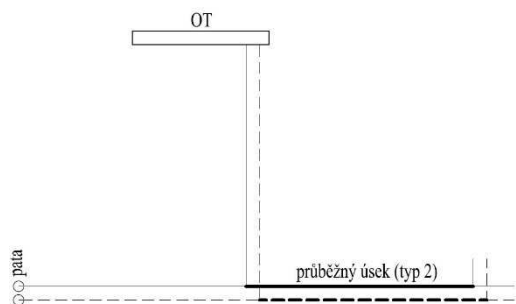
V tab. 20 jsou patrné ještě hodnoty $Kv_{pata,krit}$ a $Kv_{pata,dis}$. Tyto 2 parametry, které nejsou běžně počítány a používány, jsou stanoveny z M a p_{krit} , resp. p_{dis} . Díky tomu můžeme znát jmenovitý průtok celé OS/větve na patě v návrhovém stavu a všech provozních stavech. To může sloužit k analýze efektivnosti hydraulického vyvážení OS a zároveň elektrické spotřeby OČ. Vzorec (6.6) je upraven z obecného výpočtu Kv [25].

$$Kv_{pata,dis(krit)} = \frac{M}{\rho_m} \cdot \sqrt{\frac{100}{p_{dis(krit)}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_m}{\rho_{15}}} \quad (6.6)$$

kde je:

$Kv_{pata,dis(krit)}$	jmenovitý průtok na patě definující hydraulickou OPZ	[m ³ .h ⁻¹]
p_{dis}	dispoziční tlakový rozdíl na patě	[kPa]
p_{dis}	okruh OT s největší tlakovou ztrátou včetně tlakové ztráty při maximálním nastavení TRV na tomto OT	[kPa]
M	celkový součtový hmotnostní průtok na patě	[kg.h ⁻¹]
ρ_m	hustota při střední teplotě OV na patě	[kg.m ⁻³]
ρ_{15}	hustota vody při teplotě 15 °C	[kg.m ⁻³]

6.1.2 Průběžný úsek (typ 2)



obr. 54 - Poloha průběžného úseku v trase OS

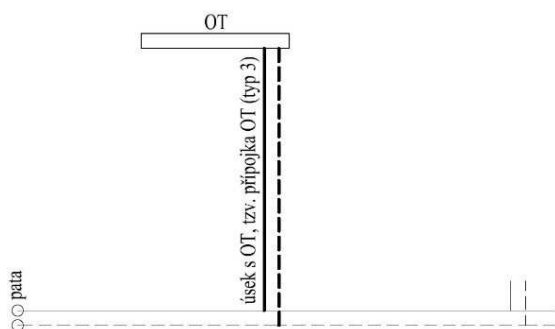
tab. 21 - Průběžný úsek (typ 2)

Průběžný úsek (typ 2)												
Q_z [W]	m [kg.h ⁻¹]	Tp_z [°C]	Tp_k [°C]	Tz_z [°C]	Tz_k [°C]	$p_{úsek}$ [Pa]	$Qp+z_{TZR}$ [W]	h [m]	Ti [°C]	k [mm]	λ_t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	λ_{iz} [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
2942	188	74,50	73,80	61,02	61,55	701	270	0	20	0,02	372	0,04
směr toku	L [m]	d_e [mm]	s_t [mm]	s_{iz} [mm]	$\Sigma\xi$ [-]	w [m.s ⁻¹]	U_o [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	q_{TZR} [W.m ⁻¹]	Q_{TZR} [W]	R [Pa.m ⁻¹]	$R.L+Z$ [Pa]	
p	5	18	1	0	0	0,27	0,565	31	153	69	346	
z	5	18	1	0	0	0,26	0,565	23	117	71	355	

Druhým typem je průběžný úsek viz *tab. 21*. Tento úsek začíná i končí T-kusem. Hmotnostní průtok pro tento typ úseku odpovídá sumě průtoků vypočtených pro jednotlivá OT, která se z něj napojují. Ochlazování OV v potrubní trase probíhá se shodnou logikou jako v předchozí **kap. 6.1.1**. Vstupní teplota do úseku na přívodním potrubí je převzatá z konce úseku předchozího, protože tyto teploty OV se rovnají s odchylkou blíží se limitně 0 viz *obr. 53*. Na zpětném potrubí je teplota na konci úseku (tedy na vstupu zpětného potrubí), vypočtena na základě směšovací rovnice, shodně jako je v předchozí kapitole.

Do tohoto typu úseku je potřeba zadat vybrané vlastnosti tepelné izolace, vybrané vlastnosti potrubí, teplotu okolí, délku, místní odpory a vztakovou výšku. Zadávané parametry jsou v *tab. 21* opět znázorněny žlutě vybarvenou buňkou.

6.1.3 Úsek s OT (typ 3)



obr. 55 – Poloha úseku s OT, tzv. přípojka OT v trase OS

tab. 22 – Úsek s OT (typ 3)

Úsek s OT, tzv. přípojka OT (typ 3)													
Q_z	m	Tp_z	Tp_k	Tz_z	Tz_k	Q_{TzM}	Q_{OT}	Ti	Te	Tm_{OT}	$\Delta T_{OT}=\Delta T_k$	ΔT_z	
[W]	[kg.h ⁻¹]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
1224	77,2	74,50	73,09	60,83	61,91	1000	1000	20	-15	67,50	11,17	13,67	
n	H	h	k	λ_t	λ_{iz}	$Q_{p+z} TZR$	$p_{\text{úsek}}$	$p_{\text{okruh,bezTRV}}$	$p_{\text{dis,OT}}$	Kv_{TRV}	N	Yt	
[-]	[W.K ⁻¹]	[m]	[mm]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m ³ .h ⁻¹]	[-]	[-]	
1,3	28,6	0	0,02	372	0,04	224	400	2119	4881	0,358	5,00	0,87	
směr toku	L	d_e	s_t	s_{iz}	$\sum \xi$	w	U_o	q_{TZR}	Q_{TZR}	Q_{zisk}	R	$R.L+Z$	
[-]	[m]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[m.s ⁻¹]	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W.m ⁻¹]	[W]	[W]	[Pa.m ⁻¹]	[Pa]	
p	5	15	1	0	0	0,17	0,471	25	127	0	39	196	
z	5	15	1	0	0	0,16	0,471	19	97	0	41	204	

Posledním typem je úsek s OT, tzv. přípojka OT viz *tab. 22*. Zde se zadává požadovaná střední teplota OV na OT (dále Tm_{OT}), což je druhá ze dvou zadávaných teplot OV v OS. Ta by měla být pro všechna OT na řešené OS/větvi shodná tak, aby se mohla OT navrhovat ještě před hydraulickým výpočtem potrubní sítě, při kterém je poté uvažováno s ochlazováním OV [18]. Pokud by se OT navrhovala jako

v tradičním výpočtu s konstantním teplotním spádem na všech OT a se shodnou přírodní teplotou OV ve všech bodech OS, tak po reálném ochlazení vyjde nižší vstupní teplota OV do OT. Následně by bylo nutné měnit navrženou přestupní plochu OT na větší, aby nedocházelo k nedotápění. Další výhodou při výpočtu na shodnou T_{mOT} je stejný efekt ekvitermní regulace pro všechna OT [18], který je popsán v **kap. 6.2.1**. S metodou shodné střední teploty teplonosné látky pro odběrná místa se uvažuje např. i v chladících soustavách viz [11], které fungují analogicky obráceně oproti OS. Je tedy jasné, že teplotní spád OT se musí vzdáleností od paty zmenšovat. Jako je vidět v *obr. 1*.

Pro tento úsek je důležitou hodnotou tepelná ztráta místnosti poměrově rozdělená na počet navržených OT. Zároveň je potřeba určit počet úseků a délku z těchto úseků, které by mohly tvořit trvalý tepelný zisk z potrubí. Pro tyto potrubní úseky určíme umístění jeho vedení. Pro vedení zabudované v stavebních konstrukcích, např. obvykle v podlaze, je vliv tepelných trvalých zisků zanedbán. Naopak pro vedení viditelné po povrchu stavebních konstrukcí je toto potrubí vždy uvažováno jako trvalý tepelný zisk do dané místnosti. Požadovaný výkon OT je pak dán odečtením uvažovaných trvalých tepelných zisků z rozvodů od tepelné ztráty vytápěného prostoru. To je zpracováno např. ve [30], [31], [32], kde je na OS různých objektů, jako je rodinný dům, bytový dům, malý kancelářský objekt, ukázán vliv zisků z tepelných ztrát potrubních rozvodů na návrh OT. Na rozdíl od [19] je tepelný zisk z potrubí uvažován pro všechny teploty OV a není vztažen pouze k přípojce OT a její minimální délce.

Je potřeba upozornit, že jmenovitý či redukováný tepelný výkon navrženého OT by měl být optimálně rovný požadovanému výkonu, jinak bude docházet k trvalé odchylce požadované vnitřní teploty, na kterou bude reagovat místní regulace. Pokud to samozřejmě bude v jejích regulačních možnostech. Při nemožnosti reakce místní regulace pak bude tento prostor přetápěn nebo nedotápěn již v návrhovém stavu, tedy stavu bez vlivu dalších nahodilých provozních zisků. To je podrobně řešeno v **kap. 4.4**.

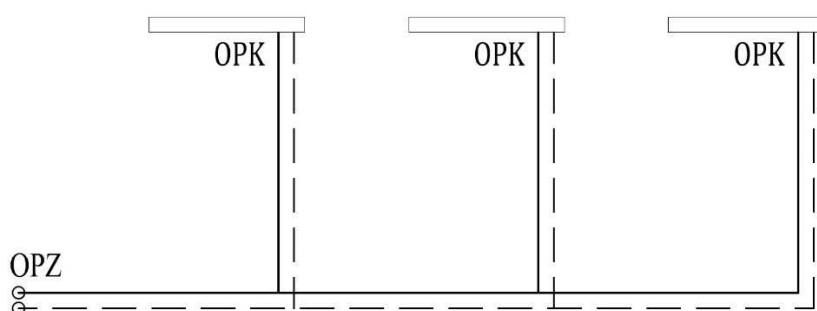
Dále je do tohoto typu úseku potřeba zadat vybrané vlastnosti tepelné izolace a potrubí, vnitřní výpočtovou teplotu, délku, místní odpory, vztakovou výšku, teplotní exponent OT, venkovní teplotu a měrný tepelný tok přes všechny obalové konstrukce pomocí parametrické funkce pro stanovení požadovaného výkonu OT. Zadávané parametry jsou znázorněny v *tab. 22* opět žlutě vybarvenou buňkou.

Tučně zvýrazněné parametry jsou pozorovány v analýzách simulačních modelů.

Červeně označené parametry jsou pro okrajovou podmínku konec provozních stavů.

6.2 Okrajové podmínky pro simulace provozních stavů

V této kapitole jsou popsány okrajové podmínky, tak aby mohly být z návrhového stavu modelovány provozní stavy vlivem dané regulace. Na *obr. 56* jsou vidět pozice těchto okrajových podmínek. Okrajová podmínka začátek (dále OPZ) je na patě. Zde je měněna vstupní teplota přívodní OV ($T_{p_{z,pata}}$) a/nebo dispoziční tlakový rozdíl (p_{dis}) a celkový průtok (M), které mohou být popsány jako Kv_{pata} . Okrajová podmínka konec (dále OPK) je definována podle typu dvoucestného regulačního ventilu u OT (obecně známého pod názvem termostatický ventil) a jeho typu regulátoru. Jednotlivé okrajové podmínky budou podrobně vysvětleny v následujících podkapitolách.



OPZ - okrajová podmínka začátek (teplotní nebo hydraulická)

OPK - okrajová podmínka konec

obr. 56 – Pozice okrajových podmínek na referenční OS

Pro nezaměňování dvou rozdílných funkcí armatur je v této práci užíváno:

- **Vyvažování OS**

Je fixní nastavení (plynulé nebo skokové podle konstrukce armatury) požadovaného Kv „regulačního“, resp. zde používaného vyvažovacího šroubení a/nebo vyvažovacího členu v TRV. Je to tedy takové statické nastavení armatur, které zajistí požadovaný výpočtový průtok při požadované tlakové diferenci na OT ve statickém výpočtovém (návrhovém) stavu.

- **Regulace OT**

Je provozní změna určitých parametrů OS. Podle typu měněných parametrů se dělí na kvalitativní a kvantitativní.

Kvalitativní regulace se provádí změnou vstupní teploty přívodní OV na patě, např. zdrojem tepla (pokud to umožňuje) nebo 3cestným směšovacím ventilem. Nejčastější kvalitativní regulací je ekvitermní, která upravuje teplotu OV na základě otopné křivky, kdy je $T_{p_{z,pata}}$ měněna podle aktuální venkovní teploty.

Kvantitativní regulace se provádí změnou množství průtoku. Nejčastěji se u OS s OT používá místní kvantitativní regulace zdvihem kuželky TRV vlivem jeho regulátoru. Regulátory TRV jsou v této práci TRH nebo elektrotermická hlavice (dále EH).

6.2.1 Okrajová podmínka začátek – teplotní

Teplotní OPZ, jak již byl zmíněno, je dána parametrem $T_{p_{z,pata}}$. Je tedy vstupní hodnotou pro spotřebitelské části napojené na ní. Jak je již dříve v textu zmíněno, tak nejčastější regulací $T_{p_{z,pata}}$ je podle otopné křivky na základě ekvitermní regulace. Hodnota $T_{p_{z,pata}}$ je do modelů zadávána po simulaci průběhu otopné křivky. Výpočet otopné křivky je podle rovnice (6.9), která je vytvořena úpravami rovnic z **kap. 4.4**. Pro upřesnění je zde změna použití indexu „x“ místo „sk“ pro provozní stav, protože zde je provozní stav vyvolán pouze jinou venkovní teplotou než výpočtovou. Oproti běžným podobám rovnic pro výpočet otopné křivky např. v [25] a [33] jsou zde uvažovány i vlivy poměru celkového hmotnostní průtoku na patě (M) v návrhovém stavu oproti provozním stavům a poměru měrného tepelného toku přes obalové konstrukce (H), taktéž v návrhovém stavu oproti provozním stavům.

$$T_{m_{OT,x}} = T_i + (T_{m_{OT,N}} - T_i) \cdot \left(\frac{H_x}{H_N} \cdot \frac{T_i - T_{e_x}}{T_i - T_{e_N}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6.7)$$

$$T_{p_{z,pata,x}} = T_{m_{OT,x}} + \frac{M_N}{M_x} \cdot (T_{p_{z,pata,N}} - T_{m_{OT,N}}) \cdot \frac{H_x}{H_N} \cdot \frac{T_i - T_{e_x}}{T_i - T_{e_N}} \quad (6.8)$$

Po spojení rovnic (6.7) a (6.8) do jedné hlavní viz (6.9), dostaneme obecnou rovnici pro nastavení ekvitermního regulátoru.

$$T_{p_{z,pata,x}} = \left(T_i + (T_{m_{OT,N}} - T_i) \cdot \left(\frac{H_x}{H_N} \cdot \frac{T_i - T_{e_x}}{T_i - T_{e_N}} \right)^{\frac{1}{n}} \right) + \frac{M_N}{M_x} \cdot (T_{p_{z,pata,N}} - T_{m_{OT,N}}) \cdot \frac{H_x}{H_N} \cdot \frac{T_i - T_{e_x}}{T_i - T_{e_N}} \quad (6.9)$$

V rovnicích (6.7), (6.8) a (6.9) jsou použity dolní indexy:

N	návrhový
x	jiný než návrhový

kde je:

n	teplotní exponent OT	[-]
T_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
T_e	venkovní teplota	[°C]
$T_{m_{OT}}$	střední teplota OV shodná pro všechna OT	[°C]
$T_{p_{z,pata}}$	teplota přívodní OV na začátku OS nebo větve pro zadání OPZ	[°C]

M	celkový součtový hmotnostní průtok na patě	[kg.h ⁻¹]
H	měrný tepelný tok přes všechny obalové konstrukce	[W.K ⁻¹]

Je třeba zopakovat, že nás zajímá hlavně $T_{p_z, \text{pata}}$, což je první z teplot OV, kterou zadáváme od OS. Ta je také teplotní OPZ pro provozní stavy. Zatímco $T_{z, \text{pata}}$ nás pro výpočet otopné křivky nezajímá, protože ji ani předem neznáme. Druhou z teplot OV dále potřebujeme návrhovou hodnotu $T_{mOT, N}$. Optimální je případ, když $T_{mOT, N}$ je shodná pro všechna OT, pak může platit jediná otopná křivka pro všechna OT. V případě různých $T_{mOT, N}$ v jedné OS bychom potřebovali více otopných křivek, což je ale prakticky nemožné. Z toho vyplývá, že může být rozdílný teplotní spád pro jednotlivá OT v OS, ale zároveň všechny musí mít shodnou $T_{mOT, N}$. To nám také zaručuje, že OT lze navrhnout před vlastním hydraulickým výpočtem s teoretickým teplotním spádem, protože $T_{mOT, N}$ zůstane stejná i po simulaci ochlazování OV v potrubní trase a výpočtu skutečného zmenšeného teplotního spádu OT.

Z rovnice (6.9) je patrné, že otopná křivka optimálně platí pouze pro vytápěné prostory se shodnou T_i a pro OT se shodným n . To je ukázáno v *obr. 57*.

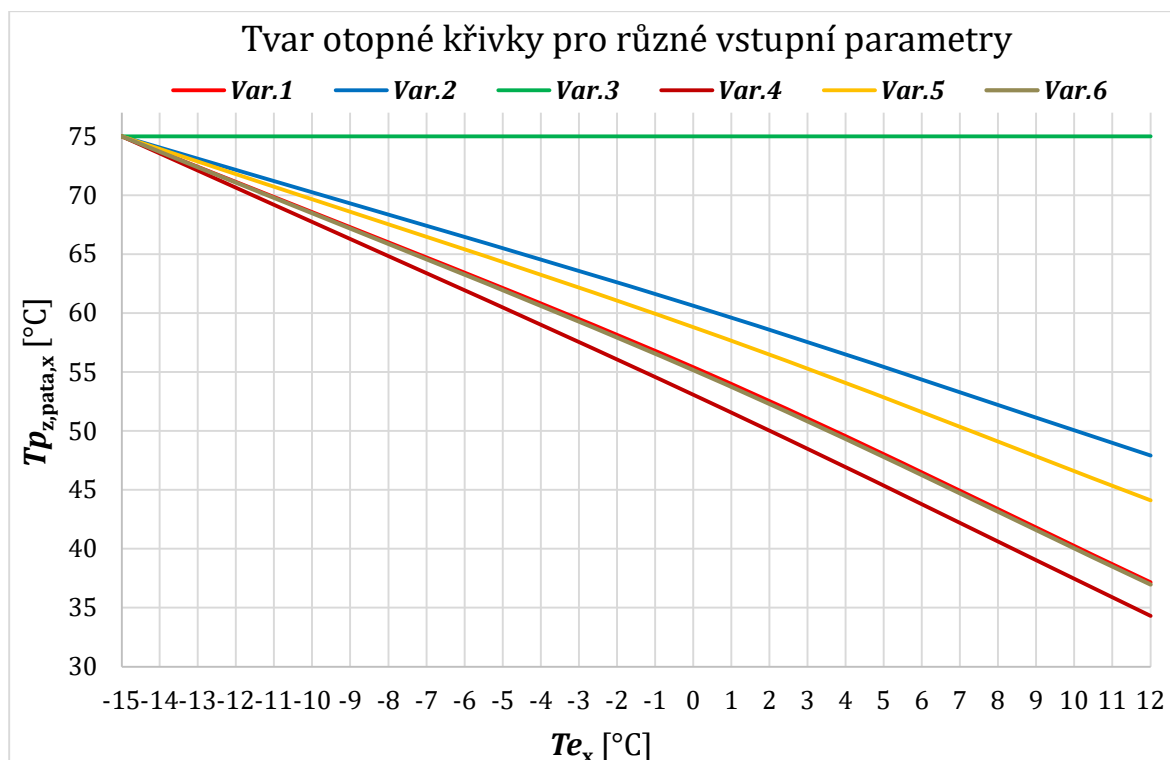
Dále se zaměříme na poměr M . Ten se běžně vykrátí, protože se uvažuje s konstantním M při kvalitativní regulaci [25]. To ale neplatí přesně. V **kap. 8** je ukázáno a vysvětleno, proč je M proměnný i při kvalitativní regulaci, i když to není jejím záměrem. Problémem M je, že jeho hodnotu neznáme, dokud není vypočten návrhový a daný provozní stav. Provozní stavy jsou, ale závislé na zjišťované otopné křivce. Proces je tedy cyklický, který lze sice řešit iteračně, ale až v době namodelovaných provozních stavů. Otopná křivka je tedy přímo závislá na dané OS a je tedy pro každou OS jiná. Přesně ji tedy nelze sestavit pouze z teplotních parametrů, jak je běžně uváděno.

Posledním parametrem, který ovlivňuje otopnou křivku je poměr H . Zde je potřeba si uvědomit, že parametrická funkce pro stanovení H může být různá. V *obr. 57* je vidět, že rozdílné H mají také vliv na provozní tepelný výkon OT. Optimálně by při rozdílném H jednotlivých vytápěných prostorů, mělo mít dané OT svou upravenou otopnou křivku. Čím menší je podíl tepelné ztráty do T_e , oproti tepelné ztrátě do prostorů jiných než T_e , tím by měla být otopná křivka plošší. Krajní možností je například vnitřní koupelna, která by neměla být kvalitativně regulována vůbec, což je vidět na konstantní funkci v *obr. 57*.

Proměnné parametry jsou v *obr. 57* označeny červeně.

tab. 23 – Analýza vlivu vstupních parametrů na tvar otopné křivky

	Var.1	Var.2	Var.3	Var.4	Var.5	Var.6
T_i [°C]	20	20	20	20	24	20
n [-]	1,3	1,3	1,3	1,1	1,3	1,3
H [W.K ⁻¹]	jen do T_e	část do T_e	nic do T_e	jen do T_e	jen do T_e	jen do T_e
vliv M_N/M_x	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	NE



obr. 57 – Vliv různých vstupních parametrů na tvar otopné křivky

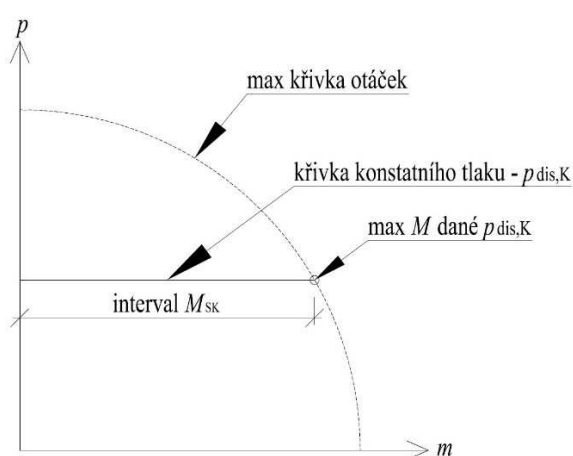
6.2.2 Okrajová podmínka začátek – hydraulická

Hydraulická OPZ je dána vstupním dispozičním tlakovým rozdílem na patě (p_{dis}) při celkovém součtovém průtoku (M). Je tedy vstupní hodnotou pro spotřebitelské části napojené na ní. V této práci jsou to například jednotlivá OT. Hodnotu p_{dis} na patě lze ovlivňovat buď OČ nebo armaturou, která je p_{dis} schopna regulovat. Například regulátor tlakové diference (dále RTD) a dále přepouštěcí ventil, regulátor s omezovačem maximálního průtoku apod., které ale nejsou v této práci řešeny. Cílem této práce není popis těchto armatur, ale obecné chování p_{dis} na patě. Hodnotu p_{dis} společně s celkovým průtokem M na patě je možné obecně popsat jako $Kv_{pata,dis}$. Přesný popis jednotlivých způsobů regulace p_{dis} v závislosti na provozních změnách průtoku je v následujících kap. 6.2.2.1 až 6.2.2.4.

6.2.2.1 OPZ – OČ s regulací p_{dis} na konstantní hodnotu

Při této OPZ je udržován konstantní p_{dis} (dále $p_{dis,K}$) ve všech provozních stavech nezávisle na změně provozního M_{SK} . Ve výpočetním modelu je tedy do buňky pro $p_{dis,K}$ zadána číselná konstanta, která je pro všechny stavy neměnná. Z obr. 58 je patrné, že maximální možný M je pro danou křivku konstantního tlaku, při protnutí s maximální křivkou otáček. Pokud M_N nedosahuje v návrhovém stavu na max. křivku otáček, tak má v provozu rezervu pro případný provozní nadprůtok nad hodnotu návrhového M_N . Např. v případě, kdy by se TRV otevřely z Kv_{xp2} na $Kv_{100\%}$ z důvodu nedotápění nebo nevhodné uživatelské změny otočením TRH. To je vidět v **kap. 7.2**.

Tato OPZ je použita pro modely „A“, „B“ a „E“.



obr. 58 – Graf OČ – křivka konstantního tlaku

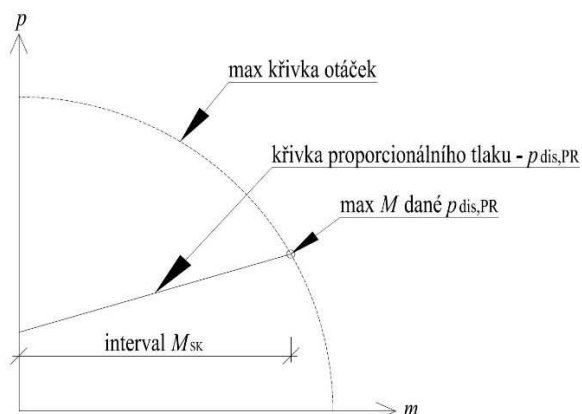
6.2.2.2 OPZ – OČ s proporcionální regulací p_{dis}

Při této OPZ je proporcionální regulace p_{dis} (dále $p_{dis,PR}$) v provozních stavech lineárně měněna v závislosti na okamžitém M_{SK} podle směrnice přímky definované výrobcem OČ. Ve výpočetním modelu je do políčka $p_{dis,PR}$ zadána lineární funkce s definovanou směrnicí v závislosti na M_{SK} . Obecně pro proporcionální regulaci $p_{dis,PR}$ platí, když M_{SK} klesá, tak $p_{dis,PR}$ klesá podle směrnice lineární funkce. Z obr. 59 je patrné, že maximální možný M je pro danou křivku proporcionálního tlaku, při protnutí s maximální křivkou otáček. Pokud M_N nedosahuje již v návrhu maximální křivky otáček, tak má v provozu rezervu pro případný provozní nadprůtok nad hodnotu M_N , obdobně jako v přechozí podkapitole. V provozních simulacích to je vidět v **kap. 7.4**.

Tato OPZ je použita pro modely „C“, „D“ a „F“.

Speciálním případem proporcionální regulace OČ je pomocí samoučící funkce, kdy se OČ na základě vnitřního sběru dat učí vyhledat optimální směrnicí proporcionální křivky. Obecně je to nalezení lineární křivky co nejbližší k reálnému

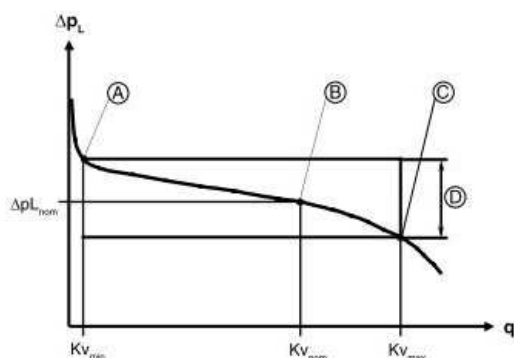
chování OS. Tento způsob je vhodný hlavně pro případy, kdy se projekt odlišuje od skutečně realizované OS nebo není projekt řešen vůbec.



obr. 59 – Graf OČ – křivka proporcionálního tlaku

6.2.2.3 OPZ – Regulátor tlakové difference s regulací p_{dis} na konstantní hodnotu

Při této OPZ by měl být na RTD udržován konstantní $p_{dis,K}$ ve všech provozních stavech nezávisle na změně M_{sk} . To platí pouze teoreticky. Prakticky RTD pracuje s odchylkou od žádaného konstantního p_{dis} viz obr. 60. Od Kv_{nom} ke Kv_{max} klesá $p_{dis,K}$ podle křivky s polynomem podle podkladů výrobce RTD. Od Kv_{nom} ke Kv_{min} pak $p_{dis,K}$ stoupá zase podle křivky s polynomem podle podkladů výrobce. Obecně se polynomy blíží lineárnímu průběhu a RTD se chová v provozních stavech obráceně oproti OČ s proporcionální regulací tlakového rozdílu. Tento trend se velmi vzdáleně blíží regulaci OČ podle křivek otáček.



obr. 60 – Graf pracovní odchylky RTD [34]

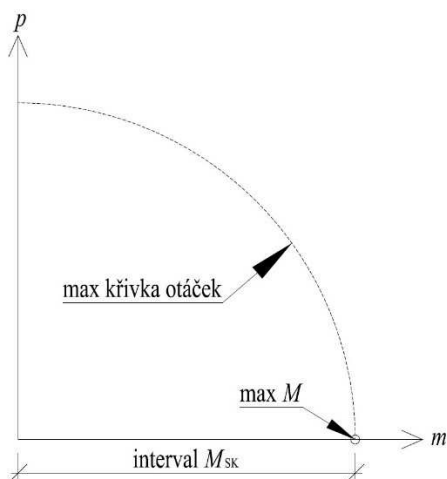
6.2.2.4 OPZ – OČ s regulací p_{dis} dle křivky otáček

Při této OPZ je p_{dis} v provozních stavech měněn s křivkou daného stupně otáčky s funkcí podle výrobce OČ v závislosti na okamžitém M_{sk} .

V provozu se při zavírání OT, a tedy snížením M_{sk} pro OS navyšuje p_{dis} viz obr. 61. Tento zvýšený p_{dis} se v průběžných úsecích trasy kotevřenému OT nespoteřebuje

a zákonitě se přenese na dané OT. Zde se projeví nadprůtokem tak, aby tento navýšený $p_{\text{ais,OT}}$ mohla fixní hodnota Kv na TRV nebo vyvažovacím šroubení spotřebovat. Tento nadprůtok zvyšuje výkon OT, což dále aktivuje TRH, která začne zavírat regulační kuželku ke Kv_0 . Vlivem toho se zvyšuje hydraulický odpor, a tedy rychlost proudění OV v TRV, a to může způsobit hlučnost.

Varianty s touto OPZ nejsou modelovány, protože tento způsob regulace se pro OS s OT nedoporučuje a pokud je jiná možnost tak ani nepoužívá.



obr. 61 - Graf OČ - křivka otáček

6.2.3 Okrajová podmínka konec

OPK je dána Kv hodnotou jednotlivých TRV a/nebo vyvažovacích šroubení, na které jsou tyto armatury u OT při hydraulickém vyvažování nastaveny.

Hodnota nastavení Kv z hydraulického vyvažování je u vyvažovacího šroubení fixní a v provozu neměnná, protože nemůže být osazena regulátorem. Často (např. u OT typ VK) je použito tzv. „H-šroubení“ pouze s jednou polohou bez možnosti hydraulického nastavování a je definováno pouze Kvs hodnotou. V této práci se uvažuje právě s tímto případem. Vyvažovací šroubení není použito pro simulační modely.

Hodnota nastavení Kv z hydraulického vyvažování je u TRV dále řešena v provozních stavech s ohledem na typ TRV, a také s ohledem na typ regulátoru (TRH nebo EH) osazených na TRV:

- „dvouregulační“ TRV:

Název „dvouregulační“ je z důvodu, že TRV obsahuje hydraulický člen pro nastavení požadovaného Kv při vyvažování, který je konstrukčně oddělen od regulační kuželky, na které probíhá vlastní provozní kvantitativní regulace. Tento typ TRV umožňuje mít Kv_{xp2} pro všechny polohy jeho nastavení a je použit pro simulační modely.

- „jednoregulační“ TRV:

Oproti typu „dvouregulační“ TRV, je v tomto případě regulační kuželka zároveň hydraulickým členem i pro hydraulické vyvažování. To znamená, že nastavení je u těchto TRV prováděno přímo na regulační kuželce, protože tento typ neobsahuje jiný hydraulický člen. Při hydraulickém vyvažování současně ovlivňujeme vlastní zdvih kuželky, a tedy jeho X_p . Tento typ není použit pro simulační modely.

- TRV osazeno EH:

K_v je v návrhovém stavu po vyvažování již s maximálně otevřeným zdvihem regulační kuželky (K_{vs}). To neumožňuje v případě nedostatečného výkonu OT, a tedy nedotápění místnosti, další zvyšování zdvihu kuželky, a tím i lokální nadprůtoky pro navýšení nedostatečné T_i . V simulaci to znamená, že výpočet v provozních stavech při nedotápění končí přerozdělením průtoků podle OPZ a fixního nastavení K_v , resp. K_{vs} pro TRV na otevřeném OT i když je T_{iSK} nedostatečná.

TRV s EH dokáže pouze omezovat průtok s narůstající T_{iSK} nad T_{iP} . Pokud tedy bude při návrhu nebo provozu OT přetápět a tím se bude zvyšovat T_{iSK} nad T_{iP} je další iterací nalezeno, pomocí snižování m , takové přivření regulační kuželky TRV s hodnotou $K_{v_{xp}<2}$, při kterém nastane $T_{iSK} = T_{iP}$. Aby toto bylo možné, je nutné, aby EH měla plynulou regulaci z maximálního zdvihu na minimální zdvih, tak jako má TRH. Pokud bude regulace dvoupolohová ON/OFF nebude toto doiterování umožněno a bude se EH cyklovat otevíráním a zavíráním.

- TRV osazeno TRH:

K_v je v návrhovém stavu po vyvažování na předem definovaném zdvihu regulační kuželky (obvykle $K_{v_{xp2}}$), která ale není na plném otevření. To umožňuje v případě nedotápění místnosti v provozních stavech další zvětšování zdvihu kuželky a tím i lokální nadprůtoky pro zvýšení nedostatečné T_{iSK} nad hodnoty přerozdělených m definovaných podle typu OPZ. To znamená, že výpočet v provozních stavech nekončí přerozdělením podle OPZ a $K_{v_{xp2}}$, ale bude pokračovat, než se zvyšováním m nedosáhne buď $T_{iSK} = T_{iP}$ nebo K_{vs} , ale v tom případě pak bude $T_{iSK} < T_{iP}$.

Obecně se to týká TRH, kde může být zdvih kuželky TRV plynule zvyšován vlivem funkce TRH z návrhového $K_{v_{xp2}}$ až ke K_{vs} . U EH je zvětšení zdvihu kuželky TRV možné, pokud by v návrhu nebyl otevřený na maximum, ale např. na 50 % zdvihu. EH, u kterých nebude regulace zdvihu kuželky plynulá, ale skoková, nebude toto doiterování umožněno a bude cyklovat mezi jednotlivými polohami.

Obecně jakákoliv nepřesnost z návrhu, a tedy trvalá odchylka od požadavku popsaného v **kap. 4.4** má za následek snahu regulátoru nastavit regulační kuželku tak, aby byla dosažena požadovaná hodnota **Tip**. Z toho vyplývá, že veškeré stabilizace kuželky na jiném **Xp** než projektovaném (většinou **Xp** = 2 K) budou mít za následek neplánované regulační pásmo. Místní regulace pak nemůže adekvátně regulovat nahodilé tepelné zisky (např. ze slunečního záření přes okna, vaření apod.), kvůli kterým je primárně instalovaná. Z toho vyplývá, že TRH by neměla řešit trvalou chybu zapříčiněnou chybným návrhem, změnou realizace od projektu na stavbě nebo vlastním zásahem uživatele, jinak bude neefektivní v její primární funkci.

6.2.3.1 Statická OPK – bez možnosti místní kvantitativní regulace

V OS bez kvantitativní místní regulace jsou provozní hydraulické změny od návrhového stavu možné pouze vlivem změny provozního vztlaku a změny tlakových ztrát. Protože ty jsou obě závislé na aktuální teplotě OV spojené s funkcí kvalitativní regulace viz **kap. 4.3**. Tato OPK je proto použita pro simulační modely kvalitativní regulace viz **kap. 8**, ve kterých chceme pro analýzu jejích provozních stavů mít potlačenou regulaci kvantitativní.

6.2.3.2 Dynamická OPK – „dvouregulační“ TRV osazený EH

Nastavení pro hydraulické vyvážení je u „dvouregulačního“ TRV s EH definováno **Kvs** hodnotou. V provozu bude tato hodnota pro neuzavřená OT fixní, protože hydraulický člen v TRV má fixní polohu a regulační kuželka je na plném otevření. To neumožňuje při nedostatečné **Tisk** větší zdvih, než je při **Kvs**. Toto platí pro *Typ 1* a *Typ 2*. Chování speciálního *Typu 3* je popsáno níže.

- *Typ 1*

Regulace spojitá umožňuje kuželku posunout z polohy úplně otevřeno plynule do polohy zavřeno v regulačním rozsahu zdvihu kuželky.

- *Typ 2*

Regulace On/Off umožňuje posunout kuželku z polohy úplně otevřeno skokem do polohy zavřeno s hodnotou **m** rovnou 0 a nic mezitím.

- *Typ 3*

Speciální varianta, kdy v návrhovém stavu při nastavení vyvažování není kuželka na plném otevření **Kvs**, ale např. v otevření **Kv50%**. Provozní chování je pak obdobné jako u TRH. Takto řešená EH umožňuje regulaci zdvihu kuželky i v poloze **Kv50%** až **Kvs**. Pak by v provozu nebyla na otevřených OT hodnota **Kv50%** stálá a v případě nedotápění

by bylo možné tento vytápěný prostor kompenzovat nadprůtokem. Pro EH by bylo potřeba řešit, zda se z $Kv_{50\%}$ do Kvs reguluje plynule nebo skokově (např. pro třípolohovou regulaci: Kv_0 , $Kvs_{50\%}$, Kvs). Každý způsob má jiné dopady v následné iteraci na dopočítání m_{SK} a Ti_{SK} .

Varianty s touto OPK jsou použity pro modely „A“, „C“ (varianty s indexem „b“) a pro modely „B“, „D“ (varianty s indexem „a“) v provedení *Typu 1* spojité regulace a hydraulického vyvážení s regulační kuželkou na plném otevření.

Pro reálný TRV by měli být použity hodnoty dle Kvs v *tab. 25*, ale pak by nešly indexové varianty v modelech „A“ – „D“, porovnat mezi sebou z důvodu jiného návrhového vyvážení OS. Proto je zde použit fiktivní TRV s EH podle *tab. 24*, který má shodné hodnoty nastavení pro Kvs jako má TRV s TRH při Kv_{xp2} podle *tab. 25*.

tab. 24 – Hodnoty nastavení fiktivního TRV s EH (Kvs) = TRV s TRH (Kv_{xp2})

	Stupeň nastavení termostatického ventilu							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Kvs [m ³ ·h ⁻¹]	0,13	0,22	0,31	0,38	0,47	0,57	0,66	0,75

6.2.3.3 Dynamická OPK – „dvouregulační“ TRV osazený TRH

Nastavení pro hydraulické vyvážení je u těchto TRV definováno Kv hodnotou, která je celkovým hydraulickým odporem daným nastavením hydraulického členu a regulační kuželky při definovaném zdvihu, např. při $Xp = 2$ K. Je samozřejmě možná i jiná hodnota Xp , podle volby projektanta a podkladů výrobce TRV.

V provozu není hodnota nastaveného Kv pro neuzavřená OT fixní, protože fixní je pouze nastavení hydraulického členu, ale regulační kuželka umožňuje i větší zdvih, než pro který je OT hydraulicky vyváženo. Velikost nadzdvihu kuželky bude v intervalu z definovaného zdvihu (např. Kv_{xp2}) použitého při vyvažování až k maximálnímu zdvihu při Kvs . Rozdíl mezi Kv_{xp2} a Kvs je pro jednotlivá nastavení N různý, jak je vidět v *tab. 25*. To je dáno rozdílným vlivem hydraulického členu a regulační kuželky při jednotlivých N .

Tento popis není úplně přesný, protože běžně Kvs značí TRV bez osazení TRH. Vlastním osazením TRH již regulační pásmo zmenšíme, takže místo Kvs je v provozních stavech dále použito označení $Kv_{100\%}$. $Kv_{100\%}$ je tedy jmenovitý průtok pro TRV při maximálním zdvihu TRH a daném N hydraulického členu a je o něco nižší než Kvs .

Varianty s touto OPK jsou použity pro modely „A“, „C“ (varianty s indexem „c“) a pro modely „B“, „D“ (varianty s indexem „b“), a to s typem ventilu podle *tab. 25*.

tab. 25 – Hodnoty K_v pro integrovaný termostatický ventil v OT Korado Radik VK [35]

	Stupeň nastavení termostatického ventilu							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$K_{v_{xp2}}$ [m ³ ·h ⁻¹]	0,13	0,22	0,31	0,38	0,47	0,57	0,66	0,75
$K_{vs} \approx K_{v100\%}$ [m ³ ·h ⁻¹]	0,16	0,27	0,38	0,43	0,65	0,98	1,23	1,43

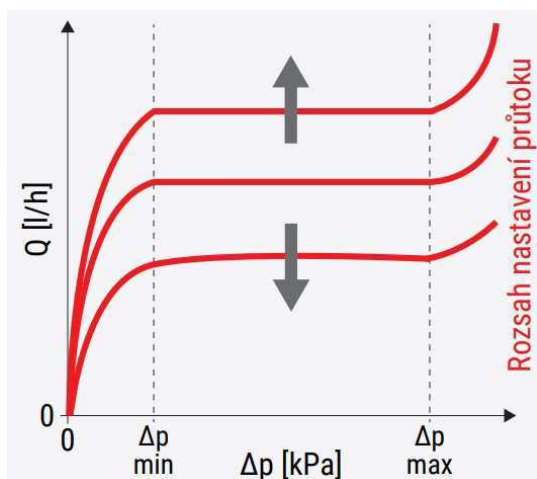
6.2.3.4 Dynamická OPK – TRV „s integrovaným omezovačem nastaveného průtoku“ osazený TRH nebo EH

Nastavení pro hydraulické vyvážení je u těchto TRV s omezovačem nastaveného průtoku pomocí integrovaného regulátoru tlakové difference (dále TRV_{sRTD}) řešeno přímo nastavením m_N . Tento průtok v provozních stavech v definovaném pásmu zbytkového dispozičního tlaku připadajícího na TRV (dále $p_{dis,OT}$) nemůže být překročen. V provozních stavech, oproti výše popsaným typům OPK, tedy neumožňuje běžné nadprůtoky způsobené z přerozdělování průtoků v OS uzavíráním jiných OT. Takže pro simulace modelů v této práci je jedno, zda tento typ TRV_{sRTD} je osazen TRH nebo EH.

Je potřeba zdůraznit, že nastavovaný m_N by měl být navržen s ohledem na ochlazování OV v OS, takže zjednodušená metoda konstantního ΔT_{OV} u všech těles a neřešení OS jako celku může způsobit nedotápění. Zároveň může v provozních stavech nastat problém při ochlazování OV a činnosti vlastní funkce ventilu, který neumožňuje vyšší m_{SK} , než je m_N , což je ukázáno v **kap. 7**.

U TRV_{sRTD} výrobci neudávají K_v . To je v provozu z principu funkce TRV_{sRTD} proměnné. Hodnota K_v se musí zákonitě plynule snižovat od minima $p_{dis,OT}$ do maxima $p_{dis,OT}$. Po překročení maxima $p_{dis,OT}$ již dynamická regulace nemá kam snižovat zdvih, a tedy zmenšovat K_v hodnotu, takže průtok začne narůstat viz *obr. 62*. Naopak pokud bude $p_{dis,OT}$ menší než požadovaná minimální hodnota, tak průtok začne klesat. Hodnota K_v bude na svém maximu a nemá možnost se zvyšovat.

Varianty s touto OPK jsou použity pro modely „A“, „C“ (varianty s indexem „d“) a pro modely „B“, „D“ (varianty s indexem „c“).



obr. 62 – Průběh m podle $p_{\text{dis,OT}}$ u Giacomini R4xxDB [36]

6.2.3.5 Dynamická OPK – TRV „bez možnosti nastavení“ osazený TRH nebo EH

Nastavení pro hydraulické vyvážení není u tohoto typu TRV konstrukčně možné. Vyvažování tak musí být umožněno na vyvažovacím šroubení, kde je hodnota nastaveného Kv pro všechny provozní stavy fixní.

TRV bez osazení TRH je definován hodnotou Kvs . Po nasazení TRH je kuželka nastavena nejčastěji do polohy Kv_{Xp2} . To umožní v provozu při nedotápní zvyšování zdvihu z Kv_{Xp2} až do $Kv_{100\%}$, obdobně jako v **kap. 6.2.3.3**. Při osazení tohoto typu TRV EH se chová kuželka podle **kap. 6.2.3.2**.

OT s vyvažovacím šroubením a TRV bez přednastavení se chová jako když je osazeno „dvouregulačním“ TRV, a proto varianty podle této OPK nejsou modelovány.

6.2.3.6 Dynamická OPK – „jednoregulační“ TRV osazený TRH nebo EH

Nastavení pro hydraulické vyvážení je u těchto TRV prováděno přímo na regulační kuželce, protože tento typ neobsahuje jiný hydraulický člen. Při vyvažování je současně ovlivněn vlastní zdvih kuželky, a tedy jeho Xp a rozsah regulace viz legenda v *tab. 26*.

V provozních stavech nebude hodnota nastaveného Kv pro neuzavřená OT fixní a bude možný nadzdvih kuželky v případě nedotápní. Velikost rozsahu pohybu bude v intervalu nastavení kuželky při vyvažování až do max. zdvihu při Kvs . Varianty s touto OPK nejsou v této práci modelovány.

tab. 26 – Zmenšující se Xp pro nízká nastavení u Danfoss RA-N [37]

	Nastavení hodnoty Kv s proměnným Xp								Kvs	
	1	2	3	4	5	6	7	N	N	
RA-N 10	0,04	0,08	0,12	0,19	0,25	0,33	0,38	0,56	0,65	
	$Xp = 0,5$		$0,5 < Xp < 2$					$Xp = 2$		$Xp = \text{max}$

7 Analýza simulačních modelů pro návrhový stav a provozní stavy kvantitativní regulace

7.1 Popis referenční OS pro simulační modely kvantitativní regulace

Referenční OS, která je použita pro simulační modely, je zobrazena na *obr. 63* s vypsányými základními vstupními parametry.

V simulačních modelech je uvažováno potrubí bez tepelné izolace. Analýza OS s kvalitně tepelně izolovanými rozvody v návrhovém stavu je řešena např. v [20], [32]. Použití neizolovaného potrubí je zde záměrné, aby byly jasně patrné odchylky výsledků i při takto malé OS. Malá velikost OS je pak z důvodu vymodelování všech možných ustálených provozních stavů, tak aby jejich počet byl přehledně analyzovatelný.

Použitá návrhová vstupní teplota OV na patě je $T_{p_{z,pata,N}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$. To je maximální hodnota v dnešních OS s nuceným oběhem, která je dána [19] a může být na vstupu do OT. To je při tradičním návrhu i teplota na patě, protože se uvažuje $T_{p_{z,pata,N}} = T_{pk}$. Můžeme se s ní setkat u objektů napojených na výměňkovou stanici nebo u starších objektů s nižší kvalitou tepelně izolační obálky. Vliv nižší $T_{p_{z,pata,N}}$ (např. $55 \text{ }^\circ\text{C}$, $50 \text{ }^\circ\text{C}$) pro dnes často používané nízkoteplotní zdroje tepla, jako jsou tepelná čerpadla a plynové kondenzační kotle, je řešen např. v [20] a [30]. Zároveň z dat měření v bytovém domě (**kap. 5.4**) bylo patrné značné ochlazení v trase i při nízké teplotě OV.

Všechny tepelné ztráty vytápěného prostoru s instalovaným OT jsou pouze do exteriéru, a tedy s konstantním H podle **kap. 4.4**. Také je zjednodušeně uvažováno, že návrhový tepelný výkon OT je rovný požadovanému výkonu. Dopady, v praxi běžného případu kdy se $Q_P \neq Q_N$, jsou řešeny v **kap. 4.4.1**.

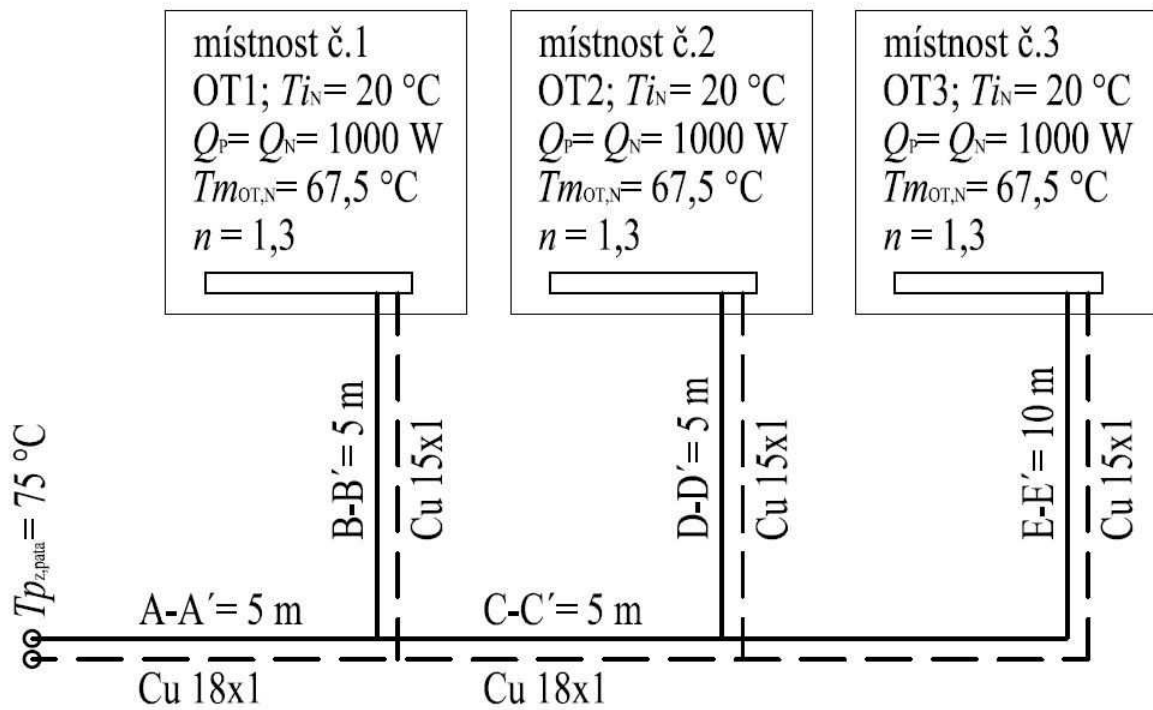
Tepelné zisky z potrubních rozvodů pro snížení požadovaného výkonu OT v této podkapitole nejsou uvažovány. Můžeme si zde představit, že potrubí jde jinými prostory, než je osazené OT nebo je zabudované ve stavební konstrukci. Jak je již zmíněno v **kap. 6.1.3**, vliv trvalých tepelných zisků z tepelných ztrát rozvodů v návrhovém stavu je analyzován např. ve [30], [31], [32].

Použité hydraulické OPZ pro simulační modely kvantitativní regulace jsou podrobně popsány v **kap. 6.2.2**. V té jsou popsány i OPZ, které pro simulační modely kvantitativní regulace nejsou použity. Typ použité OPZ je specifikován v rámci daného modelu.

Použité OPK pro simulační modely kvantitativní regulace jsou podrobně popsány v **kap. 6.2.3**. V té jsou popsány i OPK, které pro simulační modely kvantitativní regulace nejsou použity. Typ použitých OPK je specifikován v rámci daného modelu.

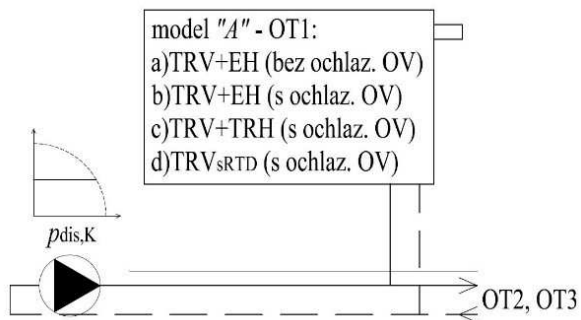
V této kapitole je řešen pouze vliv kvantitativní regulace, a tedy činnosti TRV s jeho regulátorem na nahodilé tepelné zisky. Není zde pro přehlednost analyzovaných výsledků uvažován vliv kvalitativní regulace, takže vstupní teplota OV na patě je společně s venkovní teplotou vzduchu konstantní pro všechny zobrazené provozní stavy. Vliv kvalitativní regulace na provozní stavy je pak řešen samostatně v **kap. 8**. Toto oddělení modelů kvantitativní místní regulace od kvalitativní regulace teploty OV na patě je provedeno záměrně pro jejich přehlednější analýzu vlivu na výsledky. Je důležité podotknout, že v praxi jsou běžně použity obě tyto regulace zároveň, což ale není vhodné pro simulace jednotlivých vlivů na výsledky v provozních stavech.

Výsledky v provozních stavech jsou uvažovány za ustáleného stavu, poté co je TRV zcela uzavřen/otevřen a OS je na tento stav stabilizována. Přechodové stavy, kdy se TRV postupně zavírá/otvírá a OT tak chladne nebo se ohřívá, nejsou řešeny, protože cílem je definovat hodnoty parametrů za různých kombinací ustálených stavů. Z toho důvodu nemusí být uvažována tepelná stabilita stavebních konstrukcí a vnitřního vybavení. OS se samozřejmě chovají v provozních stavech dynamicky, ale tyto přechodové stavy a jejich kombinace nejsou cílem této části práce. Cílem této kapitoly je postihnout hranice intervalů, které mohou při konstantní venkovní teplotě nastat vlivem nahodilých tepelných zisků, tj. úplným zavřením jednotlivých OT v různých kombinacích. Výsledky jsou tedy maxima parametrů, dosažených při ustáleném návrhovém stavu a ustálených provozních stavech kvantitativní regulace a výsledky přechodových stavů pak zákonitě musejí vycházet uvnitř těchto hraničních intervalů.



obr. 63 - Schéma referenční OS s popisem vstupních parametrů pro kvantitativní regulaci

7.2 Model „A“ – návrhový stav podle klasického výpočtu bez ochlazování OV pro provoz OPZ – $p_{dis,K}$



obr. 64 – Schéma okrajových podmínek pro model „A“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „A“ je uvažována s $p_{dis,K}$ viz **kap. 6.2.2.1.**

Popis jednotlivých variant:

- **A.V1a:**

Je návrhový stav, ve kterém není uvažováno ochlazování OV. Je to tedy teoretický stav, který je možný pouze s potrubní tepelnou izolací nekonečné tloušťky nebo nekonečným tepelným odporem. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny na základě tradičního návrhu OS s konstantní teplotou přívodní OV v celé trase OS a shodným teplotním spádem na všech OT. Vyvážení OS je provedeno nastavením TRV na požadovaná N pro jednotlivá OT při $p_{dis,K} = 3$ kPa. Oba tyto parametry jsou dále použity pro následující varianty **A.V2a,b,c** až **A.V7a,b,c** provozních stavů. Hodnoty N jsou použity z *tab. 24*, které jsou shodné s hodnotami při Kv_{xp2} v *tab. 25*. Tato rovnost je z důvodu, aby mohlo být provedeno shodné vyvážení pro varianty s indexem „b“ i „c“ a varianty regulátorů tak mohly být porovnatelné (vysvětleno i v **kap. 6.2.3.2.**).

- **A.V1b:**

Je chování OS při návrhovém stavu, avšak oproti **A.V1a** je uvažováno s ochlazováním OV. Vyvážení OS je provedeno na N a $p_{dis,K}$, které je navrženo ve **A.V1a**. Hmotnostní průtoky jsou s minimální odchylkou shodné jako ve **A.V1a**.

V této variantě, ale stejně tak i v dalších provozních variantách s indexem „b“, není pro TRV možné dosáhnout vyšší Kv hodnoty, než je nastaveno z vyvážení ve **A.V1a**. V případě „nedotápění“ tedy není umožněn vyšší zdvih kuželky na TRV, což v praxi nastává typicky při osazení TRV např. EH. Typ OPK je podle **kap. 6.2.3.2.**

V návrhovém stavu (při provozu všech OT) se stejným způsobem bude chovat i TRV_{SRTD} podle **kap. 6.2.3.4**, která by jinak byla zastoupena variantou **A.V1d**. Zde je tedy možné uvažovat **A.V1b = A.V1d**.

- **A.V1c:**

Vstupní parametry a výpočet s ochlazováním OV této varianty jsou shodné s **A.V1b** s jedinou výjimkou, že je TRV osazen TRH. To umožňuje při „nedotápění“ vyšší zdvih TRV z **Kv_{xp2}** až do **Kv_{100%}** pro dané *N* viz *tab. 25* a pro následné doiterování nedostatečné *T_{isk}*. Typ OPK je podle **kap. 6.2.3.3**. Toto platí zároveň pro všechny provozní stavy s indexem „c“.

- **A.V2a – A.V7a:**

Jsou varianty provozních stavů, které v důsledku činnosti EH uvažují s uzavřením jednotlivých OT. Není zde zohledněno, stejně jako pro variantu **A.V1a**, ochlazování OV. Výsledky jsou tedy pouze teoretické, na základě předpokladů tradičního výpočtu. Pro výpočet je uvažováno u otevřených OT s fixním nastavením seřizovací části TRV a regulační kuželkou v max. poloze a dále s **p_{dis,K}** z **A.V1a**.

- **A.V2b – A.V7b:**

Jsou varianty provozních stavů, které v důsledku činnosti EH uvažují s uzavřením jednotlivých OT. Je zde zohledněno ochlazování OV. Pro výpočet je uvažováno u otevřených OT s fixním nastavením seřizovací části TRV a regulační kuželkou v maximální poloze a dále s **p_{dis,K}** z **A.V1a**.

- **A.V2c – A.V7c:**

Jsou varianty provozních stavů, které v důsledku činnosti TRH uvažují s uzavřením jednotlivých OT. Je zde zohledněno ochlazování OV. Pro výpočet je v případě potřeby, z důvodu „nedotápění“ daného vytápěného prostoru, uvažováno u otevřených OT pro TRV s fixním nastavením seřizovací části a regulační kuželkou v poloze **Kv_{xp2}** až **Kv_{100%}** a dále s **p_{dis,K}** z **A.V1a**.

- **A.V2d – A.V7d:**

Jsou varianty provozních stavů, které v důsledku činnosti TRV_{SRTD} osazených EH (TRH) uvažují s uzavřením jednotlivých OT. Je zde zohledněno ochlazování OV. Pro výpočet je uvažováno u otevřených OT s fixním nastavením **m_N** z **A.V1a**, které je zároveň max. průtokem, protože TRV_{SRTD} podle **kap. 6.2.3.4** neumožňují v provozních stavech jakýkoliv vyšší průtok, než jaký je nastaven v návrhovém stavu. Proto je zde pro tyto simulace jedno jestli bude jako regulátor použita EH nebo TRH.

Je potřeba upozornit, že pro reálné OS by u těchto variant měl být minimální $p_{dis,OT}$ pro TRV_{SRTD} podle požadavku výrobce (např. 10 kPa) ve všech stavech, tak aby splňoval svoji funkci. To by ale nešlo porovnat s ostatními variantami, kde by p_{dis} byl zbytečně vysoký. Pro zde prováděné analýzy je důležité pouze to, že TRV_{SRTD} nedovolí v provozu vyšší průtok, než je m_N . Můžeme tedy teoreticky připustit, že vlastní funkce TRV_{SRTD} je umožněna již pro jakýkoliv nízký $p_{dis,OT}$ a použít shodnou $p_{dis,K}$ s ostatními variantami.

Dále je pro přehlednost vypsáno, v jakých variantách jsou v provozu daná OT:

A.V3a,b,c,d – v provozu pouze OT1; OT2 a OT3 zavřené

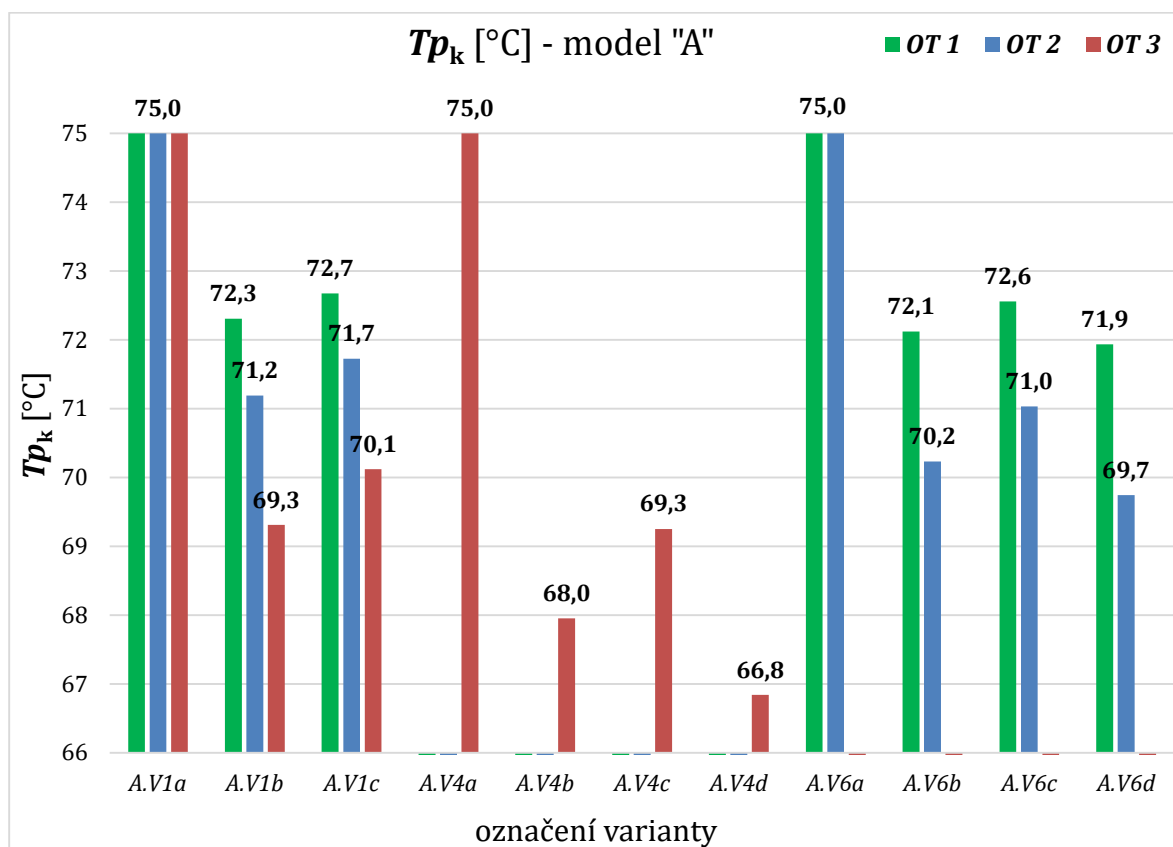
A.V4a,b,c,d – v provozu pouze OT2; OT1 a OT3 zavřené

A.V5a,b,c,d – v provozu pouze OT3; OT1 a OT2 zavřené

A.V6a,b,c,d – v provozu OT1 a OT3; OT2 zavřené

A.V7a,b,c,d – v provozu OT1 a OT2; OT3 zavřené

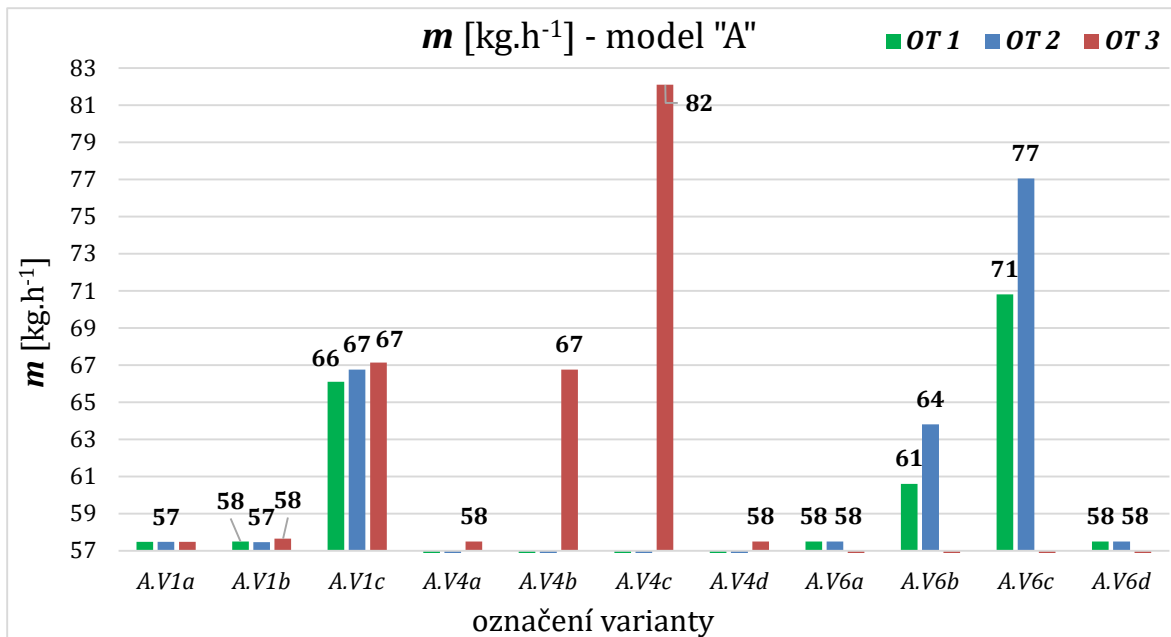
A.V8a,b,c,d – v provozu OT2 a OT3; OT1 zavřené



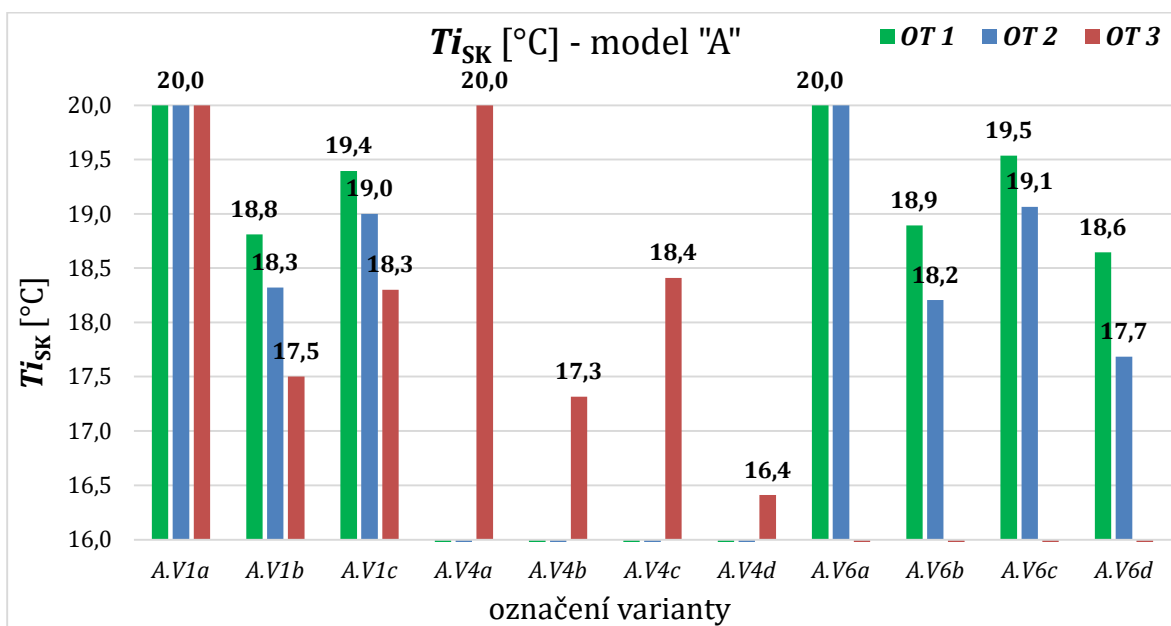
obr. 65 – Tp_k [°C] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „A“

tab. 27 – Výsledky jednotlivých porovnávaných parametrov v modelu „A“

ozn. variant	A-A' - pata				B-B' - OT1			D-D' - OT1			E-E' - OT3		
	$p_{krit,bezTRV}$ [Pa]	p_{dis} [Pa]	$T_{z,pata}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]	T_{isk} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]	T_{isk} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]	T_{isk} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]
A.V1a	1568	3000	60,0	172	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0
A.V1b	1572		54,0	173	18,8	57,5	72,3	18,3	57,5	71,2	17,5	57,7	69,3
A.V1c	2104		56,5	200	19,4	66,1	72,7	19,0	66,8	71,7	18,3	67,1	70,1
A.V2a	520		60,0	58	20,0	57,5	75,0	-	0,0	-	-	0,0	-
A.V2b	639		55,5	63	18,6	63,5	71,2	-	0,0	-	-	0,0	-
A.V2c	914		58,2	75	19,4	75,4	71,8	-	0,0	-	-	0,0	-
A.V2d	512		53,8	58	18,2	57,5	70,8	-	0,0	-	-	0,0	-
A.V3a	593		60,0	58	-	0,0	-	20,0	57,5	75,0	-	0,0	-
A.V3b	814		53,6	67	-	0,0	-	18,0	66,7	69,5	-	0,0	-
A.V3c	1233		57,0	82	-	0,0	-	19,0	81,6	70,5	-	0,0	-
A.V3d	576		50,8	58	-	0,0	-	17,2	57,5	68,7	-	0,0	-
A.V4a	795		60,0	58	-	0,0	-	-	0,0	-	20,0	57,5	75,0
A.V4b	1087		51,4	67	-	0,0	-	-	0,0	-	17,3	66,8	68,0
A.V4c	1659		55,1	82	-	0,0	-	-	0,0	-	18,4	82,1	69,3
A.V4d	762		48,4	58	-	0,0	-	-	0,0	-	16,4	57,5	66,8
A.V5a	1023		60,0	115	20,0	57,5	75,0	-	0,0	-	20,0	57,5	75,0
A.V5b	1243		54,0	125	18,9	60,6	72,1	-	0,0	-	17,5	64,0	68,6
A.V5c	1808		56,9	148	19,5	70,8	72,6	-	0,0	-	18,5	77,4	69,7
A.V5d	1004		52,6	115	18,6	57,5	71,9	-	0,0	-	16,9	57,5	67,9
A.V6a	820		60,0	115	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0	-	0,0	-
A.V6b	993		55,2	124	18,9	60,6	72,1	18,2	63,8	70,2	-	0,0	-
A.V6c	1424		58,0	148	19,5	70,8	72,6	19,1	77,1	71,0	-	0,0	-
A.V6d	814		53,9	115	18,6	57,5	71,9	17,7	57,5	69,7	-	0,0	-
A.V7a	1253		60,0	115	-	0,0	-	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0
A.V7b	1398		53,5	122	-	0,0	-	18,4	60,7	71,1	17,7	61,0	69,3
A.V7c	1957		56,5	144	-	0,0	-	19,2	71,9	71,7	18,5	72,4	70,2
A.V7d	1247		52,5	115	-	0,0	-	18,2	57,5	70,8	17,3	57,5	68,9



obr. 66 – m [kg.h⁻¹] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „A“



obr. 67 – Ti_{SK} [°C] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „A“

Z tab. 27, obr. 65, obr. 66 a obr. 67 je vidět, že vyvážením OS podle klasického návrhu v souladu s **A.V1a** (tj. bez uvažování ochlazení OV) je u návrhových variant **A-V1b,c** a všech dalších provozních stavech podle **A-V2b,c,d** až **A-V7b,c,d** (tj. s uvažováním ochlazování OV) dosaženo nedostatečného tepelného výkonu OT. Tím pádem je i nižší Ti_{SK} v ustáleném provozním stavu. To může mít negativní vliv na tepelný komfort pro uživatele. V dalších porovnáních už nebude zmiňována informace na trend odchylky skutečného výkonu OT, ale pouze na trend odchylky hodnoty Ti_{SK} .

Oba parametry vyjadřují stejné důsledky pro možné přetápění nebo nedotápění místnosti.

Pro provozní varianty **A.V2a** až **A.V7a** (tj. varianty s různým pořadím uzavřených OT) vychází hmotnostní průtoky i T_{iSK} shodně jako v návrhové variantě **A.V1a**. To je způsobeno zanedbáním ochlazení OV, tedy předpokladem dokonalé tepelné izolace s nekonečným tepelným odporem pro tyto varianty. Je třeba podotknout, že by v provozních stavech těchto variant byla tendence u otevřených OT lehce přetápet místnost vlivem vyššího provozního skutečného průtoku (dále m_{SK}) z důvodu vyššího $p_{dis,OT}$ z přerozdělení podle počtu uzavřených OT a konstantního $p_{dis,K}$. To se ale nestane vlivem reakce místní regulace škrcením hmotnostního průtoku otopné vody na TRV, a tedy snížením na prakticky m_N . Z těchto závěrů pak vyplývá, že by mohla být použita TRH namísto EH a výsledky by zde byly shodné.

V případech **A.V2b** až **A.V7b** jsou vyšší m_{SK} do jednotlivých OT v provozních stavech, než v případech **A.V1a** až **A.V7a** a **A.V1b**. To je způsobeno $p_{dis,K}$, a tedy větším $p_{dis,OT}$. Přesto se T_{iSK} u variant **A.V2b** až **A.V7b** pohybuje na podobných hodnotách jako ve variantě **A.V1b** a neroste. Je to dáno tím, že je v provozu sice vyšší m_{SK} , který připadá na zbylá otevřená OT, ale zároveň vstupní teplota OV do těchto OT (dále T_{pK}) je nižší z důvodu většího ochlazení OV po trase. Pro upřesnění, vyšší ochlazení OV po trase je zde myšleno v úseku A-A' a C-C', tj. v počátečním a průběžném úseku vlivem menšího součtového provozního průtoku. V úsecích končící OT, jmenovitě B-B', D-D' a E-E', je ochlazení OV v provozních stavech menší (než v návrhovém stavu) vlivem vyššího m_{SK} . V celku je ale na trase ke koncovému úseku v provozních stavech větší ochlazení OV než v návrhovém stavu, protože poměr Q_{TZR} ku m končícího úseku je menší než poměr Q_{TZR} ku m na trase od paty k němu. Pro jiné OS tato kombinace může být jiná, protože bude vždy záležet na poměrech ochlazení OV v koncovém úseku ku ochlazení OV po trase (od paty k němu).

Pro **A.V1c** až **A.V7c** jsou taktéž vyšší m_{SK} do jednotlivých OT než v případech **A.V1a** až **A.V7a** a **A.V1b**, což je jednak způsobeno výše zmíněnými $p_{dis,K}$, a tedy větším $p_{dis,OT}$. A dále je to způsobeno navýšením m_{SK} pro **A.V1c** a **A.V2c** až **A.V7c** vlivem činnosti TRH v případě nedostatečné T_{iSK} , a tedy otevíráním TRV z hodnoty Kv_{xp2} směrem ke $Kv_{100\%}$. Z tohoto důvodu se T_{iSK} u **A.V1c** až **A.V7c** o něco navýšila oproti **A.V1b** až **A.V7b**. Přesto však i takto navýšená T_{iSK} nedosáhla požadované $T_{iP} = 20$ °C. Vlivem nízké T_{pK} z ochlazení OV po trase ani výrazně zvýšený m_{SK} není schopen potřebně navýšit

tepelný výkon OT, což je předpokládáno a zdůvodněno v **kap. 4.4.2**. Je třeba současně upozornit, že plný zdvih kuželky rovněž zhoršuje primární funkci TRH reagovat na nahodilé tepelné zisky v požadovaném pásmu proporcionality Xp . Velikost Xp při $Kv_{100\%}$ je daleko za předpokládaným a navrhovaným standardem $Xp = 2 K$. Z toho vyplývá, že TRV s TRH sice může v nějakém rozsahu kompenzovat chyby z návrhu, ale nemůže pak již efektivně regulovat nahodilé tepelné zisky, což je a měla by být jeho primární funkce.

Tučně zvýrazněný M na patě v *tab. 27* u **A-V1c** vychází větší než u návrhového stavu **A.V1a** s ohledem na snahu kompenzovat „nedotápění“ jednotlivých místností vyšším zdvihem kuželky TRV z Kv_{Xp2} směrem ke $Kv_{100\%}$. Vyšší M na patě nad hodnotu z návrhového stavu je umožněn pouze za určitých okrajových podmínek. Za prvé již zmíněným prostorem pro vyšší zdvih kuželky TRV. Za druhé je potřeba rezerva při návrhovém M v nastavení OČ s regulací na konstantní tlak. Návrhový M se může v provozu teoreticky zvýšit až k limitní hranici maximálního M pro danou křivku konstantního tlaku s protnutím maximální křivky otáček viz *obr. 58* v **kap. 6.2.2.1**.

U **A.V2d** až **A.V7d** s TRV_{SRTD} je vidět nižší T_{ISK} oproti **A.V2b,c** až **A.V7b,c**. To je způsobeno primární funkcí TRV_{SRTD} , a tedy udržení m_N na zbylých otevřených OT v provozních stavech. Vlivem části zavřených OT je menší součtový M v průběžných úsecích A-A' a C-C', ve kterých pak dochází k většímu ochlazení OV než v návrhovém stavu. K otevřeným OT pak doteče OV s nižší T_{pk} než u **A.V2b,c** až **A.V7b,c**. Tato nízká T_{pk} pak negativně spolupůsobí s již zmiňovaným, z principu funkce TRV_{SRTD} nenavýšeným konstantním m_N pro OT. Z tohoto hlediska vede osazení OT tímto typem TRV_{SRTD} k problému nedostatečné T_{ISK} při provozních stavech kvantitativní regulace v době s větším počtem zavřených OT, pokud byl návrh proveden tradičním způsobem podle **A.V1a**.

Z výsledků je zřejmé, že v případech **A.V2b,c** až **A.V7b,c** se provozní m_{SK} přerozděluje vždy přesně v závislosti na $p_{dis,K}$ a typu TRV. Rozhodně se nedá použít zjednodušená úvaha, že při uzavření TRV na některých OT, např. na hodnotu 1/3 návrhového stavu, bude na patě následně pak 2/3 M . Provozní m_{SK} pro jednotlivá OT tak není shodný s návrhovým stavem ani mezi jednotlivými provozními stavy. Hodnota provozních m_{SK} pro jednotlivá OT je v těchto variantách unikátní a před simulací neznámá pro každou OS. Naopak zjednodušené poměrové přepočítávání platí

u teoretických provozních variant bez ochlazování OV **A.V2a** až **A.V7a** a u variant **A.V2d** až **A.V7d** s TRV_{sRTD} , kde je držen m_N na konstantní hodnotě bez možnosti navýšení.

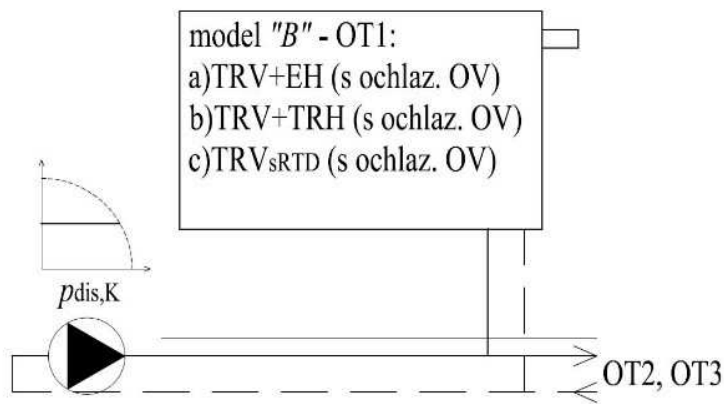
Dále je z výsledků patrné, že mezi jednotlivými provozními stavy **A.V2b,c,d** až **A.V7b,c,d** při stejném typu regulátoru osazeném na TRV (shodném indexu varianty), se odchylky T_{isk} lehce mění i pro dané OT podle počtu ostatních zavřených OT. Tepelný výkon OT je unikátní pro každou provozní variantu i pro OT se shodným Q_N . Toto u teoretických variant **A-V2a** až **A-V7a** nenastává, protože zde jsou výsledky konstantní.

Výsledky z výše uvedených analýz platí pouze pro simulovanou referenční OS. Výsledky pro reálnější OS s větším počtem OT jsou sice neznámé, ale lze očekávat shodné trendy. Obecně vždy záleží na kombinaci skutečných hodnot m_{sk} a T_{pk} pro dané OT. Hodnota T_{pk} v provozu je vždy ovlivněna velikostí ochlazení OV po trase od paty k danému OT, které je dané kombinací jednotlivých typů úseků. Vlivem menších součtových m v průběžných úsecích provozních stavů než v návrhovém stavu, je ochlazení OV v této části trasy v provozních stavech větší. Na druhou stranu v koncovém úseku s OT může být opačně ochlazování OV v provozních stavech menší než v návrhovém stavu viz nadprůtoky v OT vlivem OPZ a OPK.

Z výsledků referenční OS pro tento model vyplývá nejvhodnější OPK dle varianty s označením **c**, a tedy TRV s TRH. Následuje **b** (TRV s EH), poslední je **d** (TRV_{sRTD}).

Varianty s označením **a** je potřeba uvažovat pouze jako teoretické, protože k ochlazování OV bude reálně docházet i když s tím simulace nepočítá.

7.3 Model „B“ – návrhový stav s ochlazováním OV na shodnou T_{mOT} pro provoz OPZ – $p_{dis,K}$



obr. 68 – Schéma okrajových podmínek pro model „B“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „B“ je uvažována s $p_{dis,K}$ viz **kap. 6.2.2.1.**

Popis jednotlivých variant:

- **B.V1:**

Je návrhový stav, ve kterém je uvažováno s ochlazováním OV. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny tak, aby na všech OT byla shodná střední teplota T_{mOT} [11], [18], což je rozdílné oproti **A-V1b,c** z modelu „A“. Teplotní spády na OT se vzdáleností od paty zmenšují. Vyvážení OS je provedeno nastavením TRV na požadovaná N pro jednotlivá OT při $p_{dis,K} = 7$ kPa. Hodnota $p_{dis,K}$ je zde vyšší oproti modelu „A“ s ohledem na vyšší $p_{min,krit}$ způsobený vyššími návrhovými průtoky při zachování shodných dimenzí měděného potrubí jako v modelu „A“. Hodnoty N jsou použity z *tab. 24*, které jsou shodné s hodnotami při Kv_{xp2} v *tab. 25*. Tato rovnost je z důvodu, aby mohlo být provedeno shodné vyvážení pro varianty s indexem „a“ i „b“ a varianty regulátorů tak mohly být porovnatelné (vysvětleno i v **kap. 6.2.3.2.**).

- **B.V2a – B.V7a:**

Jsou varianty provozních stavů s TRV osazeným EH se shodnou logikou okrajových podmínek a výpočtu, včetně ochlazování OV, jako je popsáno u **A.V2b** až **A.V7b** v modelu „A“. Hodnoty N u otevřených OT a $p_{dis,K}$ jsou z **B.V1**.

- **B.V2b – B.V7b:**

Jsou varianty provozních stavů s TRV osazeným TRH se shodnou logikou okrajových podmínek a výpočtu, včetně ochlazování OV, jako je popsáno u **A.V2c** až **A.V7c** v modelu „A“. Hodnoty N u otevřených OT a $p_{dis,K}$ jsou z **B.V1**.

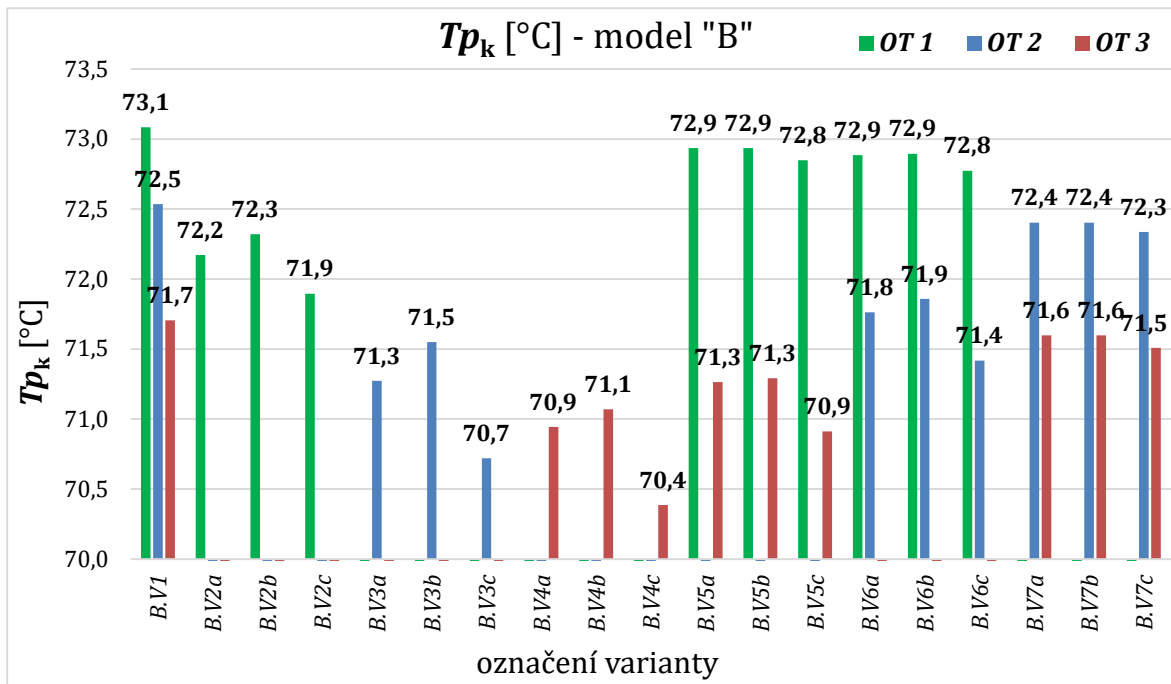
- **B.V2c – B.V7c:**

Jsou varianty provozních stavů s TRV_{SRTD} osazených TRH se shodnou logikou okrajových podmínek a výpočtu, včetně ochlazování OV, jako je popsáno u **A.V2d** až **A.V7d** v modelu „A“. Hodnoty m_N u otevřených OT a $p_{dis,K}$ jsou z **B.V1**.

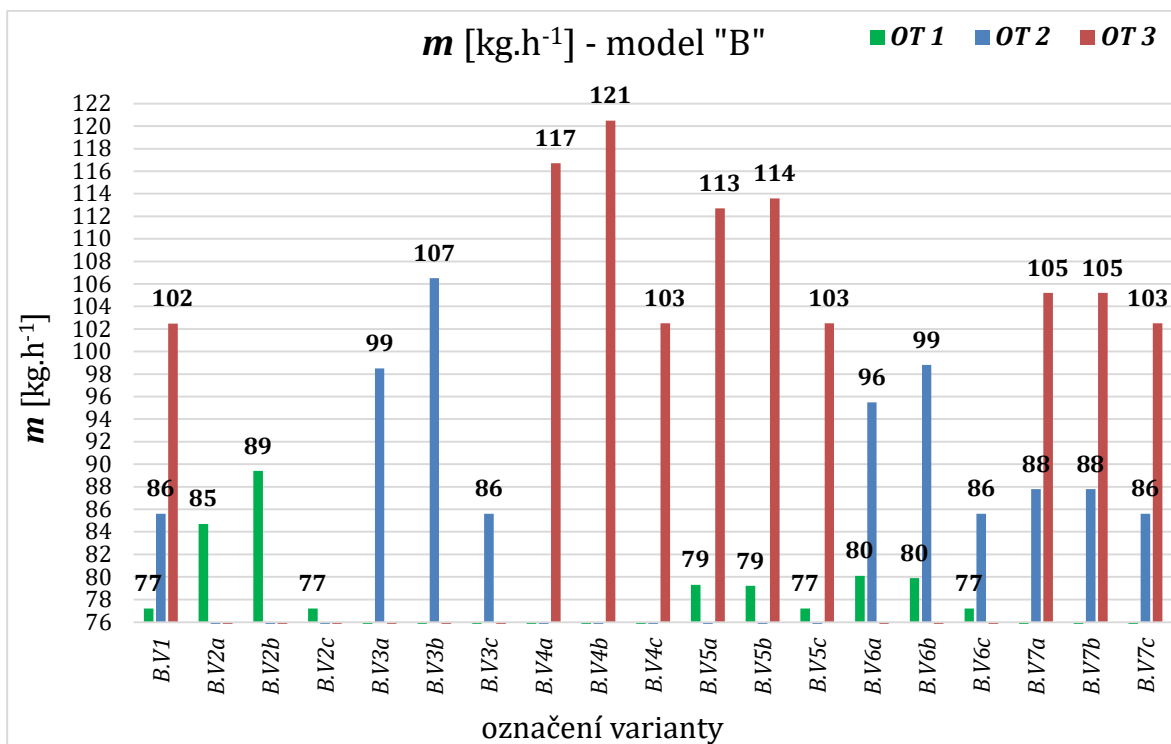
Kombinace otevřených a uzavřených OT ve **B.V2a,b,c** až **B.V7a,b,c** je shodná s **A.V2a,b,c,d** až **A.V7a,b,c,d** tak, jak je uvedeno v modelu „A“.

tab. 28 – Výsledky jednotlivých porovnávaných parametrů v modelu „B“

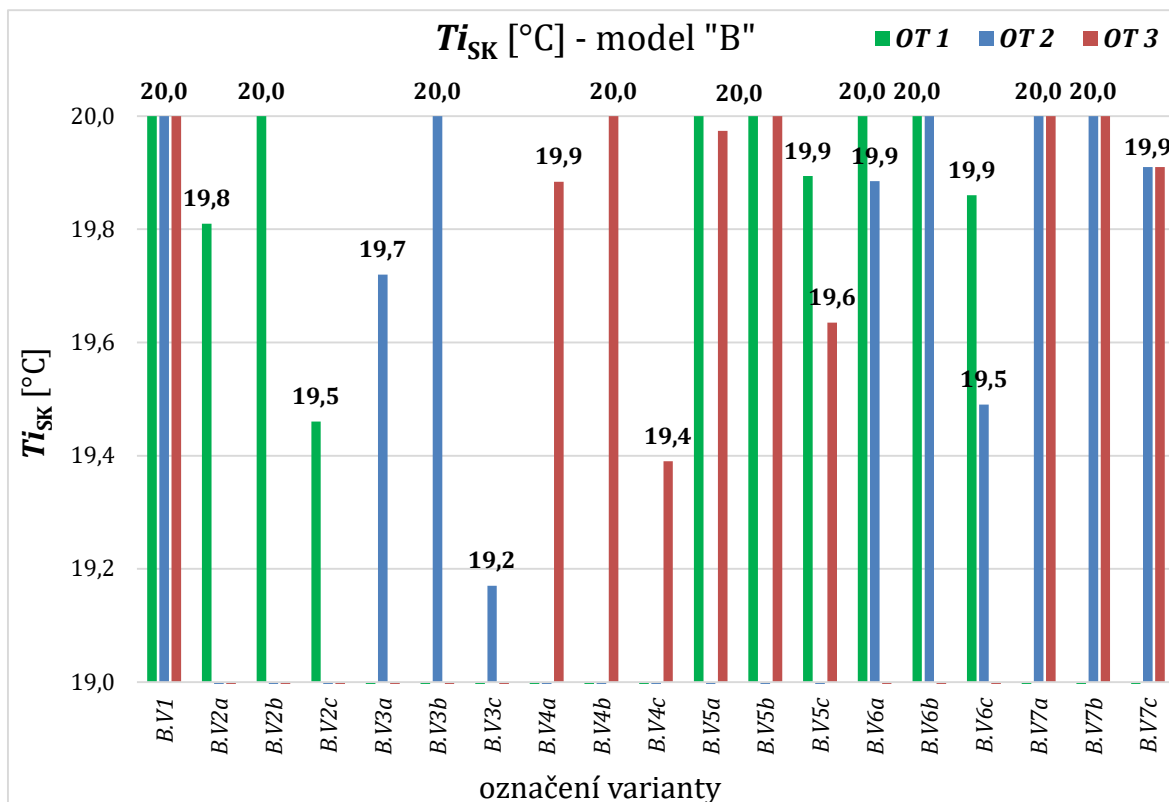
ozn. variant	A-A' - pata				B-B' - OT1			D-D' - OT1			E-E' - OT3		
	$p_{krit,bezTRV}$ [Pa]	p_{dis} [Pa]	$T_{z,pata}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]
B.V1	4035	7000	60,6	265	20,0	77,2	73,1	20,0	85,6	72,5	20,0	102,5	71,7
B.V2a	1144		59,9	85	19,8	84,7	72,2	-	0,0	-	-	0,0	-
B.V2b	1264		60,6	89	20,0	89,4	72,3	-	0,0	-	-	0,0	-
B.V2c	958		58,6	77	19,5	77,2	71,9	-	0,0	-	-	0,0	-
B.V3a	1752		59,7	99	-	0,0	-	19,7	98,5	71,3	-	0,0	-
B.V3b	2023		60,7	107	-	0,0	-	20,0	106,5	71,5	-	0,0	-
B.V3c	1355		57,7	86	-	0,0	-	19,2	85,6	70,7	-	0,0	-
B.V4a	3151		60,4	117	-	0,0	-	-	0,0	-	19,9	116,7	70,9
B.V4b	3339		60,8	121	-	0,0	-	-	0,0	-	20,0	120,5	71,1
B.V4c	2491		58,6	103	-	0,0	-	-	0,0	-	19,4	102,5	70,4
B.V5a	3400		60,6	192	20,0	79,3	72,9	-	0,0	-	20,0	112,7	71,3
B.V5b	3444		60,6	193	20,0	79,2	72,9	-	0,0	-	20,0	113,6	71,3
B.V5c	2896		59,7	180	19,9	77,2	72,8	-	0,0	-	19,6	102,5	70,9
B.V6a	2064		60,4	176	20,0	80,1	72,9	19,9	95,5	71,8	-	0,0	-
B.V6b	2177		60,6	179	20,0	79,9	72,9	20,0	98,8	71,9	-	0,0	-
B.V6c	1723		59,3	163	19,9	77,2	72,8	19,5	85,6	71,4	-	0,0	-
B.V7a	3574		60,7	193	-	0,0	-	20,0	87,8	72,4	20,0	105,2	71,6
B.V7b	3574		60,7	193	-	0,0	-	20,0	87,8	72,4	20,0	105,2	71,6
B.V7c	3412		60,3	188	-	0,0	-	19,9	85,6	72,3	19,9	102,5	71,5



obr. 69 – T_{pk} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „B“



obr. 70 – m [kg.h⁻¹] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „B“



obr. 71 - T_{iSk} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „B“

Oproti výsledkům z modelu „A“ podle **kap. 7.2** je M na patě v návrhovém stavu **B.V1** největší možnou hodnotou, která se ve všech provozních stavech objeví. M je zde vypočten tak, aby v návrhovém stavu byla u všech OT shodná návrhová T_{mor} a tím nedocházelo k nedotápění ani při ochlazování OV. Z toho rovněž vyplývá, že teoreticky není potřebná rezerva při návrhu OČ, protože hodnotu M na patě není v případě takového návrhu nikdy nutné překročit.

Z tabulky a grafů je vidět, že vyvážením OS s uvažováním ochlazování OV na shodnou T_{mor} u všech OT podle **B.V1** jsou vytvořeny vhodnější podmínky pro provozní stavy **B.V2a,b** až **B.V7a,b** s nízkou odchylkou T_{iSk} od návrhového stavu, než tomu je u modelu „A“ podle **kap. 7.2**.

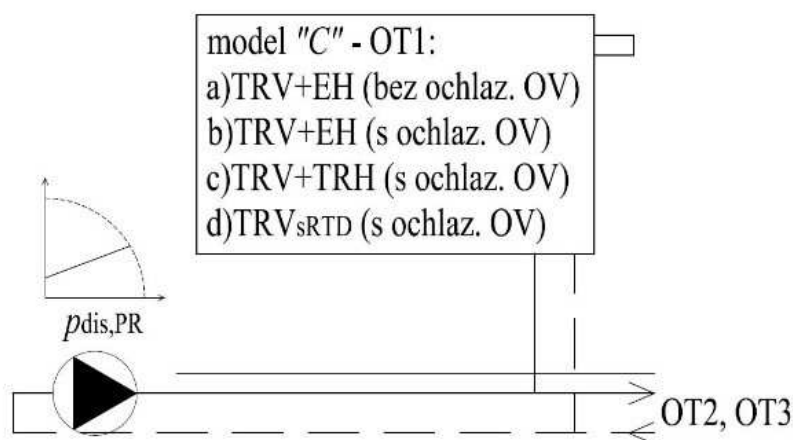
Dále je možné vidět, že v provozních variantách **B.V2a,b** až **B.V7a,b** jsou vyšší m_{sk} pro jednotlivá OT než při návrhu **B.V1**, ale zároveň je T_{pk} nižší z důvodu většího ochlazení OV v průběžných úsecích A-A' a C-C'. Výsledkem kombinace těchto dvou parametrů je, že v některých případech pro **B.V2a** až **B.V7a** je dosaženo nedostatečné T_{iSk} . Naopak ale v některých případech by vycházelo mírné „přetápění“ (v *tab. 28* jsou označeny červeným textem), na které ovšem může reagovat EH přivřením, a tedy snížením provozního m_{sk} vlivem zmenšeného Kv směřujícímu ke Kv_0 . Pro **B.V2b**

až **B.V7b** se tam, kde je potřeba, požadované T_{ip} dosáhlo, a to vlivem kompenzace m v závislosti na hodnotě jdoucí ke $Kv_{100\%}$. V žádném z případů, ale není potřeba hraničního průtoku při $Kv_{100\%}$ a hledaná hodnota m_{sk} leží vždy uvnitř intervalu Kv_{xp2} až $Kv_{100\%}$. Přesto se však v těchto případech navýšila hodnota z Kv_{xp2} na $Kv_{xp>2}$, což způsobí zhoršené možnosti regulace nahodilých tepelných zisků. V případech, kde by naopak docházelo k přetápění (v *tab. 28* jsou označeny červeným textem), zareaguje TRH přivřením.

U **B.V2c** až **B.V7c** s TRV_{sRTD} je vidět o něco nižší T_{isk} oproti **B.V2a,b** až **B.V7a,b**. To je způsobeno shodně jako u modelu „A“ primární funkcí TRV_{sRTD} , a tedy udržením návrhového m_N na zbylých otevřených OT i v provozních stavech. Vlivem části zavřených OT je menší součtový m v průběžných úsecích A-A' a C-C', ve kterých pak dochází k většímu ochlazení OV než v návrhovém stavu. K otevřeným OT poté doteče OV s nižší T_{pk} než u **B.V2a,b** až **B.V7a,b**. Tato nižší T_{pk} pak negativně spolupůsobí s nenavýšeným $m_{N=sk}$ pro OT. Z tohoto hlediska vede osazení OT tímto typem TRV_{sRTD} k problému nedostatečně nižší T_{isk} při provozních stavech kvantitativní regulace v době s větším počtem zavřených OT. Shodně, jak je již popsáno u modelu „A“, je na hodnotách průtoků vidět, že ve **B.V2c** až **B.V7c** se při zavírání OT zmenšuje součtový průtok v průběžných úsecích A-A' a C-C' přesně o hodnotu m_N zavřených OT, protože průtoky v OT jsou v návrhovém i ve všech provozních stavech stejné. Lze tedy provozní $m_{N=sk}$ v průběžných úsecích přepočítávat poměrově. Za to ve **B.V2a,b** až **B.V7a,b** jsou provozní m_{sk} pro jednotlivá OT dopočítávány pro každý stav a nejsou stejné s návrhovým stavem ani mezi jednotlivými provozními stavy.

Z výsledků referenční OS pro tento model vyplývá nejvhodnější OPK dle varianty s označením **b**, a tedy TRV s TRH. Následuje **a** (TRV s EH), poslední je **c** (TRV_{sRTD}).

7.4 Model „C“ – návrhový stav podle klasického výpočtu bez ochlazování OV pro provoz OPZ – $p_{dis,PR}$



obr. 72 – Schéma okrajových podmínek pro model „C“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „C“ je uvažována s $p_{dis,PR}$ viz **kap.6.2.2.2**.

Popis jednotlivých variant:

- **C.V1a,b,c; C.V2a,b,c,d – C.V7a,b,c,d:**

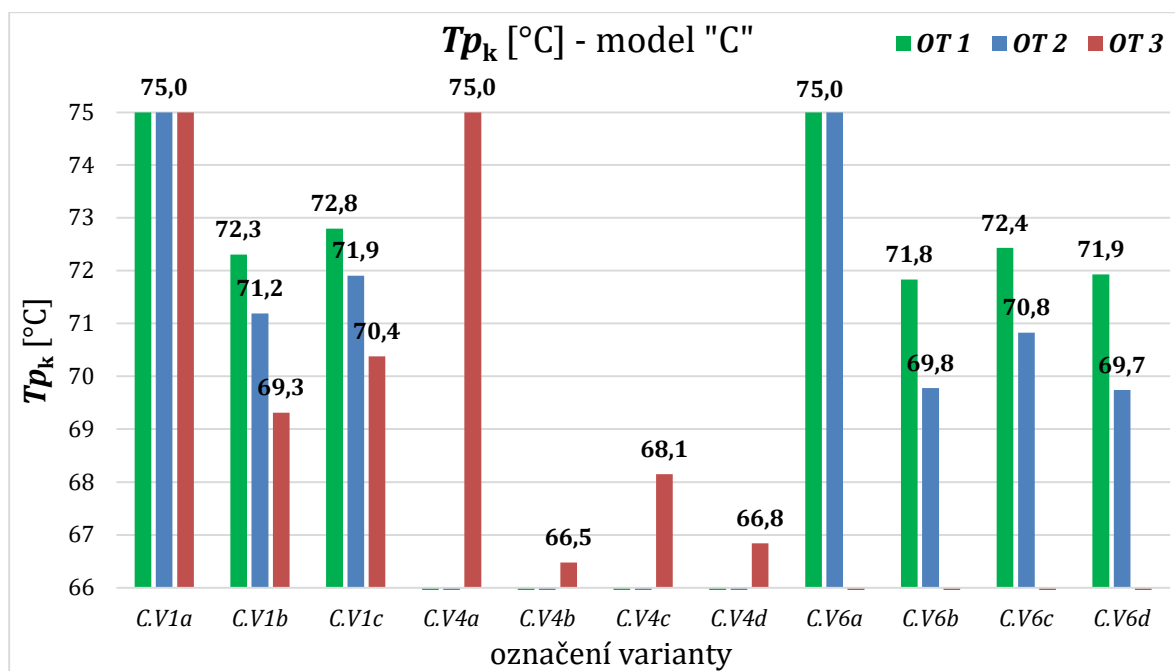
Popis a zadání jednotlivých variant je shodný s **kap. 7.2**, kromě stanovení p_{dis} . Ten je v provozních stavech proměnný podle lineární funkce, která substituuje chování OČ s regulací na proporcionální tlak. Použitá rovnice pro lineární funkci je v tomto modelu podle (7.1):

$$p_{dis,PR} = \frac{M \cdot \frac{1500}{172,4} + 1500}{1000} \quad (7.1)$$

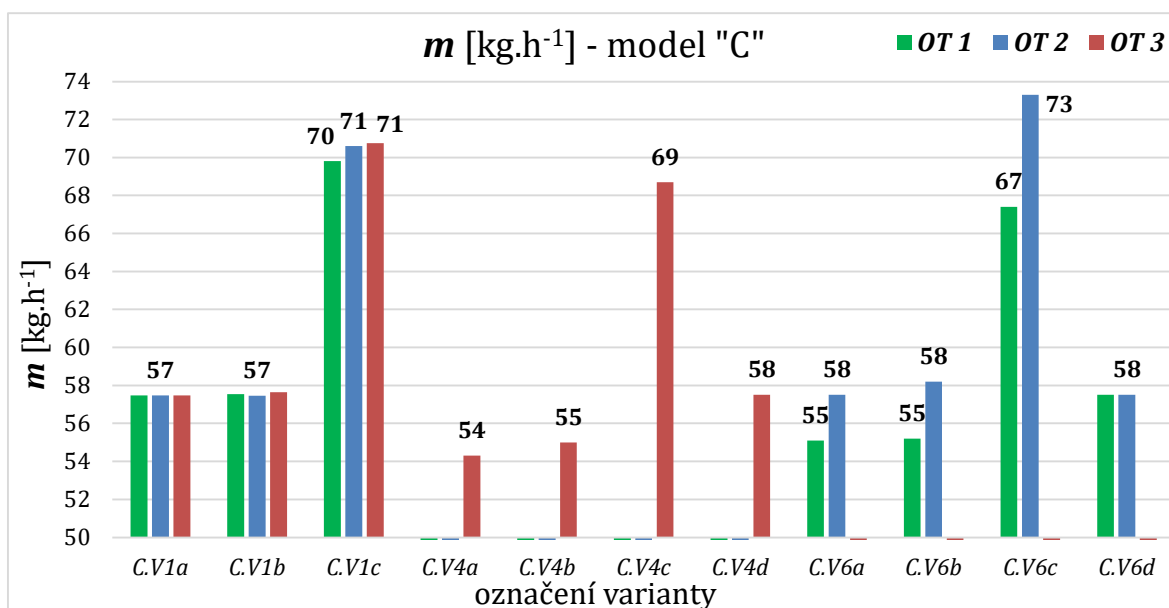
Hodnota $p_{dis,PR}$ je v návrhovém stavu **C.V1a** rovna 3 kPa, aby byla shodná s **A.V1a** v **kap. 7.2**.

tab. 29 – Výsledky jednotlivých porovnávaných parametrů v modelu „C“

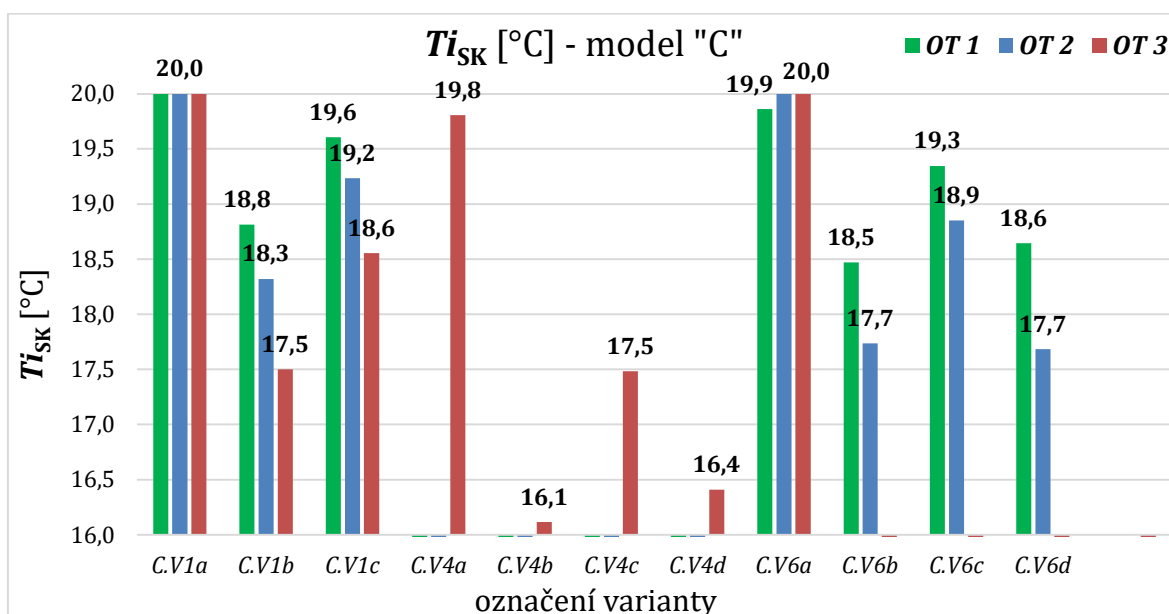
ozn. variant	A-A' - pata				B-B' - OT1			D-D' - OT1			E-E' - OT3		
	$p_{krit,bezTRV}$ [Pa]	p_{dis} [Pa]	$T_{z,pata}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pk} [°C]
C.V1a	1568	3000	60,0	172	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0	20,0	57,5	75,0
C.V1b	1571	3002	54,0	173	18,8	57,5	72,3	18,3	57,5	71,2	17,5	57,6	69,3
C.V1c	2341	3337	57,4	211	19,6	69,8	72,8	19,2	70,6	71,9	18,6	70,8	70,4
C.V2a	399	1946	58,4	51	19,6	51,3	75,0	-	0,0	-	-	0,0	-
C.V2b	394	1948	51,8	52	17,6	51,5	70,3	-	0,0	-	-	0,0	-
C.V2c	616	2043	55,2	62	18,6	62,4	71,2	-	0,0	-	-	0,0	-
C.V2d	512	2000	53,8	58	18,2	57,5	70,8	-	0,0	-	-	0,0	-
C.V3a	517	1972	59,2	54	-	0,0	-	19,8	54,2	75,0	-	0,0	-
C.V3b	509	1975	49,8	55	-	0,0	-	16,9	54,7	68,4	-	0,0	-
C.V3c	860	2094	54,0	68	-	0,0	-	18,1	68,3	69,7	-	0,0	-
C.V3d	576	2000	50,8	58	-	0,0	-	17,2	57,5	68,7	-	0,0	-
C.V4a	697	1972	59,2	54	-	0,0	-	-	0,0	-	19,8	54,3	75,0
C.V4b	683	1979	47,4	55	-	0,0	-	-	0,0	-	16,1	55,0	66,5
C.V4c	1162	2098	51,9	69	-	0,0	-	-	0,0	-	17,5	68,7	68,1
C.V4d	762	2000	48,4	58	-	0,0	-	-	0,0	-	16,4	57,5	66,8
C.V5a	1012	2480	59,7	113	19,9	55,1	75,0	-	0,0	-	20,0	57,5	75,0
C.V5b	1026	2488	52,3	114	18,5	55,2	71,8	-	0,0	-	16,9	58,4	68,0
C.V5c	1650	2726	56,1	141	19,3	67,4	72,4	-	0,0	-	18,2	73,6	69,4
C.V5d	1004	2501	52,6	115	18,6	57,5	71,9	-	0,0	-	16,9	57,5	67,9
C.V6a	809	2480	59,7	113	19,9	55,1	75,0	20,0	57,5	75,0	-	0,0	-
C.V6b	821	2487	53,6	113	18,5	55,2	71,8	17,7	58,2	69,8	-	0,0	-
C.V6c	1298	2724	57,2	141	19,3	67,4	72,4	18,9	73,3	70,8	-	0,0	-
C.V6d	814	2501	53,9	115	18,6	57,5	71,9	17,7	57,5	69,7	-	0,0	-
C.V7a	1146	2455	59,4	110	-	0,0	-	19,8	54,8	75,0	19,9	55,0	75,0
C.V7b	1144	2459	51,7	110	-	0,0	-	17,9	54,9	70,6	17,1	55,3	68,7
C.V7c	1754	2685	55,5	136	-	0,0	-	18,9	67,8	71,5	18,3	68,4	69,9
C.V7d	1247	2501	52,5	115	-	0,0	-	18,2	57,5	70,8	17,3	57,5	68,9



obr. 73 – T_{pk} [°C] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „C“



obr. 74 - m [kg.h⁻¹] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „C“



obr. 75 - T_{iSk} [°C] v návrhovém a na vybraných variantách provozních stavech v modelu „C“

Z tabulky a grafů je vidět, že vyvážením OS podle klasického návrhu v souladu s **C.V1a** (tj. bez ochlazování OV) způsobíme u všech variant **C.V1b,c** a **C.V2b,c,d** až **C.V2b,c,d** (tj. s ochlazováním OV) nižší T_{iSk} , než je v návrhu požadována. To může mít negativní vliv na tepelný komfort pro uživatele.

Pro provozní varianty **C.V2a** až **C.V7a** (tj. bez ochlazování OV) sice neklesá T_{pk} , ale klesá provozní m vlivem v provozu zmenšujícího se $p_{dis,PR}$, a to způsobuje lehce nižší T_{iSk} , než je požadovaná hodnota.

Pokles T_{iSk} je v provozních stavech u **C.V2b,c** až **C.V7b,c** větší než v modelu „A“ podle **kap. 7.2**. To je způsobeno regulací OČ na $p_{dis,PR}$, což z tohoto hlediska ukazuje

na lehce negativní vliv oproti $p_{\text{dis,K}}$. U návrhového stavu podle **C.V1c** je to obráceně a $p_{\text{dis,PR}}$ je lehce výhodnější než $p_{\text{dis,K}}$. To je zde způsobeno naopak větší hodnotou $p_{\text{dis,PR}}$ než základní 3 kPa, a tedy prostor pro větší M (v *tab. 29* tučně zvýrazněný) a následně větší m_{SK} pro jednotlivá OT. Tučně zvýrazněný M na patě v *tab. 29* u **C-V1c** vychází větší než u návrhového stavu **C.V1a** z důvodu a zároveň při splnění podmínek, které jsou podrobně vysvětleny v **kap. 7.2**. U návrhového stavu podle **C.V1b** vychází hodnoty $p_{\text{dis,PR}}$ shodné s $p_{\text{dis,K}}$. Obdobně jsou shodné hodnoty mezi $p_{\text{dis,PR}}$ a $p_{\text{dis,K}}$ i u provozních stavů **C.V2d** až **C.V7d** s TRV_{SRTD} , takže v tomto případě nemá regulace OČ na výsledky vliv. To platí za předpokladu, že TRV_{SRTD} je pro všechny provozní stavy v intervalu, ve kterém může udržovat konstantní m_{N} .

Provozní m_{SK} pro jednotlivá OT ve **C.V2a,b,c** až **C.V7a,b,c** jsou rozdílné než při návrhovém stavu **C.V1a,b** a provozních stavech **C.V2d** až **C.V7d** s TRV_{SRTD} . Oproti **kap. 7.2**, ale nejsou vždy vyšší, což způsobuje, nižší $p_{\text{dis,PR}}$ v provozních stavech.

Pro **C.V2c** až **C.V7c** je T_{ISK} podle předpokladu vyšší oproti **C.V2b** až **C.V7b** vlivem kompenzace m_{SK} zvětšujícímu se z hodnoty Kv_{Xp2} směrem ke $Kv_{100\%}$, ale i tak není dosaženo požadované $T_{\text{ip}} = 20$ °C. Tímto efektem se navíc sníží schopnost regulace nahodilých tepelných zisků, což je podrobně popsáno již v podkapitole **kap. 7.2**.

U **C.V2d** až **C.V7d** v provozních stavech klesá $p_{\text{dis,PR}}$, a to způsobuje menší $p_{\text{dis,OT}}$ než v návrhovém stavu. TRV_{SRTD} je primárně určen na seškrfování přebytku $p_{\text{dis,OT}}$, jako se děje v provozních stavech u regulace OČ na $p_{\text{dis,K}}$ nebo u OČ v režimu na stupně otáček. Zde ale vzniká opačný problém s nižšími provozními $p_{\text{dis,OT}}$, a to způsobí na TRV_{SRTD} dvě možnosti. První možností je, že návrhový $p_{\text{dis,OT}}$ na TRV_{SRTD} je navržen s dostatečnou rezervou nad minimální hodnotu $p_{\text{dis,OT}}$ požadovanou výrobcem, nad kterou plní svoji automatickou funkci. TRV_{SRTD} tedy může i při nižších hodnotách $p_{\text{dis,OT}}$ udržovat konstantní provozní m , protože se nedostane pod minimální hodnotu, pro kterou ještě TRV_{SRTD} funguje podle předpokladu. To má u regulace OČ na $p_{\text{dis,PR}}$ na rozdíl od OČ na $p_{\text{dis,K}}$ pozitivní efekt na výslednou T_{ISK} . Například je vidět, že dostáváme lepší výsledky než u běžného TRV uvažovaného ve **C.V2b** až **C.V7b**, a to při shodném regulačním pásmu $Xp = 2$ K. V porovnání s **C.V2c** až **C.V7c** jsou výsledky T_{ISK} někde lepší a někde horší v závislosti na dané variantě s ohledem na počet otevřených OT, a také jejich vzdálenosti od paty. Druhou možností je, že rezerva nad minimální hodnotou $p_{\text{dis,OT}}$ je v návrhovém stavu malá nebo žádná. V takovém případě při podkročení minimální hodnoty $p_{\text{dis,OT}}$ začne původní

předpokládaný konstantní m_N klesat, protože automatický integrovaný regulátor těchto TRV_{SRTD} již neplní svou požadovanou funkci. Bude se chovat shodně, jako by se choval standartní TRV. V této práci je použita pro modelování výsledků první možnost. Při uvažování druhé možnosti by vycházely jiné závěry, ale to v této práci není řešeno. Průběh provozního m podle $p_{dis,OT}$ je vidět na obr. 62.

Z výsledků je zřejmé, že v případech **C.V2a,b,c** až **C.V7a,b,c** se provozní m_{SK} přerozděluje vždy přesně v závislosti na $p_{dis,PR}$ a typu TRV. Shodně jako v **kap. 7.2** se úvahou nedá použít zjednodušená úvaha, že při uzavření TRV na některých OT, např. na hodnotu 1/3 návrhového stavu, bude na patě následně pak 2/3 M . Provozní m_{SK} pro jednotlivá OT tak není shodný s návrhovým stavem ani mezi jednotlivými provozními stavy. Hodnota provozních m_{SK} je unikátní a před simulací neznámá pro každou OS. Naopak zjednodušené poměrové přepočítávání platí u variant **C.V2d** až **C.V7d** s TRV_{SRTD}, kde je držen návrhový m_N na konstantní hodnotě bez možnosti navýšení.

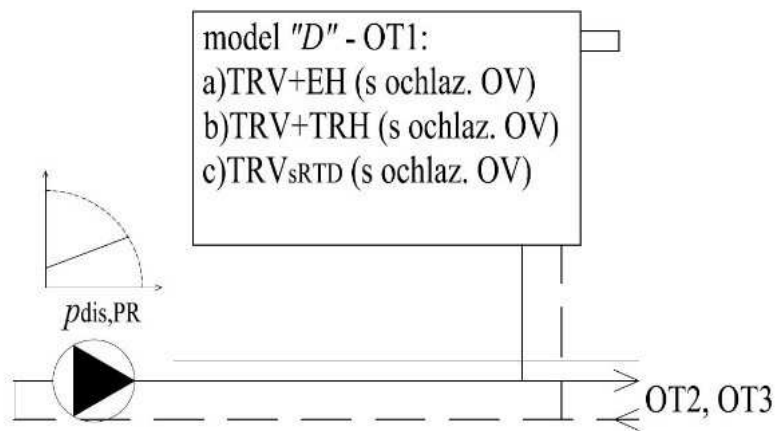
Dále je z výsledků patrné, že mezi jednotlivými provozními stavy **C.V2a,b,c,d** až **C.V7a,b,c,d** při stejném typu regulátoru osazeném na TRV (shodném indexu varianty), se odchylky T_{iSK} mění i pro shodné OT podle počtu ostatních zavřených OT. Tepelný výkon OT je unikátní pro každou provozní variantu i pro OT se shodným Q_N .

Výsledky z výše uvedených analýz platí pouze pro simulovanou referenční OS. Výsledky pro reálnější OS s větším počtem OT jsou sice neznámé, ale lze očekávat shodné trendy. Obecně vždy bude záležet na kombinaci skutečných hodnot m_{SK} a Tp_k pro dané OT. Hodnota Tp_k v provozu je vždy ovlivněna velikostí ochlazení OV po trase od paty k danému OT, které je dané kombinací jednotlivých typů úseků. Vlivem menších součtových m v průběžných úsecích provozních stavů než v návrhovém stavu, je ochlazení OV v této části trasy v provozních stavech větší. Na druhou stranu v koncovém úseku s OT může docházet k ochlazení OV v provozních stavech menšímu i většímu než v návrhovém stavu, viz nadprůtoky nebo podprůtoky v OT vlivem OPZ a OPK.

Z výsledků referenční OS pro tento model vyplývá nejvhodnější OPK dle varianty s označením **c**, a tedy TRV s TRH. Následuje **d** (TRV_{SRTD}), poslední je **b** (TRV s EH).

Varianty s označením **a** je potřeba uvažovat pouze jako teoretické, protože k ochlazení OV bude reálně docházet i když s tím simulace nepočítá.

7.5 Model „D“ - návrhový stav s ochlazováním OV na shodnou T_{mOT} pro provoz OPZ - $p_{dis,PR}$



obr. 76 - Schéma okrajových podmínek pro model „D“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „D“ je uvažována s $p_{dis,PR}$ viz **kap. 6.2.2.2.**

Popis jednotlivých variant:

- **D.V1; D.V2a,b,c - D.V7a,b,c:**

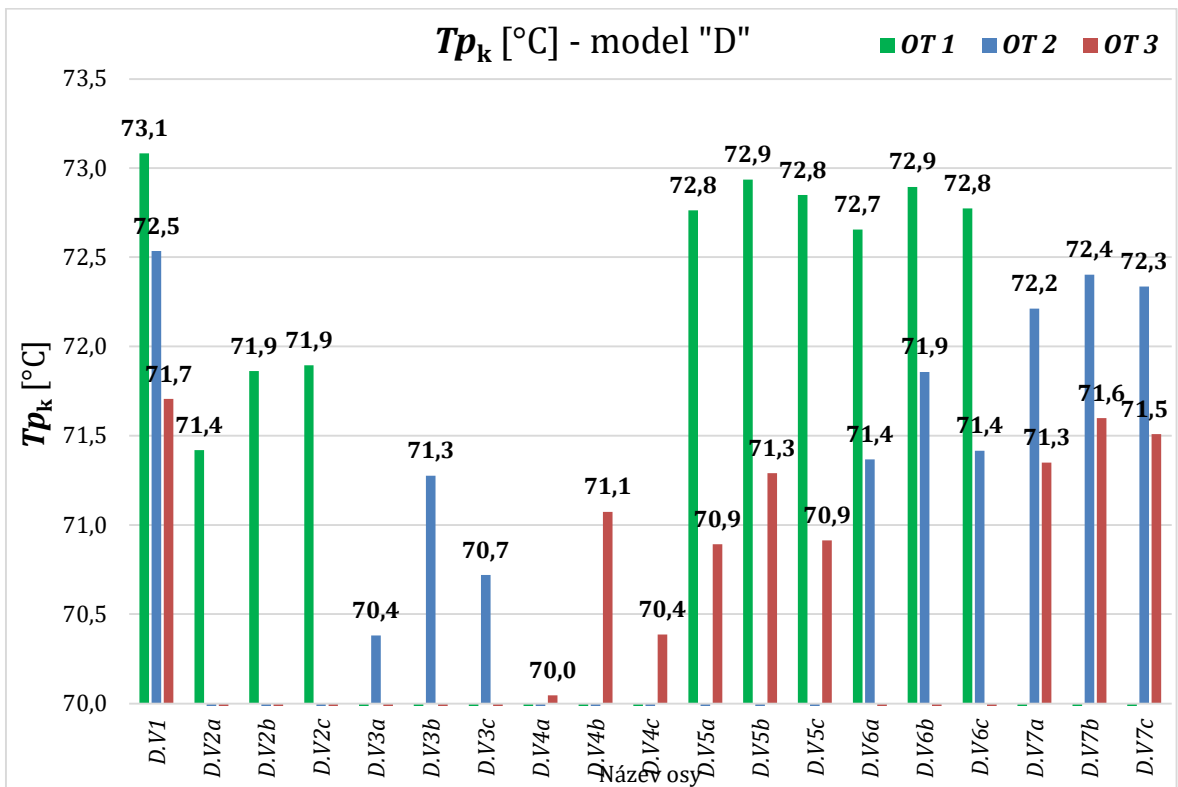
Je popis a zadání jednotlivých variant shodný s **kap. 7.3**, kromě stanovení p_{dis} . Ten je v provozních stavech proměnný podle lineární funkce, která substituuje chování OČ s regulací na proporcionální tlak. Použitá rovnice pro lineární funkci je v tomto modelu podle (7.1):

$$p_{dis,PR} = \frac{M \cdot \frac{3500}{265,3} + 3500}{1000} \quad (7.2)$$

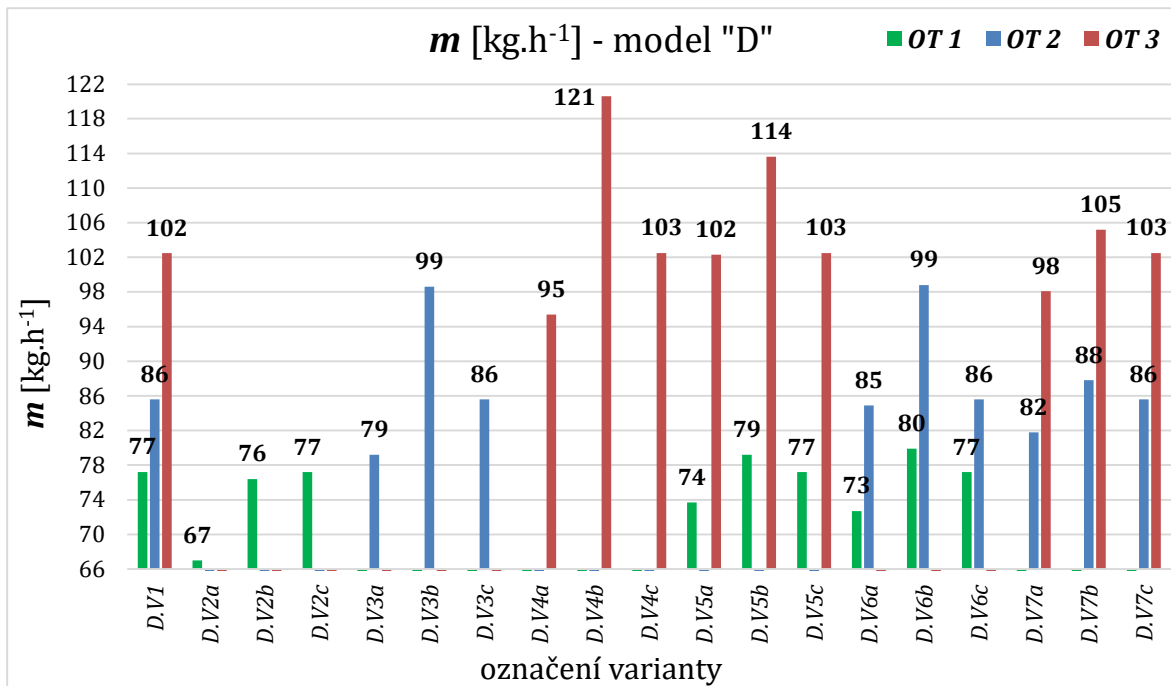
Hodnota $p_{dis,PR}$ je v návrhovém stavu **D.V1** rovna 7 kPa, aby byla shodná s **B.V1** v **kap. 7.3**.

tab. 30 – Výsledky jednotlivých porovnávaných parametrů v modelu „D“

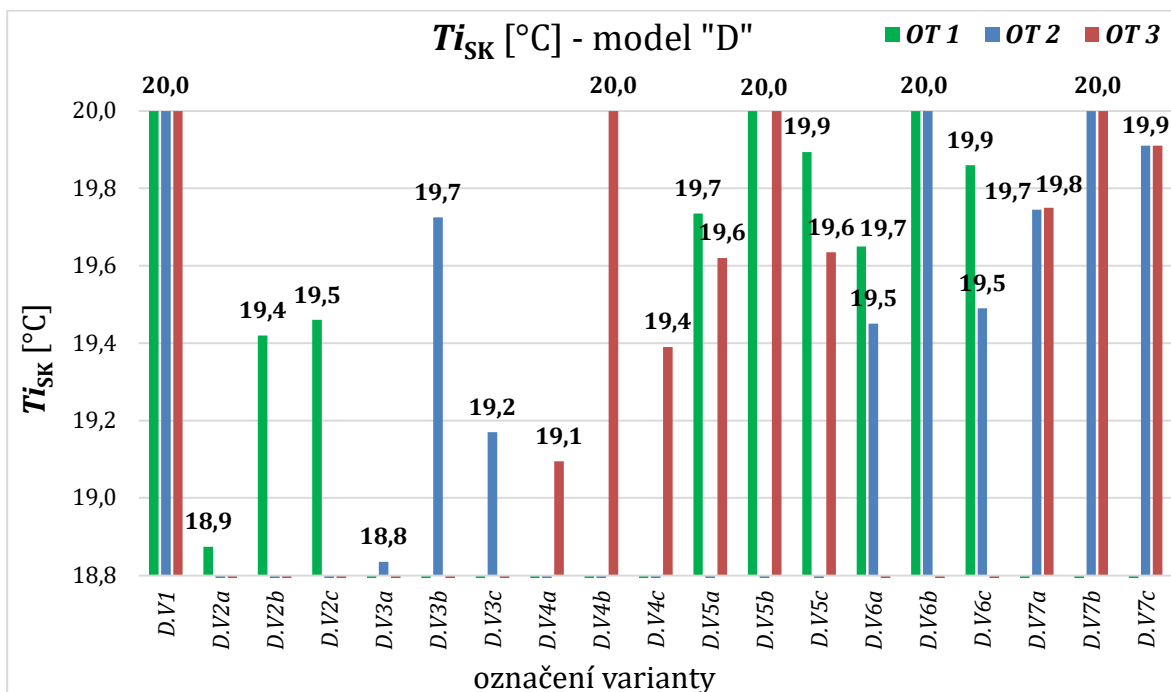
ozn. variant	A-A' - pata				B-B' - OT1			D-D' - OT1			E-E' - OT3		
	$p_{krit,bezTRV}$ [Pa]	p_{dis} [Pa]	$T_{Z,pata}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]	T_{iSK} [°C]	m [kg.h ⁻¹]	T_{pK} [°C]
D.V1	4035	7000	60,6	265	20,0	77	73,1	20,0	85,6	72,5	20,0	102	71,7
D.V2a	723	4384	56,4	67	18,9	67	71,4	-	0,0	-	-	0	-
D.V2b	939	4508	58,4	76	19,4	76	71,9	-	0,0	-	-	0	-
D.V2c	958	4519	58,6	77	19,5	77	71,9	-	0,0	-	-	0	-
D.V3a	1162	4545	56,5	79	-	0	-	18,8	79,2	70,4	-	0	-
D.V3b	1756	4801	59,7	99	-	0	-	19,7	98,6	71,3	-	0	-
D.V3c	1355	4629	57,7	86	-	0	-	19,2	85,6	70,7	-	0	-
D.V4a	2189	4759	57,5	95	-	0	-	-	0,0	-	19,1	95	70,0
D.V4b	3344	5091	60,8	121	-	0	-	-	0,0	-	20,0	121	71,1
D.V4c	2491	4852	58,6	103	-	0	-	-	0,0	-	19,4	103	70,4
D.V5a	2865	5822	59,4	176	19,7	74	72,8	-	0,0	-	19,6	102	70,9
D.V5b	3444	6044	60,6	193	20,0	79	72,9	-	0,0	-	20,0	114	71,3
D.V5c	2896	5871	59,7	180	19,9	77	72,8	-	0,0	-	19,6	103	70,9
D.V6a	1675	5579	58,9	158	19,7	73	72,7	19,5	84,9	71,4	-	0	-
D.V6b	2177	5858	60,6	179	20,0	80	72,9	20,0	98,8	71,9	-	0	-
D.V6c	1723	5648	59,3	163	19,9	77	72,8	19,5	85,6	71,4	-	0	-
D.V7a	3151	5873	59,7	180	-	0	-	19,7	81,8	72,2	19,8	98	71,3
D.V7b	3574	6046	60,7	193	-	0	-	20,0	87,8	72,4	20,0	105	71,6
D.V7c	3412	5982	60,3	188	-	0	-	19,9	85,6	72,3	19,9	103	71,5



obr. 77 – T_{pK} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „D“



obr. 78 – m [kg.h⁻¹] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „D“



obr. 79 – T_{iSK} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „D“

Oproti **kap. 7.4** je celkový M na patě v návrhovém stavu **D.V1** největším možnou hodnotou. Důvod je shodný jako v **kap. 7.3**, kde to je zároveň podrobně vysvětleno.

Z tabulky a grafů je vidět, že ani vyvážením OS s uvažováním ochlazování OV a shodnou T_{mOT} u všech OT podle **D.V1** nevytvoříme nejvhodnější podmínky pro všechny varianty provozních stavů s co nejmenší odchylkou poklesu T_{iSK} od návrhového stavu. Z výsledků je patrné, že pro daný typ OPK se T_{iSK} v provozních

stavech v některých případech celkem výrazně mění. Tento problém je způsoben regulací OČ na $p_{\text{dis,PR}}$, protože u regulace OČ na $p_{\text{dis,K}}$ v **kap. 7.3** tento problém s některými nezanedbatelnými poklesy T_{ISK} není. Z toho negativně vyplývá regulace OČ na $p_{\text{dis,PR}}$ oproti na $p_{\text{dis,K}}$ s ohledem na tepelný komfort a regulační schopnost TRV. Toto porovnání je pouze z hlediska tepelně-hydraulického chování OS při uvažování vlivu ochlazování OV. Cílem této kapitoly není řešit další parametry pro porovnání vhodnosti jednotlivých typů regulace OČ, jako je např. spotřeba elektrické energie na provoz OČ.

Dále je možné vidět, že ve **D.V2a,b** až **D.V7a,b** jsou rozdílné provozní m_{SK} pro jednotlivá OT oproti m_{N} u **D.V1** a **D.V2c** až **D.V7c** s TRV_{SRTD} . Oproti **kap. 7.3** ale nejsou vždy vyšší, což způsobuje v provozních stavech nižší $p_{\text{dis,PR}}$. Zároveň T_{PK} je nižší z důvodu většího ochlazení OV v průběžných úsecích A-A' a C-C'. Proto se T_{ISK} u **D.V2a** až **D.V7a** pohybuje na nižších hodnotách než ve **D.V1**. Pro **D.V2b** až **D.V7b** se T_{ISK} podle předpokladu navýšila oproti **D.V2a** až **D.V7a** vlivem kompenzace m_{SK} zvětšujícímu se z hodnoty Kv_{Xp2} směrem ke $Kv_{100\%}$, ale i tak nedosáhla požadované $T_{\text{IP}} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ v některých variantách. Tímto efektem se navíc sníží schopnost regulace nahodilých tepelných zisků podrobně popsanych již v **kap. 7.3**.

U **D.V2c** až **D.V7c** v provozních stavech dostáváme lepší výsledky než ve **D.V2a** až **D.V7a**, a to při shodném regulačním pásmu $Xp = 2 \text{ K}$. V porovnání s **D.V2b** až **D.V7b** jsou výsledky T_{ISK} u **D.V2c** až **D.V7c** ve většině případů lehce horší. Je potřeba dodat, že aby toto platilo, TRV_{SRTD} musí být schopný udržet konstantní návrhový m_{N} podle podmínek, které jsou popsány v **kap. 7.2**.

Obdobně jako v předchozích kapitolách je na hodnotách m vidět, že ve **D.V2c** až **D.V7c** se při zavírání OT zmenšuje součtový m v průběžných úsecích přesně o hodnotu m_{N} zavřených OT, protože m_{N} na OT jsou v návrhovém i ve všech provozních stavech stejné. Lze tedy provozní $m_{\text{N=SK}}$ v průběžných úsecích přepočítávat poměrově. Za to ve **D.V2a,b** až **D.V7a,b** jsou provozní m_{SK} pro jednotlivá OT dopočítávány pro každý stav a nejsou stejné s návrhovým stavem ani mezi jednotlivými provozními stavy.

Z výsledků referenční OS pro tento model vyplývá nejvhodnější OPK dle varianty s označením **b**, a tedy TRV s TRH. Následuje **c** (TRV_{SRTD}), poslední je **a** (TRV s EH).

8 Analýza simulačních modelů pro návrhový stav a provozní stavy kvalitativní regulace

8.1 Popis referenční OS pro simulační modely kvalitativní regulace

Referenční OS, která je použita pro simulační modely je zobrazena na *obr. 81* s vypsányými základními vstupními parametry.

V simulačních modelech je uvažováno, shodně jako u provozních stavů kvantitativní regulace, potrubí bez tepelné izolace.

Pro návrhový stav je uvažováno s $T_{p_{z,pata,N}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$.

Všechny tepelné ztráty vytápěného prostoru s instalovaným OT jsou pouze do exteriéru s konstantním H podle **kap. 4.4**.

Všechna OT jsou uvažována se shodnými $T_{i,N}$, $T_{m_{OT,N}}$ a n *obr. 81* tak, aby bylo možné použít jednu otopnou křivku. Podrobně vysvětleno v **kap. 6.2.1**. Také je zjednodušeně uvažováno, že návrhový tepelný výkon OT je rovný požadovanému výkonu OT. Dopady, v praxi běžného případu kdy se $Q_P \neq Q_N$, jsou řešeny v **kap. 4.4.1**.

Teplotní OPZ pro výpočet simulačních modelů je daná stanovením $T_{p_{z,pata,x}}$ podle **kap. 6.2.1**.

Použité hydraulické OPZ pro simulační modely kvalitativní regulace jsou podrobně popsány v **kap. 6.2.2**. V té jsou popsány i OPZ, které pro simulační modely kvalitativní regulace nejsou použity. Typ použité OPZ je specifikován v rámci daného modelu.

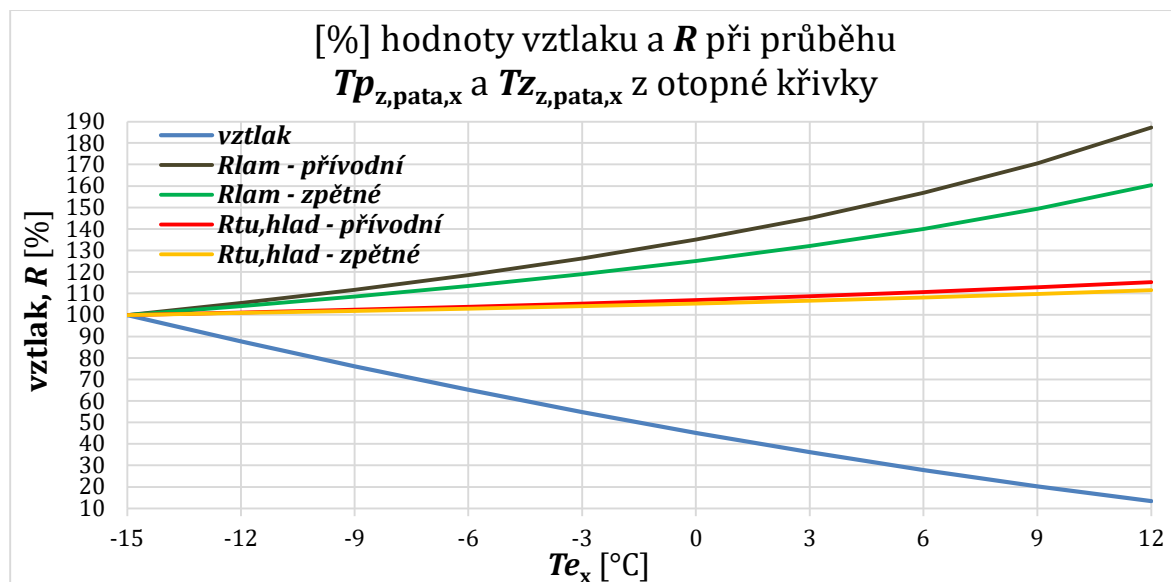
Použitá OPK pro simulační modely kvalitativní regulace je uvažována viz **kap. 6.2.3.1** tak, aby řešená OS byla z pohledu kvantitativní regulace na OT statická. Toto zjednodušení je záměrně, tak aby mohl být sledován pouze vliv kvalitativní regulace a závěry nekomplikoval efekt činnosti TRV s daným regulátorem. V praxi to může nastat v nočních hodinách, kdy nemusí působit nahodilé tepelné zisky. Další příkladem je, pokud by OT nebyla osazena místní regulací a nebyla by v OS ani další zónová kvantitativní regulace.

Výsledky v provozních stavech jsou uvažovány za ustáleného stavu poté, co je po změně $T_{e,x}$, a tedy $T_{p_{z,pata,x}}$ OS na nový stav stabilizována. Přechodové stavy náběhů a chladnutí OT, než se OS stabilizuje pro novou $T_{p_{z,pata,x}}$, nejsou řešeny.

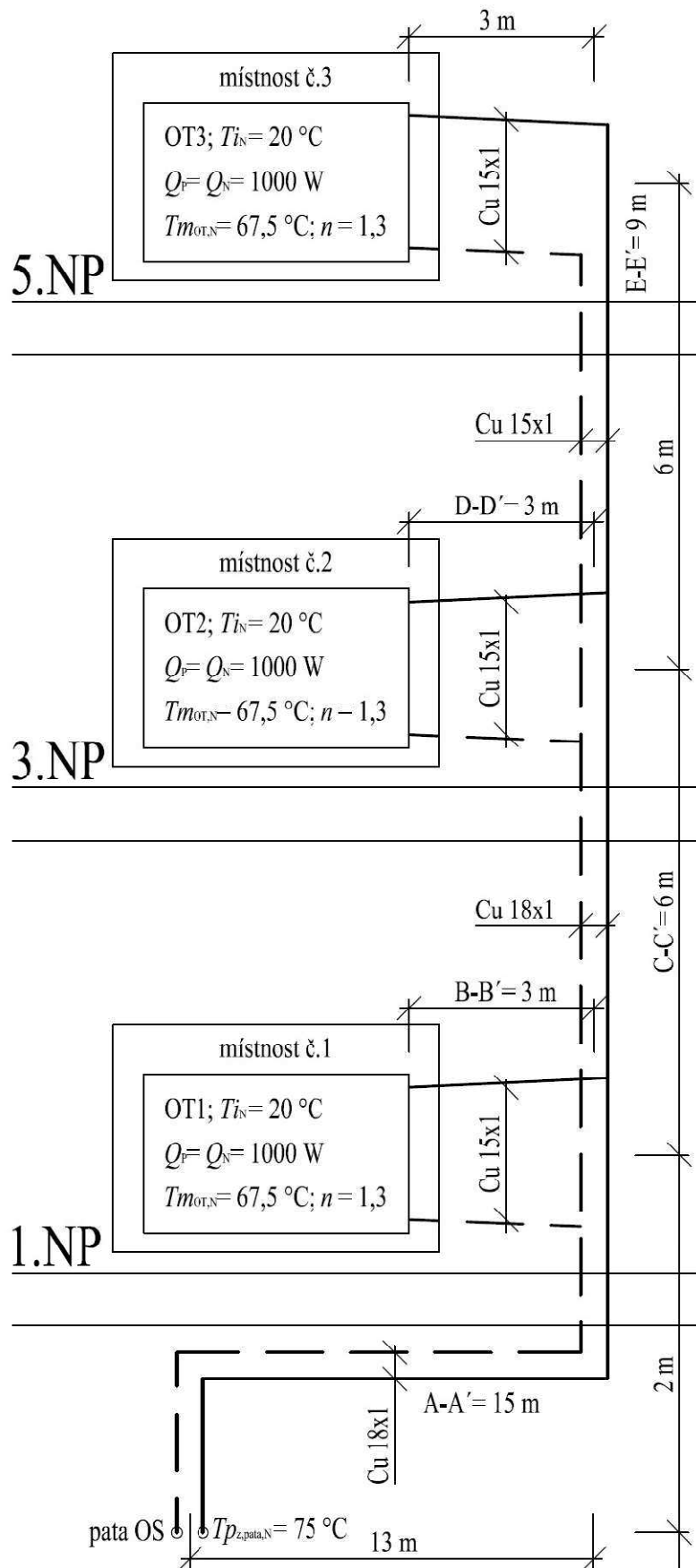
Tepelné zisky z potrubních rozvodů pro snížení požadovaného výkonu OT zde nejsou uvažovány. Shodné důvody jsou popsány již v **kap. 7.1**.

V provozních stavech kvalitativní regulace se nemění pouze žádaná $T_{p,z,pata,x}$, ale také tepelné ztráty potrubí, resp. ochlazování OV, které budou s nižšími teplotami OV menší.

Dále se také se změnami teplot OV mění tlakové ztráty viz **kap. 4.3** a vztlak. Celkový vztlak je počítán podle [3], kdy je v této práci uvažováno kromě dílčího vztlaku, který je vyvolaný ochlazením na OT, počítáno i s přídatným vztlakem vyvolaným ochlazováním OV v úsecích potrubní trasy. Oba tyto parametry mění hydraulické chování OS během provozních stavů kvalitativní regulace. V *obr. 80* je znázorněn trend co se s nimi v provozních stavech děje na 1 m potrubí převedeno do %. Zde je vidět, že poměr vztlaku a tlakových ztrát třením (dále R) v jednotlivých úsecích bude závislý na typu proudění, které určí druh výpočtu R . Dále pro každou OS bude samozřejmě hlavní převedení těchto % hodnot do absolutních, které budou velmi záviset na délkách úseků a jestli budou horizontální nebo vertikální. Z toho vyplývá v podstatě nekonečný počet možností, které mohou nastat v provozních stavech kvalitativní regulace s ohledem na hydraulické poměry.

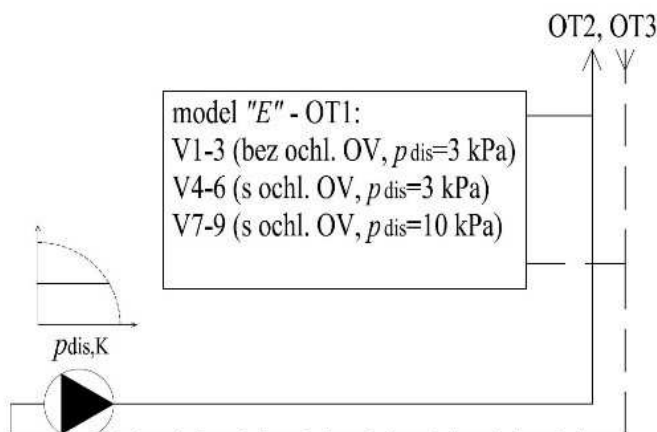


obr. 80 – [%] hodnoty vztlaku a R při průběhu $T_{p,z,pata,x}$ a $T_{z,pata,x}$ z otopné křivky



obr. 81 - Schéma referenční OS s popisem vstupních parametrů pro kvalitativní regulaci

8.2 Model „E“ - OPZ – $p_{dis,K}$



obr. 82 – Schéma okrajových podmínek pro model „E“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „E“ je uvažována s $p_{dis,K}$ viz **kap. 6.2.2.1**.

Popis jednotlivých variant:

- **E.V1:**

Je návrhový stav při $T_e = -15$ °C, který je vstupním pro následné provozní stavy **E.V2** až **E.V6**. V této variantě se neuvažuje s ochlazováním OV. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny z tradičního návrhu OS s konstantní teplotou přívodní OV v celé trase OS a shodným teplotním spádem na všech OT. Jak je zvykem u tradičního způsobu dimenzování OS. Vyvážení OS je provedeno na N dle *tab. 24* při $p_{dis,K} = 3$ kPa. Oba tyto parametry jsou konstantní i pro provozní stavy ve **E.V2** až **E.V6**. Pro zopakování OPK je bez možnosti provozní regulace podle **kap. 6.2.3.1**, z důvodu který byl již vysvětlen.

- **E.V2:**

Vychází z **E.V1**, pouze se změnou $T_{p_z,pata,x} = 55,4$ °C odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 0$ °C. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.

- **E.V3:**

Vychází z **E.V1**, pouze se změnou $T_{p_z,pata,x} = 37,2$ °C odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 12$ °C. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.

- **E.V4:**

Je shodná s **E.V1** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **E.V5:**

Je shodná s **E.V2** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **E.V6:**

Je shodná s **E.V3** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **E.V7:**

Je návrhový stav při $T_e = -15\text{ °C}$, který je vstupním pro následné provozní stavy **E.V8** a **E.V9**. V této variantě je uvažováno s ochlazováním OV. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny tak, aby na všech OT byla shodná střední teplota OV [11] a [18]. Teplotní spády na OT se vzdáleností od paty zmenšují. Vyvážení OS je provedeno na N dle tab. 24 při $p_{\text{dis,K}} = 10\text{ kPa}$. Hodnota $p_{\text{dis,K}}$ je zde vyšší oproti **E.V1**, s ohledem na okruh OT s největší tlakovou ztrátou (p_{krit}) a je způsobená vyššími hmotnostními průtoky při zachování shodných dimenzí měděného potrubí jako v **E.V1**. Parametry N a $p_{\text{dis,K}}$ jsou konstantní i pro provozní stavy ve **E.V8** a **E.V9**.

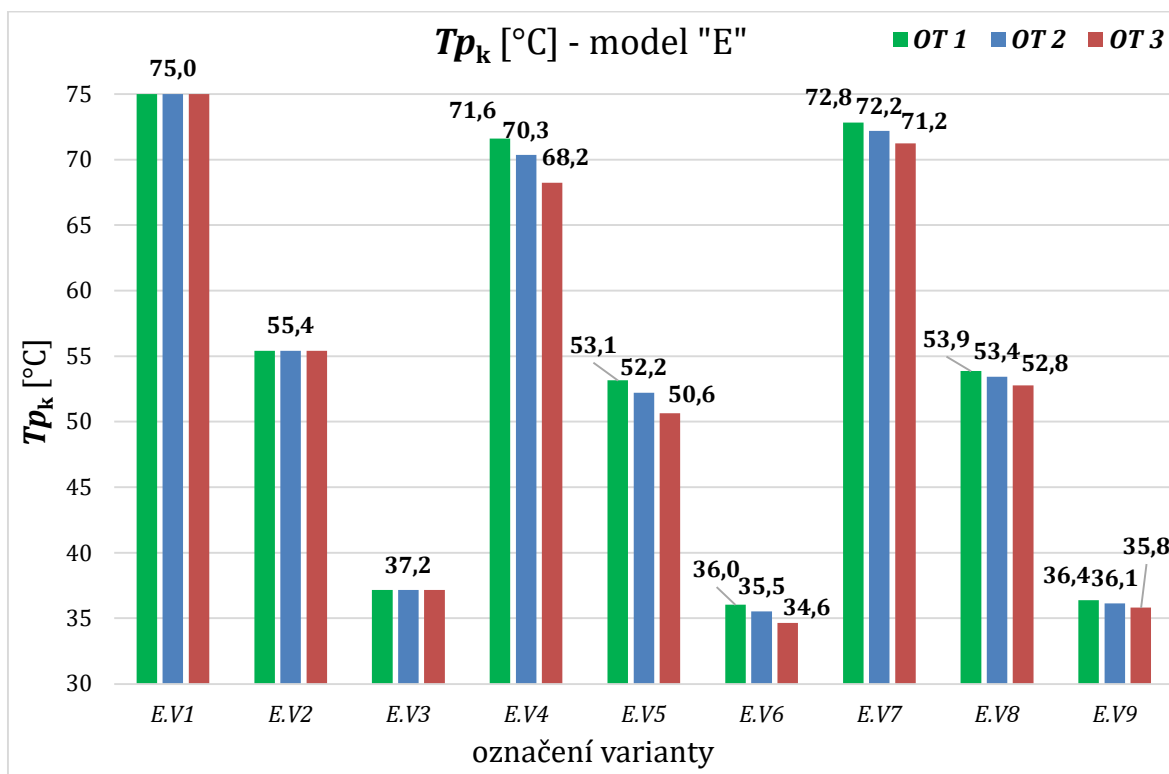
Pro zopakování OPK je bez možnosti provozní regulace podle **kap. 6.2.3.1**.

- **E.V8:**

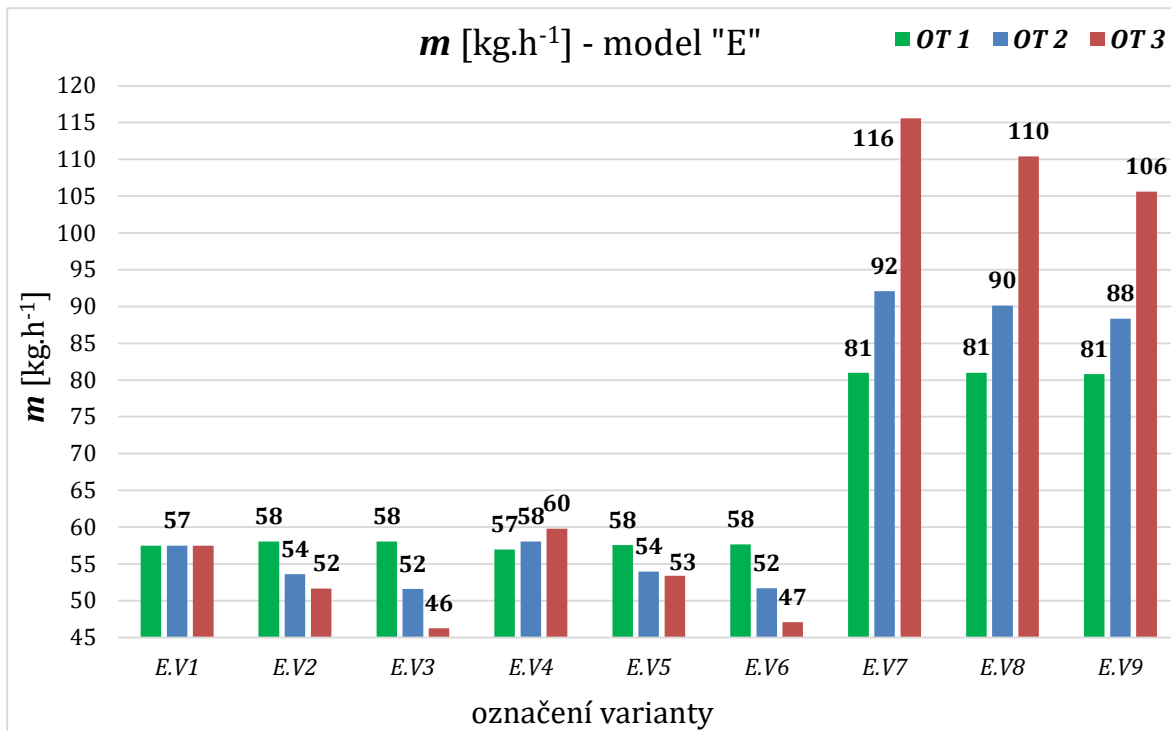
Vychází z **E.V7**, pouze se změnou $T_{p_z, \text{pata}, x} = 55,3\text{ °C}$ odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 0\text{ °C}$. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.

- **E.V9:**

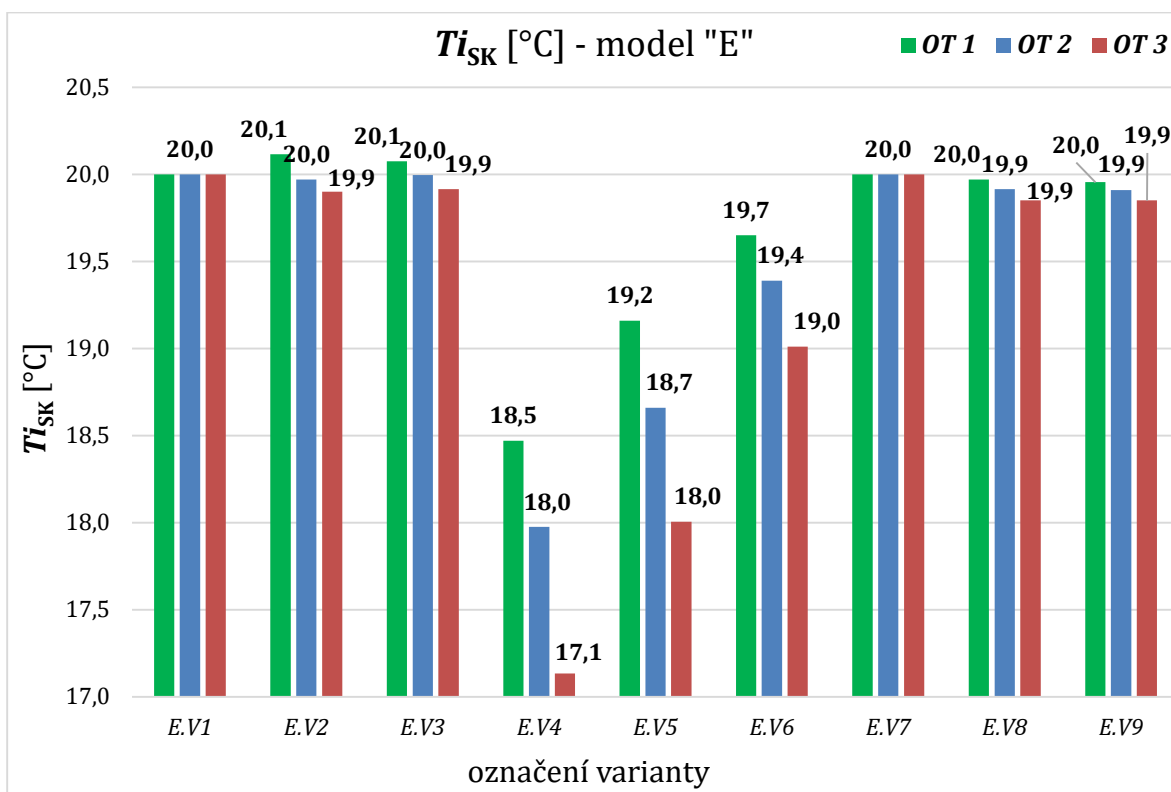
Vychází z **E.V7**, pouze se změnou $T_{p_z, \text{pata}, x} = 37,1\text{ °C}$ odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 12\text{ °C}$. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.



obr. 83 – T_{p_k} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „E“



obr. 84 - m [kg.h⁻¹] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „E“



obr. 85 - T_{iSK} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „E“

tab. 31 – Výsledky na patě při kvalitativní regulaci modelu „E“

A-A' pata	$p_{\text{krit,bezTRV}}$ [Pa]	$p_{\text{dis,K}}$ [Pa]	$T_{p_{z,pata}}$ [°C]	$T_{z_{z,pata}}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]
<i>E.V1</i>	1982	3000	75,0	60,0	172
<i>E.V2</i>	2007	3000	55,4	46,4	163
<i>E.V3</i>	2123	3000	37,2	33,4	156
<i>E.V4</i>	2004	3000	75,0	52,9	175
<i>E.V5</i>	2004	3000	55,4	41,4	165
<i>E.V6</i>	2094	3000	37,2	30,8	156
<i>E.V7</i>	6995	10000	75,0	60,6	289
<i>E.V8</i>	7313	10000	55,3	46,5	281
<i>E.V9</i>	7569	10000	37,1	33,1	275

Před analýzou výsledků je nutné upozornit, že výsledky z tradičního návrhu *E.V1* až *E.V3* jsou pouze teoretické. Prakticky by platily pouze při nulových tepelných ztrátách potrubí, a tedy při nekonečné tloušťce tepelné izolace nebo její nulové tepelné vodivosti.

Výsledky *E.V4* až *E.V6* odrážejí reálnější hodnoty z *E.V1* až *E.V3*, které jsou způsobené přepočtením při uvažování ochlazování OV.

E.V7 až *E.V9* ukazují výsledky ze simulací podle v této práci vytvořené metodiky, která má za cíl dosáhnout požadovaných tepelných výkonů OT při skutečných teplotách OV v potrubní trase.

Z výsledků v *tab. 31* na patě (v úseku A-A') je patrné, že M není při kvalitativní regulaci konstantní. V řešené referenční OS je zmenšující se s vyšší Te_x viz *E.V1* až *E.V3*, *E.V4* až *E.V6* a *E.V7* až *E.V9*. Obecně se uvažuje, že při kvalitativní regulaci je průtok neměnný. Z výsledků simulací je vidět, že to není pravda. O M rozhodují jednotlivá m_{sk} daných OT. Ty jsou závislé na provozních změnách poměru vztlaku ku tlakovým ztrátám v závislosti na teplotě OV v jejich hydraulickém okruhu a dále na dříve v textu vysvětlených OPZ a OPK. Z *obr. 84* je vidět, že v případě OT2 a OT3 m_{sk} klesal s vyšší Te_x , což je důsledkem zmiňovaných poměrů, a tedy klesajícího $p_{\text{dis,OT}}$. Naopak OT1 drželo shodný až lehce rostoucí m_{sk} . Je tedy nutné zopakovat, že hodnota jednotlivých m_{sk} a z toho vyplývající M jsou před simulací provozních stavů neznámé, které se i při kvalitativní regulaci mění. I když zde vedlejším nechtěným efektem. Je tedy jasné, že pro každou OS budou různé trendy těchto hodnot M a m_{sk} .

Zajímavou hodnotou v *tab. 31* je $T_{p_{z,pata}} = 52,9$ °C ve *E.V4* (výpočet s ochlazováním OV), oproti $T_{z_{z,pata}} = 60$ °C z tradičního dimenzování podle *E.V1*. Zde je vidět, že hodnota $T_{z_{z,pata}}$ musí být dopočítávána, pokud chceme co nejpřesnější shodnou

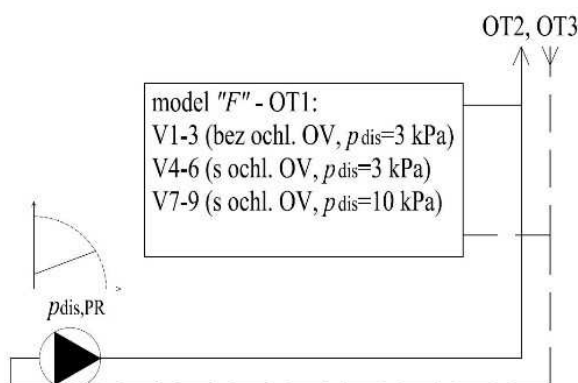
T_{mOT} pro všechna OT. Pokud bychom se chtěli přiblížit hodnotě cca 60 °C musí být v této OS na patě $M = 289 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, tak jako je v *E.V7*. Je třeba ale upozornit, že na patě při shodných dimenzích potrubí v OS při těchto variantách musí být cca 3,3krát větší $p_{dis,K}$. Takže docílení požadované T_{mOT} má samozřejmě dopad na příkon OČ nebo na úpravu jiných parametrů při návrhu, například na změnu použitých dimenzí potrubí. Další možností pro zmenšení M je zvětšení rozdílu $T_{p_{z,pata,N}}$ oproti $T_{mOT,N}$. V tradičním návrhu se tento způsob nepoužívá, ale využívá se změna teplotního spádu na patě OS. To ale vlivem předem neznámých hodnot OV není úplně přesné.

V *obr. 83* je pro orientaci znázorněna T_{pk} . Tu je potřeba porovnávat ve variantách shodné T_{ex} . Pokud počítáme ochlazování OV je následně pak vidět pokles teploty OV, která skutečně přitéká k OT. Dále je vidět, že ochlazování OV má očekávaně menší efekt, čím je vyšší T_{ex} , a tedy nižší $T_{p_{z,pata,x}}$. Tento očekávaný předpoklad má zásadní důsledek na skutečný výkon OT v provozních stavech kvalitativní regulace.

Hlavním parametrem, který nás zajímá, je skutečný provozní tepelný výkon OT, který má přímý vliv na cílovou hodnotu T_{isk} . Ta je znázorněna v *obr. 85*. Na výslednou hodnotu při provozních stavech mají vliv právě výše vysvětlené m_{sk} a T_{pk} , každý samozřejmě jinou vahou. Hodnota T_{pk} má větší dopad na T_{isk} než m_{sk} , pokud je budeme porovnávat s % odchylkami od požadovaných hodnot. Při jejich absolutních hodnotách se pak můžeme setkat jak s přetápěním, tak s pravděpodobnějším nedotápěním.

Je potřeba znovu upozornit, že zde je OPK záměrně zvolena jako statická bez možnosti zásahu místní regulace, z důvodu zobrazení hodnot ukazující maximální možné odchylky od požadavku. V případě osazení místní regulace by na tyto odchylky od požadovaných hodnot reagovala. To ale není její primární funkcí. Opakovaně zmiňuji, že místní kvantitativní regulace má řešit nahodilé tepelné zisky, a ne chyby návrhu, protože tím se její efektivita snižuje.

8.3 Model „F“ - OPZ – $p_{dis,PR}$



obr. 86 – Schéma okrajových podmínek pro model „F“

Hydraulická OPZ pro výpočet modelu „F“ je uvažována s $p_{dis,PR}$ viz **kap. 6.2.2.2.**

Popis jednotlivých variant:

- **F.V1:**

Je návrhový stav při $T_e = -15$ °C, který je vstupním pro následné provozní stavy **F.V2** až **F.V6**. V této variantě se neuvažuje s ochlazováním OV. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny z tradičního návrhu OS s konstantní teplotou přívodní OV v celé trase OS a shodným teplotním spádem na všech OT. Jak je zvykem u tradičního způsobu dimenzování OS. Vyvážení OS je provedeno na N dle *tab. 24* při $p_{dis,PR}$ podle rovnice (7.1) z **kap. 7.4**. Parametry N jsou konstantní i pro provozní stavy ve **F.V2** až **F.V6** a parametr $p_{dis,PR}$ se mění podle popsané rovnice lineární funkce. Pro zopakování OPK je bez možnosti provozní regulace podle **kap. 6.2.3.1.**

- **F.V2:**

Vychází z **F.V1**, pouze se změnou $T_{p_{z,pata,x}} = 55,5$ °C odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 0$ °C. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1.**

- **F.V3:**

Vychází z **F.V1**, pouze se změnou $T_{p_{z,pata,x}} = 37,2$ °C odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 12$ °C. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1.**

- **F.V4:**

Je shodná s **F.V1** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **F.V5:**

Je shodná s **F.V2** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **F.V6:**

Je shodná s **F.V3** s jedinou změnou, a to že výpočet probíhá s ochlazováním OV.

- **F.V7:**

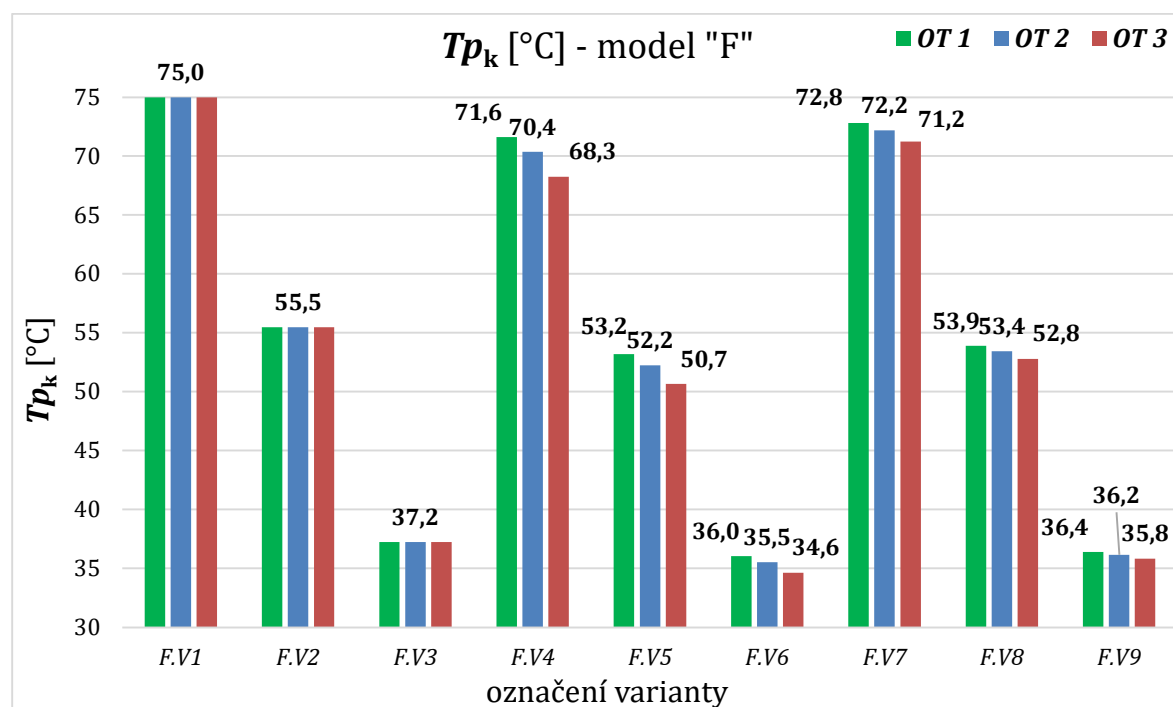
Je návrhový stav při $T_e = -15\text{ °C}$, který je vstupním pro následné provozní stavy **F.V8** a **F.V9**. V této variantě je uvažováno s ochlazováním OV. Hmotnostní průtoky jsou vypočteny tak, aby na všech OT byla shodná střední teplota OV [11] a [18]. Teplotní spády na OT se vzdáleností od paty zmenšují. Vyvážení OS je provedeno na N dle *tab. 24* při $p_{\text{dis,PR}}$ podle rovnice (7.2) z **kap. 7.5**. Hodnota $p_{\text{dis,PR}}$ je zde vyšší oproti **F.V1** s ohledem na okruh OT s největší tlakovou ztrátou (p_{krit}) a je způsobená vyššími hmotnostními průtoky při zachování shodných dimenzí měděného potrubí jako v **F.V1**. Parametry N jsou konstantní i pro provozní stavy ve **F.V8** až **F.V9** a parametr $p_{\text{dis,PR}}$ se mění podle popsané rovnice lineární funkce. Pro zopakování OPK je bez možnosti provozní regulace podle **kap. 6.2.3.1**.

- **F.V8:**

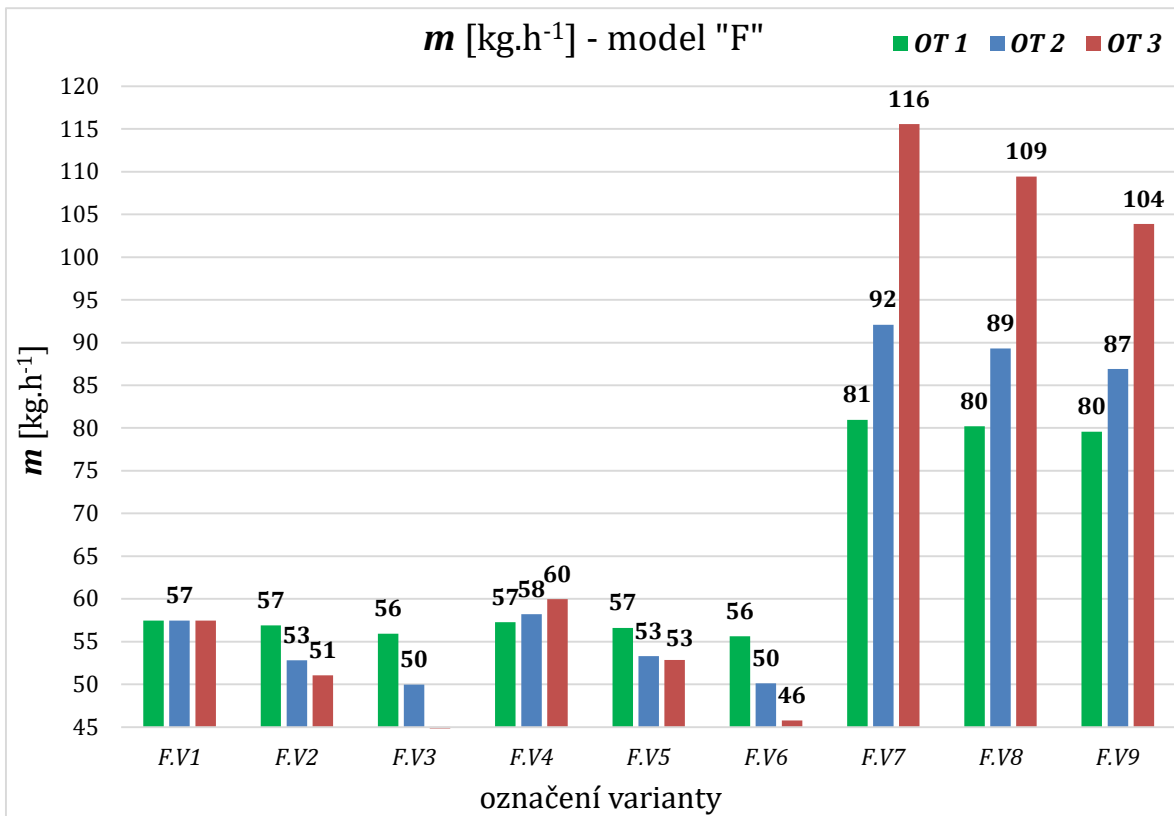
Vychází z **F.V7**, pouze se změnou $T_{p_z, \text{pata, x}} = 55,3\text{ °C}$ odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 0\text{ °C}$. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.

- **F.V9:**

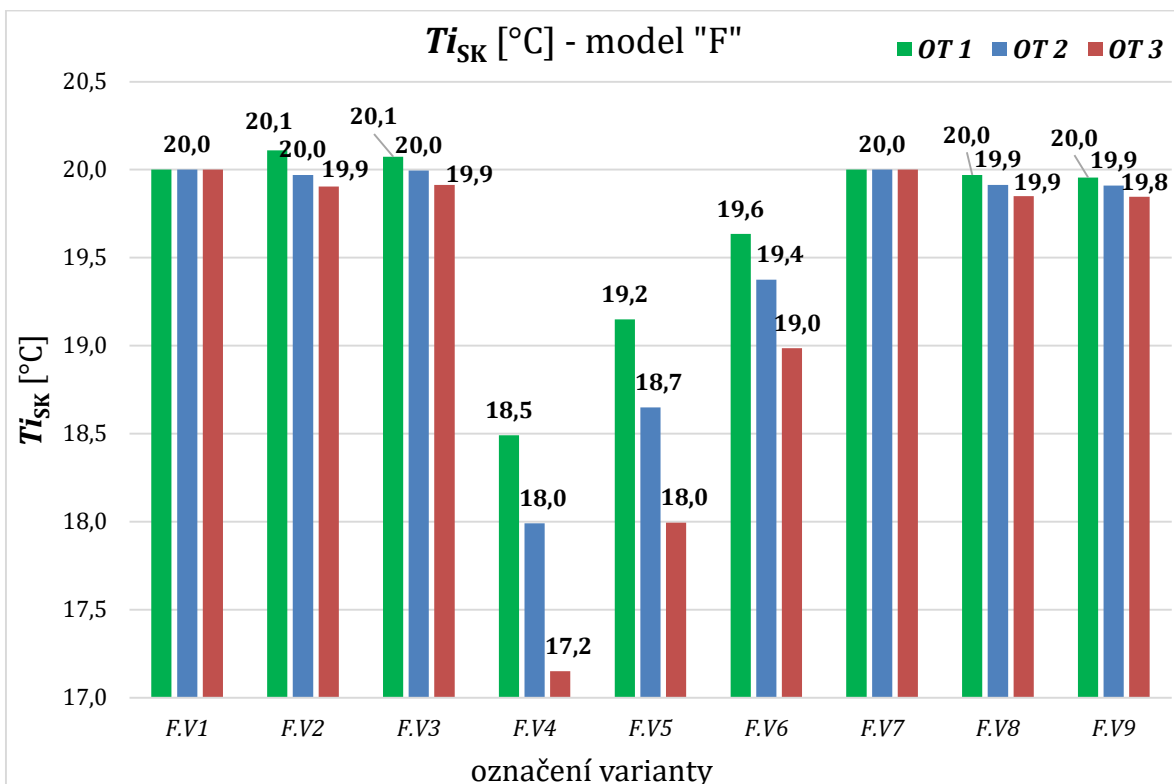
Vychází z **F.V7**, pouze se změnou $T_{p_z, \text{pata, x}} = 37,1\text{ °C}$ odpovídající pro otopnou křivku podle rovnice (6.9) při $T_{e_x} = 12\text{ °C}$. Ostatní vstupy pro (6.9) jsou popsány v **kap. 8.1**.



obr. 87 - T_{p_k} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „F“



obr. 88 – m [kg.h⁻¹] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „F“



obr. 89 – T_{iSK} [°C] v návrhovém a v provozních stavech v modelu „F“

tab. 32 – Výsledky na patě při kvalitativní regulaci modelu „F“

A-A´ pata	$p_{krit,bezTRV}$ [Pa]	$p_{dis,PR}$ [Pa]	$Tp_{z,pata}$ [°C]	$Tz_{z,pata}$ [°C]	M [kg.h ⁻¹]
F.V1	1982	3000	75,0	60,0	172
F.V2	1935	2899	55,5	46,3	161
F.V3	1985	2811	37,2	33,3	151
F.V4	2021	3026	75,0	52,9	175
F.V5	1951	2916	55,5	41,3	163
F.V6	1965	2818	37,2	30,7	151
F.V7	6995	10000	75,0	60,6	289
F.V8	7187	9832	55,3	46,4	279
F.V9	7331	9683	37,1	33,1	270

Je třeba si uvědomit, že v případě tradičního přístupu s konstantními průtoky při všech provozních stavech kvalitativní regulace nemůže rozdílnost konstantního nebo proporciálního režimu regulace OČ mít na výsledky vliv. Je jasné, že při předpokladu konstantního průtoku tyto dva režimy musí mít shodnou návrhovou hodnotu p_{krit} . Takže z tohoto pohledu by neměl být důvod tvořit model „F“, kde se sice mění OPZ z $p_{dis,K}$ na $p_{dis,PR}$, ale nemění se M , protože se $p_{dis,PR} = p_{dis,K}$. Výše v textu je ale popsáno, že M při jednotlivých Te_x není konstantní, a proto je model vytvořen.

I tak výsledky v modelu „F“ s $p_{dis,PR}$ ale ukázaly, že i při přesném výpočtu s proměnnými M jsou skoro shodné s výsledky v modelu „E“ ($p_{dis,K}$). Při porovnání simulovaných variant obou modelů se M a m_{SK} sice mění mezi jednotlivými provozními stavy daných modelů, ale jen s nepatrnou odchylkou vlivem různých typů regulace p_{dis} . To znamená regulace OČ nemá na výsledky mezi modely „E“ a „F“ významný vliv, a proto je možné efekt typu regulace p_{dis} zanedbat. Změna M v provozních stavech modelu „F“ iteračně sice ovlivní nižší $p_{dis,PR}$, ale změna absolutních hodnot M u modelu „F“ oproti modelu „E“ není tak výrazná, aby vyvolala výrazné odchylky u hlavního parametru Ti_{SK} mezi jednotlivými modely. Z toho vyplývá, že vliv OPZ, a tedy regulace OČ na konstantní oproti proporciální křivce, sice není stejný, ale je zanedbatelný.

Pro model „F“ pak platí shodné závěry jako pro model „E“ a nebudou zde znovu opakovány.

9 Shrnutí výsledků

Před analýzou výsledků je nutné zopakovat. V této práci je v provozních stavech řešen pouze ustálený stav ukazující maximální hodnoty, ve kterých se může řešená OS pohybovat při daném typu okrajových podmínek. Dynamické chování přechodových stavů v této OS pak musí generovat výsledky uvnitř intervalu maximálních hodnot zobrazených v této práci pro řešenou OS, a proto zde nejsou přechodové stavy řešeny. Z toho tedy vyplývá, že uvedená metodika simulace všech provozních ustálených stavů, použitá v této práci, ukazuje hranice intervalů všech možných odchylek od požadovaných hodnot. Tuto metodiku lze použít pro jakoukoliv OS, ve které se nasimulují všechny provozní stavy kvantitativní a kvalitativní regulace.

V dnešní době se běžně řeší pouze návrhový stav (navíc běžně pouze tradičním způsobem výpočtu bez ochlazování otopné vody po trase) a provozní stavy se výpočetně neřeší. Z práce vyplynulo, že kdyby se kromě návrhového stavu simulovaly i provozní ustálené stavy, a to při výpočtu s ochlazováním otopné vody, tak bychom měli výrazně lepší představu, v jakých hraničních hodnotách se může daná OS pohybovat a k tomu přizpůsobovat požadavky na regulaci.

Vytvořením simulačních modelů na základě popsané metodiky pro provozní ustálené stavy kvantitativní a kvalitativní regulace a k tomu sepsanými závěry s doporučeními, byl naplněn třetí a hlavní cíl této práce.

Dále se potvrdila potřeba simulace změn výkonu otopných ploch s ohledem na proměnnost průtoků a vstupních teplot otopné vody do otopného tělesa pomocí rozšířené rovnice (4.36) zpracované v teoretické části práce.

9.1 OS při kvantitativní regulaci

Pro provozní stavy při kvantitativní regulaci, ve kterých jsou co nejmenší odchylky skutečné vnitřní výpočtové teploty T_{iSK} od její požadované hodnoty, je vhodné provádět návrh podle modelu „B“. Tedy s výpočtem ochlazování otopné vody po trase potrubí, shodnou střední teplotou na otopných tělesech v návrhovém stavu a provozní regulací oběhového čerpadla na konstantní tlakovou diferenci $p_{dis,K}$.

Pro porovnání vhodnosti jednotlivých typů TRV a jejich typů regulátorů z výsledků vychází, že pro OS, ve kterých je možné provádět hydraulický výpočet, se typ TRV_{SRTD} ukazuje jako méně vhodný než standartní TRV. To je z důvodu provozně nižší teploty otopné vody na vstupu do otopného tělesa s TRV_{SRTD} a nemožnosti kompenzace vyšším průtokem, což je právě možné u standartních typů TRV. Tento efekt se více projevuje u paty větve regulované na konstantní tlakovou diferenci $p_{dis,K}$, kde vychází lépe jak TRV s TRH, tak i TRV s EH. U paty větve regulované dle proporcionální křivky $p_{dis,PR}$ vychází výsledky lépe, než při TRV_{SRTD}, ve variantě TRV s TRH. Varianta TRV s EH je ve výsledcích skutečné vnitřní teploty T_{iSK} lehce horší než varianta TRV_{SRTD}.

Naopak osazení typu TRV_{SRTD} je vhodné v takových OS, kde nelze z nějakého důvodu provést hydraulické výpočty. V těchto OS je běžně neregulovatelně velká tlaková diference na patě, která může na otopných tělesech při překročení limitů maximální tlakové diference pro otopné těleso $p_{dis,OT}$ při použití běžných TRV způsobovat hluk. TRV_{SRTD} tento možný problém právě řeší automatickým seškrcením přebytečného nadprůtoku, a tím nedochází k hlukovým problémům a zároveň i možnému přetápění.

Z hlediska tepelně-hydraulického chování pro různé varianty OPZ a OPK v provozních stavech, vychází nejlépe varianta uvažující regulaci oběhového čerpadla na konstantní tlakovou diferenci $p_{dis,K}$ a „dvouregulační“ TRV s TRH. Porovnání je uvažováno s ohledem na výslednou skutečnou vnitřní teplotu T_{iSK} a při výpočtu s ochlazováním otopné vody.

V modelech „A“ a „C“ byla vypočtena nedostatečná vnitřní teplota T_{iSK} v provozních stavech, pokud byl proveden návrhový výpočet bez ochlazování otopné vody. A proto je vhodnější provádět návrhový výpočet, tak jak byl řešen v modelech „B“ a „D“. Tedy na základě v této práci vytvořené metodiky.

Z výsledků v provozních stavech bylo zjištěno, že průtoky v OS nelze předem zjednodušeně odhadovat dle poměru zavřených a otevřených otopných těles. Skutečné

průtoky musí být pro každý stav vypočteny za základě typu regulace oběhového čerpadla a typu TRV a jeho regulátoru. Co nepřesněji doložené průtoky jsou důležitým členem pro vlastní ochlazování otopné vody po trase, a tedy určují skutečnou teplotu otopné vody, která je na vstupu do otopného tělesa. Výkon otopného tělesa, a z toho vyplývající vnitřní teplotu vytápěného prostoru, průtok ovlivňuje jednak přímo v kalorimetrické rovnici, tak nepřímo přes teplotu přírodní otopné vody a jejího ochlazení po trase. Hydraulické a teplotní parametry ovlivňující výsledné průtoky v jednotlivých úsecích jsou specifické pro každou OS a její aktuální provozní stav. Průtoky nejsou shodné ani mezi návrhově shodnými otopnými tělesy, tak jak bylo patrné ze simulací.

Tyto závěry a také stanovení přesných hodnot průtoků je možné pouze simulacemi podle v této práci popsané metodiky. A tedy výpočtu s uvažováním ochlazování otopné vody, výpočtu tlakových ztrát a vztlaku na základě vypočtených teplot otopné vody v jednotlivých místech OS. To vše za předpokladu jasně definovaných okrajových podmínek na patě OS a na místní regulaci otopných těles.

9.2 OS při kvalitativní regulaci

Pro provozní stavy při kvalitativní regulaci se ukázalo, že výsledky při regulaci oběhového čerpadla na konstantní tlakovou diferencí $p_{\text{dis,K}}$ jsou prakticky shodné s výsledky při regulaci tlakové difference na proporcionální křivku $p_{\text{dis,PR}}$, i když byl oproti běžným postupům dopočítán skutečný celkový průtok na patě, který nebyl v jednotlivých provozních stavech konstantní. Z toho plyne, že pouze pro kvalitativní regulaci nemá význam řešit vliv regulace oběhového čerpadla.

Ukázalo se ale, že není korektní u kvalitativní regulace celkově průtok zanedbávat při výpočtu otopné křivky. Tedy předpokládat, že je konstantní pro návrhový stav a všechny provozní stavy. Jeho změna se odvíjí od poměru vztlaku ku tlakovým ztrátám v závislosti na teplotě otopné vody pro jednotlivá otopná tělesa. Z toho důvodu je vhodné celkový průtok na patě zadávat do rovnic pro stanovení otopné křivky.

Na rovnici pro stanovení otopné křivky je dále ukázáno, že pro všechna otopná tělesa na této větvi je nutné mít shodný teplotní exponent a vnitřní výpočtovou teplotu. Tyto dva parametry jsou ale obecně uvažované i v běžném výpočtu otopné křivky.

Dále je potřeba mít pro všechna otopná tělesa shodnou návrhovou střední teplotu otopné vody, která ale v reálných OS není zajištěna shodným teplotním spádem, který je uvažován v tradičním způsobu výpočtu. Proto aby byla shodná návrhová střední teplota u všech otopných těles je potřeba teplotní spád pro každé otopné těleso dopočítat. Se vzdáleností od zdroje tepla se teplotní spád otopného tělesa bude zmenšovat [11], [18].

Parametr, který je běžně ve výpočtu otopné křivky zanedbáván, je měrný tepelný tok přes obalové konstrukce vytápěné místnosti a jeho parametrické složení. Bylo názorně ukázáno, jaký vliv má parametrická funkce, pokud je tepelná ztráta do venkovního vzduchu celá, částečná nebo nulová. Z výsledků je vidět, že tento parametr nelze zanedbat, protože vykazuje výrazné odchylky pro správné vstupy výpočtu otopné křivky pro jednotlivá otopná tělesa. Na důležitost tohoto parametru ukazuje i [18].

10 Závěr

V této disertační práci byla zpracována metodika výpočtu pro efektivní návrh a provoz otopné soustavy. Předmětem zkoumání pro stanovení metodiky výpočtu byl vliv ochlazování otopné vody na návrhový stav a na provozní stavy kvantitativní a kvalitativní regulace. Tento postup výpočtu byl porovnáván se simulačními modely, ve kterých není v návrhovém stavu s ochlazováním otopné vody v trase uvažováno. Na výsledcích byl ukázán problém možnosti nedotápění při zanedbání ochlazování otopné vody v potrubní trase v provozu otopné soustavy. Naopak byl ukázán postup, jakým způsobem ochlazování otopné vody zohledňovat, pro co nejpřesnější návrh, který poté vytvoří optimální pozice pro následnou provozní regulaci. Jednotlivé důsledky pro různé varianty okrajových podmínek byly popsány v závěrech daných simulačních modelů.

V teoretické části práce byl popsán vliv součinitele přestupu tepla na vnitřní straně a jeho zanedbatelný efekt na celkovou tepelnou ztrátu potrubí zvláště pro turbulentní oblast proudění. Naopak závěry pro součinitel přestupu tepla na vnější straně pro kruhové potrubí nezabudované v konstrukci poukázaly na jeho důležitost, zvláště pro potrubí bez tepelné izolace, kde se stává majoritním parametrem. Vliv těchto dvou součinitelů, tepelné vodivosti potrubí a tepelné izolace potrubí byl analyzován pro různé materiály a rozměry potrubí a různou kvalitu a kvantitu tepelné izolace. Z výsledků vyplynulo jaký % vliv má daný člen při různých variantách a na jaký se v dané variantě zaměřit a který lze zanedbat. Tato analýza bylo potřebná při verifikaci s naměřenými hodnotami z experimentálního okruhu.

Z analýzy pro okrajové podmínky běžných otopných soustav vyplynula možnost uvažování zjednodušené lineární metody stanovení ochlazování otopné vody, aniž by docházelo k prokazatelné chybě oproti podrobné exponenciální metodě. Kde již zjednodušená metoda není použitelná, je pro dlouhé úseky, typicky v tepelných sítích dálkového vytápění.

Pro potřeby simulace provozních stavů byl popsán vliv změn teplot otopné vody, vlivem ochlazování po trase a/nebo činností kvalitativní regulace, na tlakové ztráty pro jednotlivé typy proudění. Prokázala se nutnost výpočtu tlakových ztrát pro přesné teploty otopné vody.

Na popisu provozních změn výkonu otopného tělesa a jeho přímé návaznosti na vnitřní teplotu vytápěného prostoru s ohledem na jeho tepelnou ztrátu bylo vymodelováno jaký vliv mají změny průtoku, změny vstupní teploty otopné vody a nepřesnost návrhu otopného tělesa. Kompletní rovnice zohledňující nejen teplo na straně otopné vody a sdílení tepla přes otopné těleso do prostoru, ale i tepelné ztráty daného vytápěného prostoru, byla využita pro provozní simulační model. V teoretické části tak byl splněn první cíl této práce.

V části práce zaměřené na měření poklesu teploty otopné vody na potrubní trase bylo z naměřených hodnot prokázáno ochlazování otopné vody na případových studiích rodinného a bytového domu. Zvláště na bytovém domě se potvrdila vhodnost uvažovat s ochlazováním otopné vody v trase k jednotlivým otopným tělesům již ve fázi výpočtů projektové dokumentace. Obecně z výsledků naměřených hodnot pro všechny případové studie vyplynula vhodnost zabývat se podrobněji problematikou ochlazování otopné vody. Pro bytový dům ochlazení otopné vody dosahovalo od 5 až k 10 °C na trase od výměňkové stanice ke vstupu do jednotlivých otopných těles. V době nepřerušované kontinuálně proudící otopné vody s teplotou cca 41 °C.

Vzhledem k nejistotě aktuálních průtoků na reálných otopných soustavách je nebylo možné použít k verifikaci simulačního modelu. Byl konstatován závěr, že na skutečných otopných soustavách je prakticky nemožné provést verifikaci teoretických modelů z důvodu nejistoty všech nutných parametrů. Na základě těchto závěrů byl sestaven experimentální okruh s měřitelným aktuálním průtokem a znalostí všech potřebných parametrů. Na něm poté byla provedena verifikace naměřených hodnot s teoretickými výpočty ochlazování otopné vody. Ze závěrů naměřených hodnot vyplynulo doporučení, že pro neizolované měděné potrubí lze pro rychlé stanovení ochlazování otopné vody v otopných soustavách používat hodnoty $\alpha_e = 10 - 12 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$. Pro výpočet tepelného zisku z potrubí pro stanovení zbylého potřebného tepelného výkonu otopného tělesa v celkové návrhové bilanci vytápěného prostoru, by z hlediska bezpečnosti návrhu, bylo vhodné používat hodnoty $\alpha_e = 7 - 9 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$, aby nedošlo k poddimenzování otopného tělesa. Pro přesnější výpočet tepelné ztráty z potrubního rozvodu je vhodné α_e stanovovat výpočtem se zohledněním okrajových podmínek. Tímto byl splněn druhý cíl disertační práce.

V hlavní části práce byl popsán simulační model pro efektivní návrh a provoz otopných soustav, čímž byl splněn třetí a hlavní cíl této práce. Podrobně zde byla popsána metodika postupu výpočtu pro návrhový stav a dále okrajové podmínky pro možnost simulací ustálených provozních stavů dle dané regulace otopné soustavy. Byly zde popsány různé způsoby regulace tlakového rozdílu na patě, resp. regulace oběhového čerpadla. Dále zde byla popsána místní regulace otopných těles pomocí různých druhů termostatických ventilů s příslušnými regulátory. To bylo poté využito jako okrajové podmínky pro analýzu provozních stavů kvantitativní regulace. Pro provozní stavy kvalitativní regulace byl popsán postup stanovení vstupní teploty otopné vody na patě a její podrobný výpočet rozšířený oproti stávajícím vzorcům o parametry vyplývající z teoretické části této práce. Pro oba způsoby provozní regulace bylo modelováno variantní řešení s uvažováním a neuvažováním ochlazování otopné vody v simulacích. Z těchto analýz byly provedeny závěry pro jednotlivé varianty okrajových podmínek a jejich kombinací, které byly sepsané v předchozí kapitole. Analýzy výsledků prokázaly vhodnost použití simulačního modelu s uvažováním ochlazování otopné vody vytvořeného v této práci, oproti běžným postupům bez ochlazování otopné vody.

Metodika výpočtu s ochlazováním otopné vody ukazuje přesnější výsledky průtoků, tlakových ztrát a teplot otopné vody v jednotlivých částech OS, tak aby bylo dosaženo požadovaných výkonů otopných těles a vnitřních teplot vytápěných prostorů. Tímto způsobem výpočtu je OS připravena pro efektivní provozní regulaci z důvodu změn venkovních teplot a nahodilých tepelných zisků, ke kterým je navržena. A zároveň musela reagovat na co nejméně problémů, které jsou spojené se zjednodušeními z tradičních návrhových výpočtů, což není její primární účel a snižuje tak její účinnost.

Seznam použité literatury

- [1] ČSN EN ISO 12241 (727006). *Tepelně izolační výrobky pro zařízení budov a průmyslové instalace - Pravidla výpočtu*. Praha: ÚNMZ. 4/2009.
- [2] BAŠTA, J. Porovnání otopných soustav z hlediska některých parametrů. In: *TZB-info* [online]. Topinfo s.r.o., 2018. [vid. 1. 4. 2019]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/18127-porovnani-otopnych-soustav-z-hlediska-nekterych-parametru>
- [3] CIHELKA, J. a kol. *Vytápění, větrání a klimatizace*. 3.vydání. Praha: SNTL, 1985.
- [4] VALENTA, V. a kol. *Topenářská příručka 3*. Praha: ČSTZ, 2007. ISBN 978-80-86028-13-2
- [5] BAŠTA, J. a KABELE, K. *Otopné soustavy teplovodní (Sešit projektanta)*. 3.vydání. Praha: STP, 2008. ISBN 978-80-02-02064-6
- [6] LABOUTKA, K. a SUCHÁNEK, T. *Výpočtové tabulky pro vytápění (Sešit projektanta)*. Praha: STP, 2001. ISBN 80-02-01466-9
- [7] MUNIAK, D. M. *Radiators in Hydronic Heating Installations*. Kraków: Springer International Publishing AG, 2017. ISBN 978-3-319-55242-2. [vid. 2. 4. 2018]. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-55242-2>
- [8] RAFTERY, P., GERONAZZO, A., HWAKONG, CH., PALIAGA, G. Quantifying energy losses in hot water reheat systems. In: *Energy and Buildings* [online]. 2018. [vid. 2. 4. 2020]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2018.09.020>
- [9] ZELENÝ, K. Studie problematiky snižování energetických ztrát a zvýšení spolehlivosti při dodávkách tepla. In: *MPO-efekt* [online]. MPO, 2007. [vid. 3. 4. 2020]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/cz/efekt/publikace/2198>
- [10] YOKOYAMA, R., KITANO, H., WAKUI, T. Optimal operation of heat supply systems with piping network. In: *Energy* [online]. 2017. [vid. 6. 4. 2020]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.146>
- [11] KHIR, R. and HAOUARI, M. Optimization models for a single-plant District Cooling System. In: *European Journal of Operational Research* [online]. 2015. [vid. 20. 4. 2017]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2015.05.083>
- [12] MAIVEL, M. and KURNITSKI, J. Low temperature radiator heating distribution and emission efficiency in residential buildings. In: *Energy and Buildings* [online]. 2013. [vid. 21. 7. 2017]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.10.030>
- [13] EN 15316-2-3. *Heating Systems in Buildings: Method for Calculation of System Energy Requirements and System Efficiencies Part 2-1: Space Heating Distribution Systems*. 2007.
- [14] EN 15316-2-1. *Heating Systems in Buildings: Method for Calculation of System Energy Requirements and System Efficiencies Part 2-1: Space Heating Emission Systems*. 2007.
- [15] ČSN 75 5455 (755455). *Výpočet vnitřních vodovodů*. Praha: ÚNMZ. 3/2014.
- [16] PETRÁŠ, D., KOUDELKOVÁ, D. a KABELE, K. *Teplovodní a elektrické podlahové vytápění*. Bratislava: Jaga Group, 2004. ISBN 80-88905-97-4
- [17] BAŠTA, J. *Velkoplošné sálavé vytápění: podlahové, stěnové a stropní vytápění a chlazení*. Praha: Grada, 2010. ISBN 978-80-247-3524-5
- [18] *Termohydraulika* [online]. RÁŽ, J. V. [vid. 1. 4. 2017]. Dostupné z: <http://www.usporyteplaets.cz/>.
- [19] Vyhláška č. 193/2007 Sb., kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu. Praha: MPO. 9/2007.

- [20] SPURNÝ, J. *Vliv ochlazování topné vody při návrhu otopné soustavy*. Praha: ČVUT, 2016. Diplomová práce. Fakulta stavební, Katedra technických zařízení budov.
- [21] BARTÁK, M. *Úvod do přenosových jevů*. Praha: ČVUT, 2010.
- [22] SIEDER, E.N. and TATE, G.E. *Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes*. Industrial & Engineering Chemistry Research. 1936. 28, 1429-1435.
[vid. 1. 4. 2018]. <http://dx.doi.org/10.1021/ie50324a027>
- [23] ČSN EN 12831-1 (060206). *Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu - Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3*. Praha: ÚNMZ. 9/2018.
- [24] REINBERK, Z. Přibližný výpočet tlakové ztráty třením v potrubí. In: *TZB-info* [online]. Topinfo s.r.o., 2002. [vid. 1. 3. 2017] Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/potrubni-trasy-vodovod/1002-priblizny-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubi>
- [25] BAŠTA, J. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: ČVUT, 2014.
ISBN 978-80-01-05455-0
- [26] BAŠTA, J. Otopné plochy (IV - 1. část) - přepočítání tepelného výkonu. In: *TZB-info* [online]. Topinfo s.r.o., 2006. [vid. 20. 8. 2018]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3184-otopne-plochy-iv-1-cast-prepocet-tepelneho-vykonu>
- [27] BAŠTA, J. a BOHÁČ, J. Teplotní exponent otopných těles. In: *Vytápění, větrání, instalace*, 2021, 30(2), s. 58-61. ISSN 1210-1389.
- [28] KABELE, K.; VEVERKOVÁ, Z. Analýza příčin stížností na kvalitu vnitřního vzduchu v bytovém domě s centrálním větráním. In: *Vytápění, větrání, instalace*, 2019, 28(3), s. 134-138. ISSN 1210-1389.
- [29] PROTECH, s.r.o. *DIMOS* [software]. Duben 2018. Dostupné z: <https://www.protech.cz/produkty/dimenzovani-otopnych-soustav> [Požadavky na systém: operační systém Microsoft Windows 10, 8.1, Windows 7, Windows Vista, 32bitové (x86) i 64bitové (x64) verze Windows, min procesor 1GHz, operační paměť (RAM) 1 GB, volné místo pro instalaci na disku 500 MB]
- [30] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. The influence of heat gains on the heating system design. In: *Central Europe towards Sustainable Building (CESB19)*. Praha, 2019-07-02/2019-07-04 [online]. Bristol: IOP Publishing Ltd, 2019, IOP Conference Series:Earth and Environmental Science. sv. 290. ISSN 1755-1315. Dostupné z: DOI 10.1088/1755-1315/290/1/012109
- [31] SPURNÝ, J., KABRHEL, M. Vliv tepelných zisků na provozní parametry otopné soustavy. In: *25. konference Vytápění Třeboň 2019, 2019-05-28/2019-05-30*. Praha: STP, 2019, s. 261-265. ISBN 978-80-02-02847-5.
- [32] SPURNÝ, J., KABRHEL, M. Vliv tepelných ztrát rozvodů na návrh otopné soustavy. In: *10. konference IBPSA-CZ, Simulace budov a techniky prostředí 2018*. Praha: IBPSA-CZ, 2018, s. 29-33. ISBN 978-80-907423-0-7.
- [33] *Výpočet a graf ekvitemní křivky* [online]. Topinfo s.r.o. [vid. 10. 7. 2016] Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/50-vypocet-a-graf-ekvitemni-krivky>
- [34] IMI HYDRONIC [online]. *Technický katalog STAP*. 2022. [vid. 20. 3. 2020]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/cs/product/stap>
- [35] *Všeobecné údaje - ventil kompakt* [online]. KORADO. [vid. 20. 3. 2020]. Dostupné z: <https://img.korado.cz/userfiles/file/66/a9cc3f22415bf9c7fbc16349905224c9.pdf>
- [36] *DB ventily - Termostatické ventily s automatickou regulací průtoku* [online]. GIACOMINI. [vid. 20. 3. 2020]. Dostupné z: <https://www.giacomini.cz/data/technicke-dokumenty/katalogove-listy/DB-Ventily.pdf>
- [37] *Nastavitelná ventilová tělesa typ RA-N pro soustavy s oběhovým čerpadlem* [online]. DANFOSS. [vid. 20. 3. 2020]. Dostupné z: <https://assets.danfoss.com/documents/latest/74940/AI147386403838cs-000201.pdf>

Seznam publikací vztahující se k disertaci

- [A.1] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelných ztrát rozvodů a ochlazování otopné vody na návrh otopné soustavy. In: *Vytápění, větrání, instalace*, 2017, 26(1), s. 2-5. ISSN 1210-1389.
- [A.2] SPURNÝ, J. Vliv tepelných ztrát rozvodů na návrh otopné soustavy. In: *14. Letní škola TZB 2016 - Technická zařízení pro zdravé vnitřní prostředí v energeticky úsporných obytných budovách, Český Šternberk, 2016-09-07/2016-09-09*. Praha: STP, 2016, s. 71-76. ISBN 978-80-02-02676-1.
- [A.3] SPURNÝ, J. Vliv tepelné izolace potrubí na návrh otopné soustavy administrativní budovy. In: *15. Letní škola TZB 2017 - Technická zařízení pro zdravé vnitřní prostředí v energeticky úsporných administrativních budovách, Český Šternberk, 2017-09-11/2017-09-13*. Praha: STP, 2017, s. 70-77. ISBN 978-80-02-02743-0.
- [A.4] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelných ztrát rozvodů a ochlazování otopné vody na návrh otopné soustavy. In: *Vykurovanie 2018, 26. medzinárodná vedecko-odborná konferencia: Nové trendy v zásobovaní budov teplom, Podbanské, 2018-02-12/2018-02-16*. Bratislava: SSTP, 2018, s. 441-444. ISBN 978-80-89878-19-2.
- [A.5] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelné izolace potrubí na návrh otopné soustavy rodinného domu. In: *16. Letní škola TZB 2018 - Energetický a environmentální koncept chytrého sídelního celku, Český Šternberk, 2018-09-12/2018-09-14*. Praha: STP, 2018, s. 45-55. ISBN 978-80-02-02808-6.
- [A.6] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vplyv tepelných strát rozvodov na návrh vykurovacej sústavy. In: *TZB HAUSTECHNIK SK*, 2018, XXVI.(4), s. 44-45. ISSN 1210-356X.
- [A.7] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelných zisků z rozvodu vytápění na návrh otopné soustavy. In: *IX. symposium GREEN WAY 2018. Praha, 2018-10-22/2018-10-23*. Praha: STP, 2018, s. 28. ISBN 978-80-02-02809-3.
- [A.8] SPURNÝ, J., KABRHEL, M. Vliv tepelných ztrát rozvodů na návrh otopné soustavy. In: *10. konference IBPSA-CZ, Simulace budov a techniky prostředí 2018*. Praha: IBPSA-CZ, 2018, s. 29-33. ISBN 978-80-907423-0-7.
- [A.9] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelných ztrát rozvodů a ochlazování otopné vody na návrh otopné soustavy. In: *Topenářství, instalace*, 2018, 52(319), s. 48-51. ISSN 1211-0906.
- [A.10] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. The influence of heat gains on the heating system design. In: *Central Europe towards Sustainable Building (CESB19), Praha, 2019-07-02/2019-07-04* [online]. Bristol: IOP Publishing Ltd, 2019, IOP Conference Series:Earth and Environmental Science. sv. 290. ISSN 1755-1315. Dostupné z: DOI 10.1088/1755-1315/290/1/012109
- [A.11] SPURNÝ, J., KABRHEL, M. Vliv tepelných zisků na provozní parametry otopné soustavy. In: *25. konference Vytápění Třeboň 2019, 2019-05-28/2019-05-30*. Praha: STP, 2019, s. 261-265. ISBN 978-80-02-02847-5.
- [A.12] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Navrhování teplovodních otopných soustav s otopnými tělesy trochu jiným přístupem. In: *17. Letní škola TZB 2019 - Revitalizace hradu na kongresové centrum, Český Šternberk, 2019-09-11/2019-09-13*. Praha: STP, 2019, s. 37-43. ISBN 978-80-02-02869-7.
- [A.13] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv tepelných zisků na provozní parametry otopné soustavy administrativní budovy. *Topenářství, instalace*, 2019, 53(327), s. 44-46. ISSN 1211-0906.
- [A.14] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Navrhování teplovodních otopných soustav s ohledem na provozní stav. In: *Vykurovanie 2020, 28. medzinárodnej vedecko-odbornej konferencie: Klimatické zmeny a inovácie pri zásobovaní teplom, Podbanské, 2020-02-10/2020-02-14*. Nitra: SSTP, 2020, s. 347-350. ISBN 978-80-89878-58-1.
- [A.15] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Tlakové ztráty v rozvodech teplovodních otopných soustav. In: *18. Letní školy TZB 2020 - TZB pro sportovní stavby s téměř nulovou spotřebou energie. Český Šternberk, 2020-09-09/2020-09-11*. Praha: STP, 2020, s. 45-53. ISBN 978-80-02-02911-3.

[A.16] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Navrhování teplovodních otopných soustav s ohledem na provozní stavy. In: *TZB Haustechnik*, 2020, XIV.(3), s. 40-41. ISSN 1803-4802.

[A.17] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv okrajových podmínek na návrh a následný provoz dvoutrubkových otopných soustav. In: *Simulace budov a techniky prostředí 2020: 11. národní konference s mezinárodní účastí, Brno, 2020-12-05/2020-12-06*. Praha: IBPSA-CZ, 2020, s. 115-119. ISBN 978-80-907423-1-4.

[A.18] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv okrajových podmínek na návrh otopného tělesa s ohledem na tepelný komfort ve vytápěné místnosti. In: *19. Letní škola TZB 2021 - TZB pro zdravé vnitřní prostředí v budovách s téměř nulovou spotřebou energie, Český Šternberk, 2021-09-08/2021-09-10*. Praha: STP, 2021, s. 54-59. ISBN 978-80-02-02940-3.

[A.19] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv navrženého otopného tělesa a tepelné ztráty vytápěného prostoru na skutečnou vnitřní teplotu. In: *Vykurovanie 2021, 29. medzinárodnej vedecko-odbornej konferencie: Alternatívne zdroje energie pre budovy s takmer nulovou potrebou energie, Horný Smokovec, 2021-06-21/2021-06-25*. Bratislava: SSTP, 2021, s. 329-332. ISBN 978-80-89878-72-7.

[A.20] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Simulace vlivu okrajových podmínek na návrh a následný provoz kvantitativní regulace u dvoutrubkových otopných soustav. In: *Vytápění, větrání, instalace*, 2021, 30(5), s. 244-250. ISSN 1210-1389.

[A.21] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Simulace vlivu okrajových podmínek na návrh a následný provoz kvantitativní regulace u dvoutrubkových otopných soustav. In: *26. konference Vytápění Třeboň 2021, 2021-11-09/2021-11-11*. Praha: STP, 2021, s. 213-217. ISBN 978-80-02-02942-7.

[A.22] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv teploty otopné vody na tlakové ztráty v rozvodech otopných soustav moderních objektů. In: *Topenářství, instalace*, 2022, 56(345), s. 44-47. ISSN 1211-0906.

[A.23] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Specifying Boundary Conditions for the Operation of Pipe Heating Systems with Impact on the Building Energy Balance. In: *Central Europe towards Sustainable Building (CESB22)*. Praha: ČVUT, 2022, s. 111.

[A.24] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Vliv okrajových podmínek na výpočet ekvitermní křivky oproti tradičnímu postupu. In: *20. Letní škola TZB 2022 - Resilientní systémy TZB pro budovy 21. století, Nové Hradky, 2022-09-07/2022-09-09*. Praha: STP, 2022, s. 50-55. ISBN 978-80-02-02984-7.

[A.25] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Výpočet ochlazování otopné vody a vliv tepelných zisků z potrubí na návrh otopných těles. [software]. Duben 2018. (viz seznam literatury [29])

Seznam publikací nevztahující se k disertaci

[B.1] SPURNÝ, J. a KABRHEL, M. Porovnání plynového absorpčního tepelného čerpadla vzduch-voda s kondenzačním plynovým kotlem. In: *Topenářství, instalace*, 2017, 51(307), s. 32-34. ISSN 1211-0906.

[B.2] KABRHEL, M. a SPURNÝ, J. Vytápění budovy plynovým tepelným čerpadlem. In: *Vykurovanie 2017, 26. medzinárodná vedecko-odborná konferencia: Zásobovanie teplom – Celospoločenský fenomén, Podbánské, 2017-03-06/2017-03-10*. Bratislava: SSTP, 2017, s. 277-281. ISBN 9788089878062.

[B.3] VOLF, M.; HEJTMÁNEK, P.; SOJKOVÁ, K.; CARDONA CLAVEL, M.; KABRHEL, M.; SPURNÝ, J.; LUPÍŠEK, A. *Doplňkový integrovaný modul systému pro rychlé rekonstrukce bytových domů*. [Funkční vzorek] 2017.

[B.4] VOLF, M.; HEJTMÁNEK, P.; SOJKOVÁ, K.; CARDONA CLAVEL, M.; KABRHEL, M.; SPURNÝ, J.; LUPÍŠEK, A. *Typický integrovaný modul systému pro rychlé rekonstrukce bytových domů*. [Funkční vzorek] 2017.