

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH ÚPRAV A ROZVOJE TEPELNÉ SÍTĚ V SYSTÉMU CENTRÁLNÍHO ZÁSOBOVÁNÍ TEPEM

IMPROVEMENT AND DEVELOPMENT DESIGN OF DISTRICT HEATING NETWORK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Nytra

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Libor Kudela

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Petr Nytra**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Libor Kudela**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh úprav a rozvoje tepelné sítě v systému centrálního zásobování teplem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem bakalářské práce je komplexní návrh řešení rozvodu tepla v oblasti nové výstavby. V rámci práce bude problematika řešena v rámci tepelně hydraulického návrhu ve variantním řešení CZT.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářskou práci zpracujte v rozsahu:

- základní popis možností rozvodů tepla v rámci CZT,
- popis matematických modelů v rámci výpočtů rozvodu tepla v CZT,
- tepelně hydraulický návrh rozvodné soustavy pro konkrétní oblast,
- návrh parametrů dílčích zařízení.

Seznam doporučené literatury:

KADRNOŽKA, J. a L. OCHRANA. Teplárenství. 1. Brno: CERM, 2001, 178 s. ISBN 80-7204-222-X.

JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

IDELCHIK, I. E. Handbook of hydraulic resistance. 3rd ed. Mumbai: Jaico Publishing House, 2006. ISBN 81-799-2118-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Teplárenství je důležitý obor pro uspokojení základních lidských potřeb – tepelný komfort. Bakalářská práce se zabývá shrnutím teplárenství a teplárenských soustav ČR. Řeší současný a budoucí stav v oblasti Praha-Barrandov – přepočítá výkonů, tlakových ztrát, návrh parametrů kotlů a čerpadel. Pro nové trasy tepelného vedení byly navrženy rozměry potrubí. K simulaci bylo využito programu OpenModelica.

Klíčová slova

Výroba tepla, optimalizace, hydraulika, centrální zásobování teplem, tlakové ztráty

ABSTRACT

District heating is very important subject to satisfy basic human need – thermal comfort. This bachelor thesis sums up district heating and their networks in Czech Republic. Deals with present and future condition in Prague-Barrandov locality – to converse heat power, pressure loss, to design parameters of heat sources and pumps. New heat routes have had their pipeline dimensions designed. Simulation is made with software OpenModelica.

Key words

Heat generation, optimisation, hydraulics, central district heating, pressure loss

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NYTRA, Petr. *Návrh úprav a rozvoje tepelné sítě v systému centrálního zásobování teplem*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117489>.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Libor Kudela.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh úprav a rozvoje tepelné sítě v systému centrálního zásobování teplem** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Petr Nytra

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Liborovi Kudelovi za cenné připomínky, vedení a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Koptovi ze společnosti Veolie Energie Praha, a.s. za příkladnou spolupráci, předání zkušeností a v neposlední řadě za možnost podílet se na konkrétním problému.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Teplárenství v ČR.....	12
1.1 Stručná historie teplárenství v ČR	12
1.2 Současné teplárenství v ČR	12
1.3 Rozdělení sítí podle zdroje tepla.....	13
1.4 Přenos tepla v CZT	14
1.4.1 Vlastnosti sítí.....	14
1.4.2 Regulace	16
1.4.3 Základní typy spotřebitelských předávacích stanic.....	17
1.4.4 Příprava TV	18
2 Popis sítě v lokalitě Praha–Barrandov	19
2.1 Historie sídliště Barrandov	19
2.2 Současnost	19
2.3 Úkoly zadané společností Veolia Energie Praha	19
3 Souhrn a popis využitých vztahů.....	20
3.1 Výkony odběrných míst.....	20
3.1.1 Výpočet ÚT (ústředního topení)	20
3.1.2 Výpočet teplé vody.....	21
3.1.3 Přípojný výkon objektu	21
3.2 Tlakové ztráty v potrubí.....	21
3.2.1 Délkové tlakové ztráty	22
3.2.2 Místní tlakové ztráty.....	25
3.3 Tepelné ztráty	26
3.3.1 Vedením (kondukcí).....	26
3.3.2 Prouděním (konvekci)	27
3.3.3 Sáláním (radiací)	27
3.3.4 Předávání tepla mezi materiálem potrubí a vodou	27
3.3.5 Problematika tepelné interakce dvou souběžných potrubí.....	28
3.4 Vztahy využité pro řešení toků v uzlech.....	30
4 Výsledky z vytvořeného modelu	31
4.1 Zhodnocení současného stavu BK6 a 7	31
4.2 Transformace BK6, případný propoj s BK7	32
4.3 Rozvoj v okolí kotelny BK7	35
ZÁVĚR.....	40
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	41
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	42
SEZNAM OBRÁZKŮ	44
SEZNAM TABULEK.....	45
SEZNAM PŘÍLOH	46

ÚVOD

V současné době je energetika na obrovském rozmachu, dokonce množstvím využití energie na obyvatele za den lze určit vyspělost státu. Zvětšuje se poptávka především po elektrické energii a vzhledem k postupnému vyčerpání zásob fosilních paliv se hledají nejen nové zdroje energie, ale také jak šetrně se stávajícími zdroji nakládat.

Tato bakalářská práce se zaměřuje na rozvod tepla v tepelných sítích, kde z důvodu zateplování nelze očekávat navyšující spotřebu energie, a proto je třeba předimenzované soustavy přepočítat s ohledem na jejich budoucí rozvoj. Úvodní část bakalářské práce se zaměřuje na popis teplárenství obecně a na jednotlivé způsoby rozvádění tepla včetně regulace, trendů a optimalizace. Ve druhé části jsou popsány využití vztahy, které se při přepočtu sítí v teplárenství využívají. Ve třetí části se nachází výsledky tepelně-hydraulického výpočtu modelu pro oblast Praha-Barrandov, pro jehož namodelování je využit software OpenModelica. Součástí práce je určení jednotlivých pracovních bodů čerpadla a určení tepelných ztrát soustavy, přičemž poznatky jsou shrnuty v poslední kapitole.

1 Teplárenství v ČR

1.1 Stručná historie teplárenství v ČR

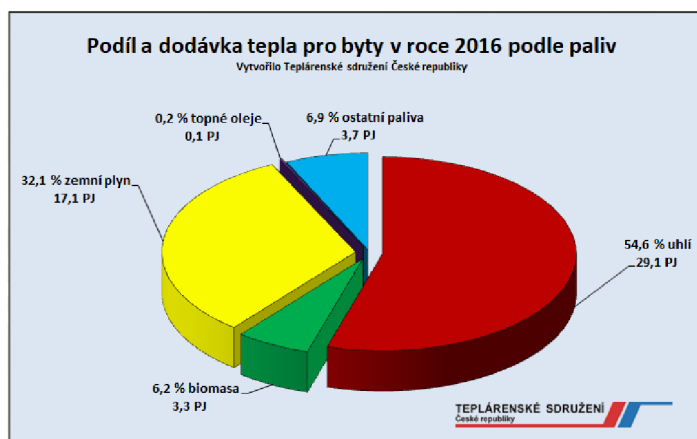
Počátky teplárenství v ČR sahají přibližně do 20. let 20. století, kdy započal v tehdejší První republice průmyslový rozmach, se kterým souvisela výstavba a vytápění nových obytných čtvrtí pro dělníky a potřeba páry pro průmyslové využití. První teplárna se nacházela v Ústí nad Labem a vznikla roku 1922.

Největšího pokroku teplárenství dosáhlo v 60. letech. S obrovským rozvojem těžkého průmyslu a hornictví vznikala další sídliště, popř. i města s hustou aglomerací, která zapříčinila vznik nových tepláren a elektráren. Ty často ležely mimo město a dodávaly teplo za pomoci parovodu. S rozvojem teplárenství šel ruku v ruce i transport paliv, nejdříve uhlí, později plynu. V 70. letech se začaly výtopny a teplárny přibližovat k obydleným zástavbám. Začalo se užívat ušlechtlejších paliv, jako např. zemního plynu nebo topných olejů, což mimo jiné zlepšilo ovzduší v těchto zástavbách. V této době už ale nedocházelo k rozvoji, dokonce by se dalo říct, že teplárenství z pohledu nových technologií stagnovalo, za čímž stála tehdejší ekonomická a společenská situace.

Po pádu železné opony došlo k otevření trhu – do ČR se dostávali investoři, vzniklo konkurenční prostředí. Začalo se využívat předizolovaného potrubí, do obytných aglomerací se implementovalo lepší zateplení, vznikla regulace. S příchodem nových technologií došlo k dalšímu zlepšení kvality ovzduší.

1.2 Současné teplárenství v ČR

Momentálně je přibližně každá druhá domácnost připojená na centrální zásobování teplem (dále jen CZT) nebo lokální výtopny. Z větší části je toto teplo vyráběno z uhlí, z třetiny je využíváno plynu. Uhlí se většinou využívá kvůli geomorfologickým podmínkám, plyn je ušlechtilý a velice rozšířený zdroj, lze jej využít v paroplynovém cyklu. Předností takového cyklu je bezesporu rychlost najíždění při výkyvech elektrické sítě (způsobené nekonzistentními výkony alternativních zdrojů), z čehož v současnosti z legislativy vyplývají pro provozovatele dotace za minutové zálohy (tzv. MZ5, MZ15). Do popředí se postupně dostávají také kogenerační jednotky s tepelnými akumulátory. Společnostem dodávající teplo v současné době nehraje do karet proměnlivá cena plynu, nejistota v budoucnosti uhlí, zpříšňování emisních limitů, s čímž souvisí také zvyšování ceny emisních povolenek. Domácnosti často začínají uvažovat nad alternativními zdroji tepla, jako jsou například tepelná čerpadla. Rozvoj teplárenství je tak závislý na rozvoji dalších oborů energetiky. [1]



Obr. 1.1 Podíl paliv pro potřeby tepla v sítích CZT [2]

1.3 Rozdělení sítí podle zdroje tepla

Zásobování teplem zahrnuje potřebu tepla ať už pro vytápění, teplou vodu nebo technologické účely.

Zásobování teplem lze rozdělit např. podle vzdálenosti zdroje:

- Decentralizované vytápění je takové vytápění, kdy teplem je zásobováno pouze nejbližší okolí, buď bez tepelných rozvodů nebo s rozvodem.
- Centralizované vytápění je takové vytápění, kdy jedno tepelné zařízení zásobuje tepelnými rozvody větší skupinu objektů v různé vzdálenosti od zdroje.

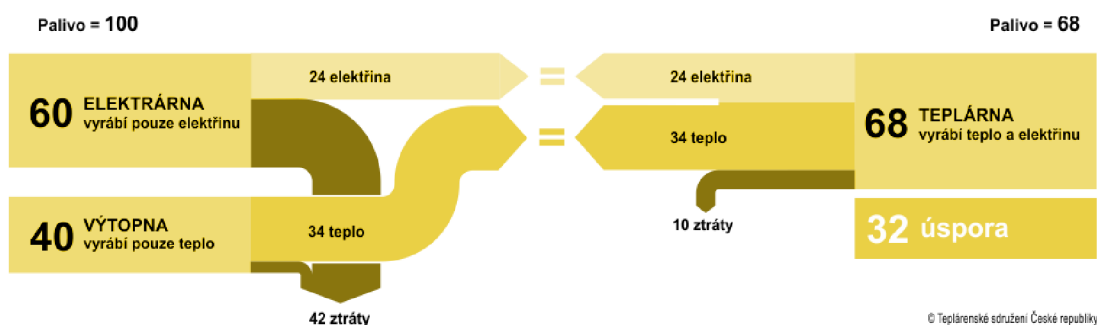
Mezi **výhody** centrálního zásobování teplem (CZT) patří:

- Lepší energetická účinnost, a s tím související úspora paliva – díky kogeneraci (tzv. KVET – kombinovaná výroba elektřiny a tepla) lze zároveň vyrábět elektřinu a teplo. Výhodnost využití daného tepelného zařízení jednoznačně určuje tzv. teplotní modul (1.1):

$$e = \frac{P_e}{P_t} \quad (1.1)$$

kde $e [-]$ je teplotní modul, $P_e [W]$ je výkon dodaný do elektrické sítě, $P_t [W]$ je výkon předaný do CZT.

Částky dotací, kterými je KVET podporován, jsou rozdělovány i na základě teplotního modulu, což teplotní modul tlačí k technologiím s co nejšetnějším nakládáním se vstupní energií – tzv. primární úspory paliva. Příklad takové úspory je ukázán na Obr. 1.2. Principem je při výrobě elektřiny odvést teplo do sítě CZT, čímž se jednoznačně zlepšila účinnost celého zařízení – a to až o 32 %.



Obr. 1.2 Příklad primární úspory paliva [3]

- Zlepšení čistoty ovzduší – pokud spalujeme ve zdroji o výkonu $>0,3\text{MW}$, musíme na něm podle zákona o ochraně ovzduší (zákon č. 201/2012 Sb.) pravidelně provádět emisní měření a řídit se zákonnými limity; pokud by měl každý vytápěný objekt svůj zdroj tepla o výkonu $<0,3\text{MW}$, vyhne se měření emisí a bude existovat možnost znečišťování ovzduší.
- Snižuje množství pracovníků obsluhy.

Mezi **nevýhody** centrálního zásobování teplem lze zařadit:

- vysoké investiční náklady,
- plánování výstavby sítí a obtíže s tím spojené,
- málo efektivní provoz při nerovnoměrném vytížení soustavy, především v létě.

Některá města ještě stále mají funkční systém parovodů (např. Brno nebo Přerov), nicméně je snaha tyto parovody nahradit horkovody, a to za účelem snížení ztrát, a tím pádem lepší finanční efektivity, za cenu dočasného omezení fungování města a velkých investičních nákladů na přestavbu.

Zdroje lze rozdělit podle jejich výkonu a účelu:

- blokové (okrskové) kotelny – kotelny o výkonech několika MW, zásobuje teplem okolní budovy, přičemž v jedné z nich může být umístěná, kolikrát bez předávacích stanic (tlakově závislé);
- výtopny – výkonově řádově v několika desítkách MW, většinou má už vlastní budovu, rozsáhlejší síť odběratelů;
- teplárny – při výrobě tepla vyrábí elektřinu, využívá se parních oběhů, paroplynového oběhu nebo spalovacích motorů, po ukončení topné sezóny je provoz uveden do odstávky (často neschopnost odvést kondenzační teplo);
- elektrárny s dodávkou tepla – parní nebo jaderný zdroj (teplovod z JE do Českých Budějovic), primární účel je výroba elektřiny, ale část odpadního tepla se odvede do sítě CZT;
- spalovna komunálního odpadu – pro spalování odpadu se využívá tzv. ZEVO (zařízení pro ekologické využití odpadů), využívá se výhradně parního cyklu a teplo se odvádí do CZT a vzhledem k tomu, že spalovny mají jednoznačný ekologický přínos, pracují, s výjimkou odstávek, celoročně.

1.4 Přenos tepla v CZT

1.4.1 Vlastnosti sítí

Sítě lze rozdělit z hlediska média v primárním okruhu:

- parovodní – pára
- horkovodní – voda nad 110 °C
- teplovodní – voda do 110 °C
- otopné – voda do 90 °C

V odběratelské soustavě se využívá pouze vody. Tepelný výkon v soustavě CZT lze vyjádřit (1.2):

$$Q = \dot{m}c_v(t_1 - t_2) \quad (1.2)$$

přičemž Q [W] je přenášený výkon, \dot{m} [kg/s] je hmotnostní tok, c_v [J/kg.K] je měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku, t_1 [°C] je teplota přívodní vody, t_2 [°C] teplota vratné vody.

Příliš vysoká teplota t_1 má za následek:

- menší výkon elektrické energie při kogeneraci,
- menší průměry potrubí CZT,
- větší tepelné ztráty,
- menší náklady na sekundární otopnou soustavu,
- vysokou čerpací práci k udržení vysokého tlaku.

Na základě uvedených následků je snaha snížení přívodní teploty t_1 na co nejmenší hodnotu.

Potrubí lze rozdělit podle způsobu uložení:

- podzemní uložení – nejvyužívanější způsob, dělí se na dva typy:
 - kanálové – tlak zeminy se nepřenáší na izolaci a potrubí, ale na stěny kanálu, mohou být průchozí (tzv. kolektory), průlezné nebo neprůchozí;
 - bezkanálové – potrubí je uloženo z izolačních, hydrofobních a také dilatačních důvodů v písku
- nadzemní – potrubí je uloženo v železobetonových a ocelových konstrukcích, využívá se většinou mimo město a v průmyslových závodech a kde jiný způsob geomorfologické podmínky neumožňují.

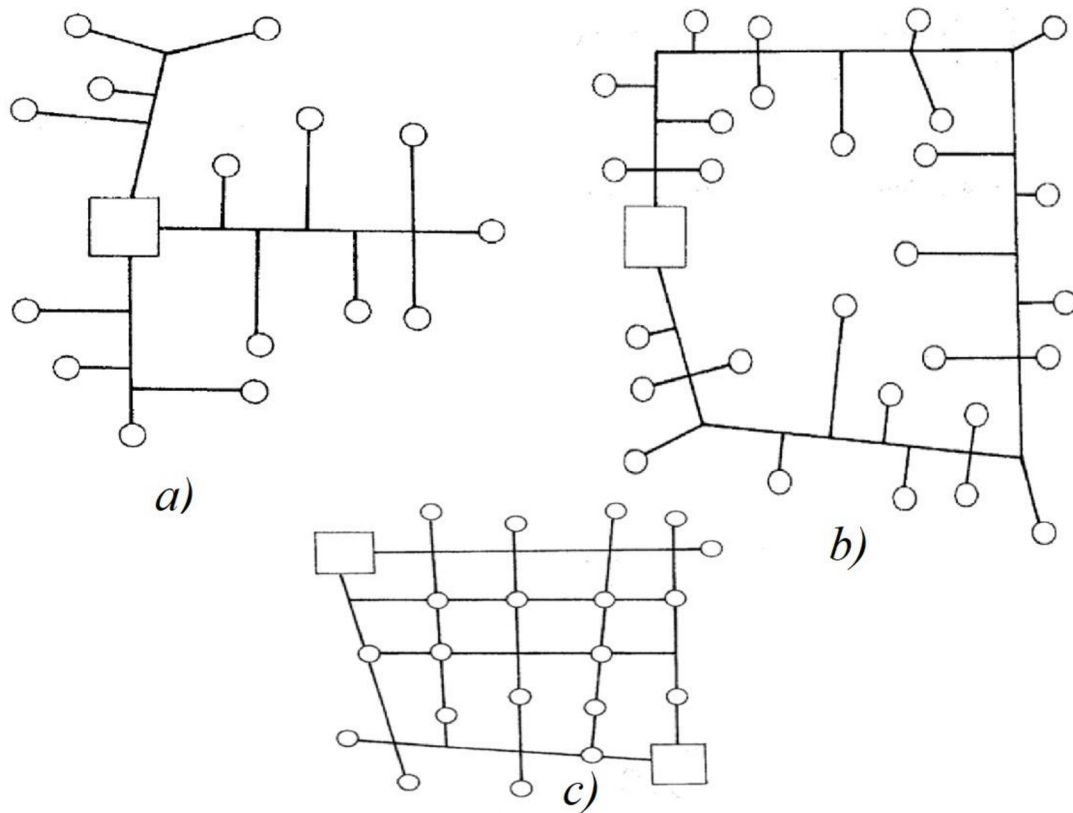
Sítě lze rozdělit i podle počtu trubek:

- jednotrubkové sítě – využívají se výhradně pro parovodní sítě, využitá pára se používá na technologické účely a z důvodu jejího znečištění se nepředpokládá vracení kondenzátu, nízké investiční náklady jsou kompenzovány zřízením úpravy vody;
- dvoutrubkové sítě – dvě trubky zajišťují plynulý oběh nosného média mezi zdrojem a spotřebiteli, nejrozšířenější druh sítí; pokud je síť parovodní, tak vratné potrubí je několikrát menší než přívodní z důvodu menšího objemu kondenzátu, horkovodní sítě mají průměry trubek shodné, liší se pouze v tloušťce izolace;
- čtyřtrubkové sítě – jeden pár trubek přenáší teplo pro účely vytápění, druhý pro účely ohřevu teplé vody, úmyslem bylo úplně vyřadit trubky ústředního topení mimo otopnou sezónu z důvodu omezení tepelných ztrát, ale v průběhu let se ukázalo, že vysoké investiční náklady tuto variantu dělají nevýhodnou.

Rozdělení sítí podle propojení:

- paprskovitá síť – jednotlivé napaječe vedou nejkratším směrem přímo k bloku zákazníků, tato síť je investičně nenáročná, ale v případě havárie je dodávka tepla přerušena;
- okružní síť – vzniká ze sítě paprskovité propojením jednotlivých napaječů, čímž získá síť na stabilitě, takováto síť umožňuje snadné zapojení špičkového nebo záložního zdroje, ale vyžaduje hustou aglomeraci;

- mřížová – vzniká propojením jednotlivých sítí, vyžaduje rozsáhlou městskou aglomeraci, síť je v případě nehody stabilní a jeden zdroj může v případě odstávky nahradit druhý. [1]



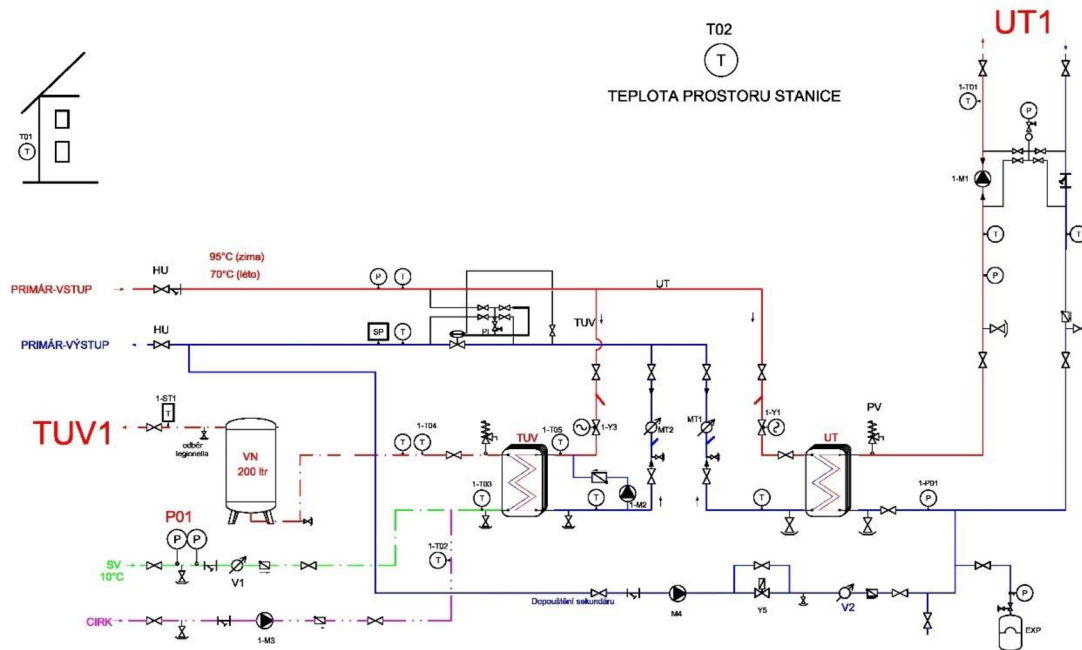
Obr. 1.3 Příklad propojení sítí [4]: a) paprskovitá síť, b) okružní síť, c) mřížová síť

1.4.2 Regulace

Vzhledem k tomu, že celá síť CZT je navržena na výpočtový stav, který se řídí venkovní výpočtovou teplotou, je třeba dodávku tepla umět regulovat. Nejčastější možnosti regulace parních sítí jsou:

- škrcení ventilu na straně spotřebitele – snížení hmotnostního toku v odběratelské soustavě bude znamenat menší předávaný výkon, nevýhodou může být zvýšení teploty vratné vody v primární soustavě, čímž se sníží výkon turbíny, protože ta má konstantní entalpický spád;
- škrcení páry v předávací stanici – snížení hmotnostní průtoku primární soustavy bude mít za následek snížení přívodní teploty v sekundární soustavě, předešlé zmíněné nevýhody nicméně přetrvávají;
- regulace ve zdroji tepla – nejčastěji se provádí snížením tlaku při výstupu z turbíny, čímž se zmenší teplota sytosti, teplota přívodní vody t_1 , teplota v sekundárním okruhu; tento způsob regulace je nejvýhodnější, protože se zvětší entalpický spád turbíny, která pak produkuje víc elektrické energie.

- tlakově nezávislé – primární a sekundární soustava se nestýkají, jsou zcela odděleny, přenos tepla probíhá v předávací stanici; výhodou je snadná regulovatelnost, nevýhodou oproti tlakově závislé soustavě jsou větší investiční náklady a vyšší teploty vratné vody v primárním okruhu, což je způsobeno výměníkem z důvodu konečného rozdílu teplot, při drobné poruše se dopouští do systému voda po dobu 20 minut – poté se celý okruh uzavře. [1]



Obr. 1.5 Příklad tlakově nezávislé předávací stanice (dokumenty firmy Veolia)

1.4.4 Příprava TV

S dodávkou tepla přímo souvisí i dodávka TV (teplé vody). Systémy pro přípravu TV lze rozdělit:

- otevřené – jednoduchý a investičně nenáročný systém, teplá voda se odebírá přímo z primární sítě, tento systém má však nevýhody v podobě nutné hygienické kontroly vody a soustavy, proměnlivý odběr TV má nepříznivý vliv na tlak soustavy a tím i činnost předávacích stanic;
- uzavřené – zdaleka nejčastěji využívaný systém, primární síť ohřívá teplou vodu, tento ohřev lze rozdělit na průtočný a akumulční, pro ohřev se využívá voda z vodovodu, která se mísí s teplou cirkulující vodou
 - průtočný způsob – ohřev teplé vody probíhá pomocí rekuperačního výměníku, ta poté míří přímo za spotřebitelem, nutnost většího rezervovaného výkonu pro zákazníka, investičně nenáročná varianta;
 - akumulční způsob – teplá voda se ohřívá v akumulčním výměníku, z kterého se bere voda v případě potřeby do vyčerpání, tato varianta má vyšší investiční náklady, ale při vhodném projektování lze ušetřit na rezervovaném výkonu;
 - kombinovaný způsob – využívá se obou předešlých způsobů – voda z akumulční nádrže se přihřeje v rekuperačním výměníku. [1]

2 Popis sítě v lokalitě Praha–Barrandov

2.1 Historie sídliště Barrandov

S rozvojem výstavby na sídlišti Barrandov v 80. letech došlo k výstavbě blokových kotelen. Tyto kotelny nebyly koncipovány pro budoucí rozvoj, jako palivo se využívá zemního plynu. Teplo se k zákazníkům rozvádělo 4 trubkovým systémem, přičemž kotle byly řízeny ekvitemní křivkou. Objekty byly připojeny tlakově závisle z důvodů nenákladné investice, jediná možnost regulace soustavy byla přímo v kotelně, a to teplotou výstupní vody. Taková soustava má nevýhodu ve vyšších provozních nákladech – na údržbu sítí a ve vyšší práci čerpadel. V devadesátých letech se začala odběrná místa zateplovat, došlo k odpojení zákazníků, kteří zvolili alternativní možnosti vytápění. Tyto skutečnosti vedly k předimenzování sítí, což v důsledku vedlo k velkým ztrátám.

2.2 Současnost

Po roce 1989 se na 4 trubkovou soustavu Kotelny 7 připojila blízká základní škola, vybudovala se nova síť za účelem dodávky tepla do plaveckého bazénu; Kotelna 6 se nezměnila. Vznikly nové obytné komplexy pracovně nazvané – Kaskády Barrandov, Výhledy Barrandov, Rozvoj Wassermanova. S rozvojem nové sídlišťové zástavby došlo k vybudování nové dvojtrubkové sítě, pomocí které bude rozváděno teplo budoucím zákazníkům. Kotelna 7 je momentálně osazena 2x2,65MW a 2x3,75MW kotli spalující zemní plyn, Kotelna 6 zásobuje pouze obytné objekty a předávací stanice jsou pouze tlakově závislé, má k dispozici dva 4x1,7 MW kotle na zemní plyn. Kotle jsou řízeny ekvitemní křivkou, oběhové čerpadlo může za pomoci frekvenčního měniče měnit své otáčky. Zákazník z dvojtrubkové soustavy odebírá teplo v předávací stanici, regulaci si provádí sám. V současnosti je přetlak sítě 5 bar, dimenzovaný teplotní spád primární sítě je mimo otopnou sezónu 70/50 °C, v otopné sezóně 95/70 °C. Budoucí stav počítá se zvýšením teplotního spádu v otopné sezóně na 95/60 °C.

2.3 Úkoly zadané společností Veolia Energie Praha

Namodelovat tepelné a hydraulické poměry v sítích Praha-Barrandov

- tepelně-hydraulický propočet současného stavu kotelen BK6 a BK7, přičemž nezohlednit hydraulické výpočty trubek TV ve čtyřtrubkové soustavě
- tepelně-hydraulický propočet stavu, kdy BK6 se transformuje na dvojtrubkovou soustavu – zachování pouze trubky ÚT
- propojit transformovanou dvojtrubkovou soustavu BK6 se čtyřtrubkovou soustavou BK7, která podlehne stejné transformaci na dvojtrubkovou soustavu jako BK6
- tepelně-hydraulický výpočet oblasti plánované výstavby napojující se na dvojtrubkový systém BK7

Přepočíst výkony objektů v oblasti Praha-Barrandov z dostupných náměrů 2017, 2018 pomocí denostupňové metody a metodiky společnosti.

Pomocí skutečností zjištěných při modelování zjistit pracovní bod oběhového čerpadla, v případě nutnosti navrhnout parametry nového.

3 Souhrn a popis využitých vztahů

3.1 Výkony odběrných míst

3.1.1 Výpočet ÚT (ústředního topení)

Neboť v rámci řešeného problému nebyly nalezeny původní projekty na přípoj do jednotlivých objektů, bylo tyto výkony třeba odhadnout z měsíčních náměrů. K tomu jsou využity tzv. denostupňové metody v kombinaci s ČSN EN 12 831-1, kde vztahy pro odhadnutí výkonu jsou následovné (3.1) (3.2.):

$$Q_{VYT} = \frac{24Q_c \varepsilon D}{t_{is} - t_e} \quad (3.1)$$

příčemž:

$$D = d \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad (3.2)$$

vyjádřeno:

$$Q_c = \frac{Q_{VYT}(t_{is} - t_e)}{24\varepsilon d \cdot (t_{is} - t_{es})} \quad (3.1)$$

kde Q_{VYT} [kWh/období] je množství odebraného tepla za dané otopné období, Q_c [kW] je tepelná ztráta objektu (chápaný jako námi odhadnutý výkon), ε [-] je opravný součinitel, D [-] je počet denostupňů v daném otopném období, d [-] je počet dní v daném otopném období, t_{is} [°C] je vnitřní výpočtová teplota; normovaná hodnota, t_{es} [°C] je venkovní výpočtová teplota; normovaná hodnota pro nové soustavy závisí na nadmořské výšce v dané lokalitě, pro staré soustavy platí jejich výpočetní hodnoty, t_e [°C] je průměrná venkovní teplota; teplota se určuje podle venkovní teploty v 7, 14 a 21 hodin, kde teplota v 21 hodin má dvojnásobnou váhu, takže platí vztah (3.3).

$$t_{es} = \frac{t_7 + t_{14} + 2t_{21}}{4} \quad (3.3)$$

Otopné období začíná 1. září a končí 31. května, jestliže se dvě třetiny obyvatel objektu nedomluví jinak. Pokud průměrná denní teplota v otopném období klesne pod +13 °C ve dvou na sebe navazujících dnech a nelze očekávat její zvýšení, zahájí se dodávka tepla. Dodávka tepla se omezí nebo přeruší, pokud průměrná denní teplota ve dvou dnech po sobě vystoupá nad +13 °C a neočekává se její zhoršení.

Tabulka 3.1 - výpočetní teploty pro nové soustavy

Nadmořská výška	Výpočtová venkovní teplota	Snížená venkovní teplota
nad 400 m.n.m.	-12 °C	-15 °C
nad 600 m.n.m.	-15 °C	-18 °C
nad 800 m.n.m.	-18 °C	-21 °C

Pro výkon objektů do softwarového prostředí byly vybrány pouze výkony z otopného období, neboť v přechodných obdobích (tj. na začátku a konci topné sezóny) není tato metoda spolehlivá. Na doporučení společnosti Veolia se výkonové maximum hledalo z náměrů v roce 2017. [5]

3.1.2 Výpočet teplé vody

Pro odhadnutí výkonu TV bylo využito metodiky dodané Veolií. Tato metoda se zakládá na předpokladu, že obyvatelé objektu v každém obytném bytě spustí v jeden okamžik plný průtok 1 umyvadla, 1 dřezu a polovina průtoku 1 sprchy a 1 vany. Vztah vypadá (3.4).

$$\dot{V}_{TV} = \sqrt{N \left(\dot{V}_U^2 + \dot{V}_D^2 + 0,5\dot{V}_V^2 + 0,5\dot{V}_S^2 \right)} \quad (3.4)$$

Kde $\dot{V}_{TV} [m^3/s]$ je průtok teplé vody napojovaného objektu, N je počet bytů v napojeném objektu, $\dot{V}_U [m^3/s]$ průtok teplé vody v umyvadle, $\dot{V}_D [m^3/s]$ je průtok v dřezu, $\dot{V}_V [m^3/s]$ je průtok teplé vody ve vaně a $\dot{V}_S [m^3/s]$ je průtok teplé vody ve sprše.

Tabulka 3.2 Průtoky vodovodních zařízení v bytě

Vod. zařízení	Průtok [l/s]
umyvadlo	0,085
dřez	0,085
vana	0,13
sprcha	0,065

Pokud se jedná o průtočný způsob ohřevu TV s vyrovnávací nádrží, využívá se kalorimetrické rovnice (3.5).

$$Q_{TV} = \dot{V}_{TV} \rho c_V \cdot (t_t - t_s) \quad (3.5)$$

Pro výpočet výkonu s akumulační nádrží se užívá podobného vztahu (3.6):

$$Q_{TV} = \frac{\dot{V}_{TV} \rho c_V \cdot (t_t - t_s)}{2} \quad (3.6.)$$

kde $Q_{TV} [W]$ je teplo potřebné pro ohřev teplé vody, $t_t [^\circ C]$ je teplota teplé vody (běžně se užívá $55^\circ C$), $t_s [^\circ C]$ je teplota studené vody (běžně $10^\circ C$), $\rho [kg/m^3]$ je hustota kapaliny

3.1.3 Přípojný výkon objektu

Protože by součet všech výkonů v síti by byl příliš vysoký, což by vedlo k vysokým investicím a zbytečnému předimenzování sítě, definuje se přípojný výkon, v kterém má ohřev TV přednost před vytápěním.

Podle metodiky společnosti Veolia je přípojný výkon obytného objektu závislý na způsobu ohřevu TV.

Pokud se jedná o ohřev TV průtočným způsobem s vyrovnávací nádrží, pak platí (3.7).

$$Q_{Pr} = 0,1Q_C + Q_{TV} \quad (3.7)$$

Pokud se jedná o akumulační ohřev TUV, platí (3.8).

$$Q_{Pr} = 0,7Q_C + Q_{TV} \quad (3.8)$$

Kde $Q_{Pr} [W]$ je přípojný výkon objektu.

3.2 Tlakové ztráty v potrubí

Ve skutečném systému potrubí kapalina ztrácí energii vlivem vnitřního tření, změnou směru proudění, což způsobuje víry. Ztráta energie se projeví ve změně tlaku, přičemž tato

energie se přemění nevratně na teplo. Ztráty můžeme rozdělit na místní a délkové. Celková hodnota ztrát je poté dána jejich součtem (3.9) [6]:

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_m \quad (3.9)$$

kde Δp [Pa] je celková tlaková ztráta, Δp_l [Pa] jsou délkové ztráty a Δp_m [Pa] jsou místní ztráty

3.2.1 Délkové tlakové ztráty

Délkové ztráty vznikají vlivem vnitřního tření viskózní kapaliny o stěnu přímého potrubí (nebo respektive o vrstvu kapaliny o nulové rychlosti v limitní vzdálenosti od stěny). Výpočet délkové ztráty v daném přímém potrubí lze vyjádřit upraveným Darcy-Weissbachovým vztahem pro simulační výpočty (3.10):

$$\Delta p_l = \sum_{i=1}^n \frac{f}{d_i} \rho \frac{w_i \cdot |w_i|}{2} l_i \quad (3.10)$$

kde f [-] je koeficient tření, d_i [m] je hydraulický průměr – pro potrubí je to jeho průměr, obecně jej lze vyjádřit vztahem (3.11), w_i [m/s] je rychlost proudící kapaliny, l [m] je délka přímého potrubí.

$$d_i = \frac{4S}{o} \quad (3.11)$$

Kde S [m²] je obsah potrubí v příčném průřezu, o [m] je obvod omočené oblasti v příčném průřezu.

Vypočítat koeficient tření potrubí f není úplně jednoznačná záležitost a existuje několik způsobů, jak jej vyjádřit. V každém případě je třeba zohlednit na jedné straně časovou a výpočetní náročnost, na straně druhé pak zohledňovat přesnost a využitelnost pro daný druh proudění. Charakter proudění jednoznačně určuje Reynoldsovo číslo dáno vztahem pro simulace (3.12):

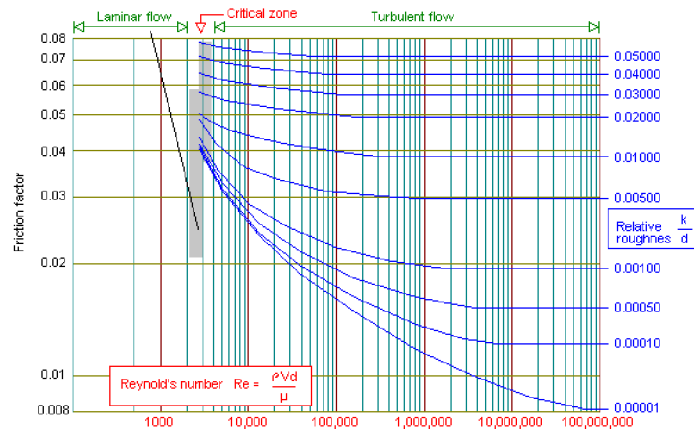
$$Re_i = 1 + \frac{|w_i| \cdot d_i}{\nu} \quad (3.12)$$

kde Re [-] je Reynoldsovo číslo, ν [m²/s] je kinematičká viskozita vody – je možno definovat jako míra vnitřního tření.

Nejjednoznačnější hodnotu koeficientu tření lze získat z implicitně zadané rovnice Colerbrook-White (3.13):

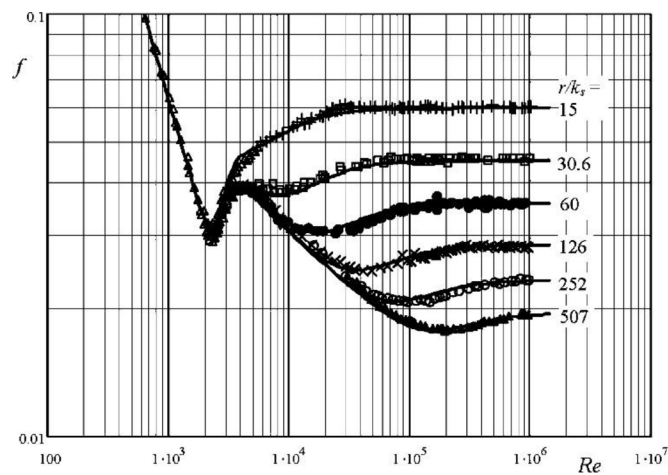
$$\frac{1}{f} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad 3.13$$

Řešením tohoto vztahu získáme tzv. Moodyho diagram, který je grafem funkce koeficientu tření v závislosti na Reynoldsově čísle. Nutno podotknout, že rovnice platí pouze, pokud hodnota Reynoldsova čísla je větší než 4000, ale opačná situace pro teplotenské potřeby nenastává.



Obr. 3.1 Moodyho diagram [7]

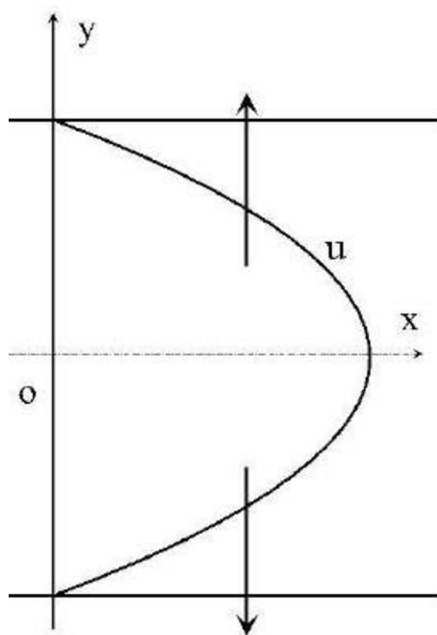
V roce 1933 provedl německý inženýr Johann Nikuradse několik měření na různých skleněných potrubích a výsledky rovněž zaznamenal do diagramu, z čehož vzniknul Nikuradzeho diagram. Je patrná podobnost s Moodyho diagramem, což potvrzuje pravdivost řešení Colerbrook-White rovnice.



Obr. 3.2 Nikuradzeho diagram [8]

Proudění lze rozdělit podle velikosti Reynoldsova čísla na:

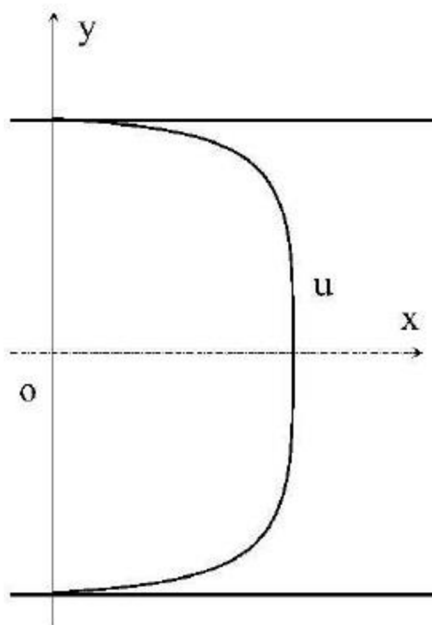
- laminární
 - je charakteristické rovnoběžnými proudnicemi, které se vzájemně nemísí;
 - rychlostní profil je parabolický s největší rychlostí v ose potrubí, snižování rychlostí se vzdáleností od osy je způsobeno vnitřním třením;
 - pro vodu lze konstatovat, že proudění je laminární, pokud Reynoldsovo číslo náleží do intervalu (0,2300);



Obr. 3.3 Rychlostní profil laminárního proudění [9]

- turbulentní

- proudnice se navzájem kříží a promíchávají;
- i přestože mají proudnice vlivem promíchávání a vzájemného působení v každém bodě jinou rychlost, konstatujeme, že rychlostní profil je, s výjimkou mezní vrstvy při stěně potrubí, konstantní;
- proudění vody je turbulentní, pokud je Reynoldsovo číslo větší než 2300.



Obr. 3.4 Rychlostní profil turbulentního proudění [9]

Z daných srovnání jednotlivých typu proudění vyplývá, že tlaková ztráta a její koeficient tření bude závislý na Reynoldsově čísle. Pro náš výpočet koeficientu tření se nejlépe jeví Churchillovo řešení [10], které je explicitní a univerzální pro oba druhy proudění. Dáno rovnicí (3.14):

$$\frac{f}{8} = \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3.14)$$

kde A je reálný koeficient, dán vztahem (3.15), B je reálný koeficient, dán vztahem (3.16), $\Delta [m]$ je absolutní drsnost potrubí – nerovnost vnitřního povrchu stěn potrubí

$$A = \left\{ -2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\Delta}{D} \right] \right\}^{16} \quad (3.15)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (3.16)$$

3.2.2 Místní tlakové ztráty

Místní (lokální) ztráty jsou způsobeny změnou směru proudění, což může být způsobeno obtékáním překážek, náhlou změnou průřezu nebo mísením kapaliny. V praxi tuto ztrátu způsobují prvky např. kolena, armatury, filtry, ventily. Tyto ztráty lze vypočítat:

$$\Delta p_m = \sum_{i=1}^n \xi_i \rho \frac{w_i \cdot |w_i|}{2} \quad (3.17)$$

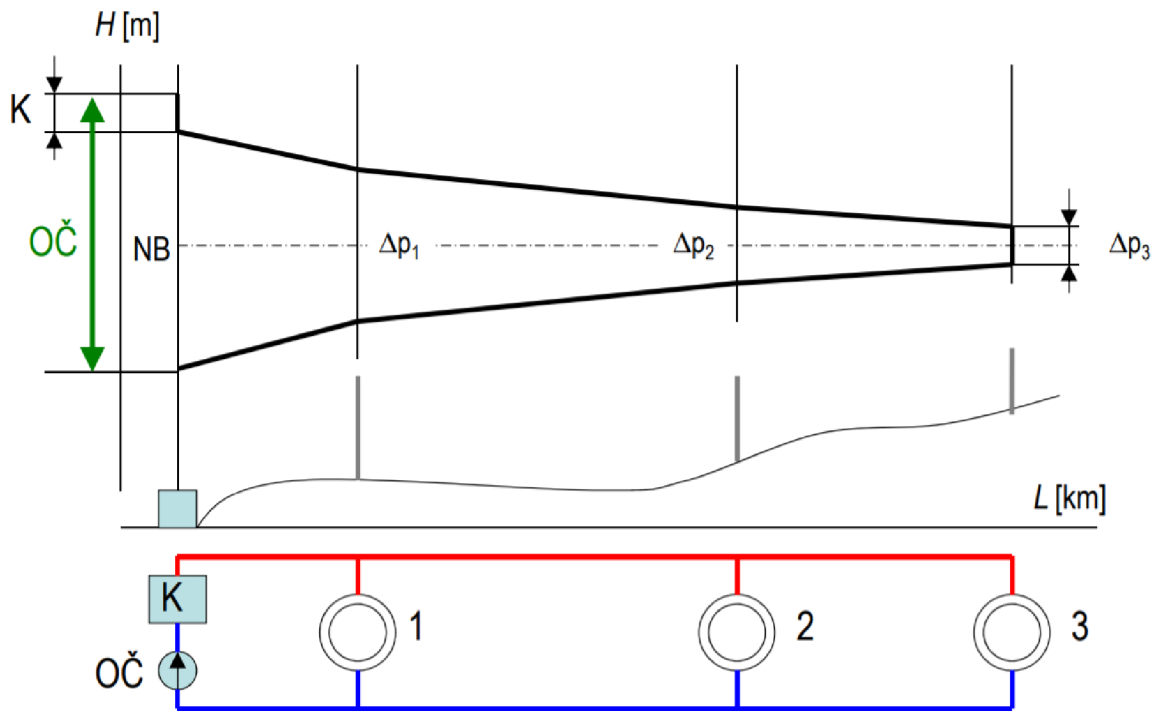
kde $\xi [-]$ je ztrátový součinitel.

Ztrátový součinitel se často určuje experimentálně a může být dodaný výrobcem. Při řešení zadaného problému ale tento součinitel nebyl k dispozici, a proto jej bylo nutno dopočítat. V rámci řešeného problému bylo z katalogu firmy Uponor [11], dodavatele předizolovaného potrubí, vyňato modelové koleno segmentového tvaru o celkovém natočení 90°.

Podle vhodně zvolené literatury lze konstatovat, že koleno z katalogu Uponor bude mít ztrátový součinitel ξ hodnotu 0,3 [12].

V rámci řešeného problému se ještě vyskytuje místní referenční tlaková ztráta v objektové předávací stanici, která na doporučení společnosti Veolia činila pro hydraulicky nejvzdálenější výměník ztrátu 50kPa při nominálním průtoku, který by výměník potřeboval pro teplotní spád Δt 35°C. Aby každému výměníku připadala specifická hodnota nominální průtoku, musí mít vhodně zvolenou tlakovou ztrátu, kterou lze obecně uvažovat jako větší než 50kPa. Tuto ztrátu zajišťuje systém RDT (regulátor diferenčního tlaku), pro staré soustavy se využívalo vyvažovacích ventilů, moderní soustava využívá armatury. Pro výpočet nominálního průtoku se využívá vztahu (3.18).

$$\dot{m}_{nom} = \frac{Q_{Pr}}{c_v \cdot \Delta t} \quad (3.18)$$



Obr. 3.5 Příklad tlakového diagramu sítě [4]

Pro správnou funkci sítě má oběhové čerpadlo za úkol překonat veškeré tlakové ztráty po dané trase s nějakou rezervou navíc. I na základě výše uvedených informací je třeba dbát opatrnosti při návrhu provozního tlaku horkovodní soustavy. Za žádného provozního stavu nesmí dojít k takovému poklesu tlaku v síti, aby se médium ocitlo na křivce sytosti (bodu varu) – při tomto omezení je třeba brát v úvahu rozdíl nadmořské výšky mezi zdrojem tepla a předávací stanicí zásobovaného objektu. V případě tlakově závislých stanic je třeba vzít v potaz také výšku budovy a maximální dovolený přetlak v odběrném otopném systému a také maximální dovolený přetlak v odběratelské soustavě. [4]

3.3 Tepelné ztráty

Druhý termodynamický zákon říká, že teplo přechází z teplejšího systému do chladnějšího. Vzhledem k tomu, že teploty v tepelných sítích jsou vyšší než teploty okolí, dochází mezi potrubím a zemí k výměně tepla, přičemž teplo odevzdané zemině lze nazvat jako tepelné ztráty.

Je všeobecně známo, že lze rozeznat 3 základní mechanismy přenosu tepla:

3.3.1 Vedením (kondukcí)

Vedení je způsobeno přenosem energie (tepla) mezi dvěma látkami s různou teplotou. Vzhledem k tomu, že pohyb molekul je náhodný, lze tento jev nazvat jako tepelná difúze – u pevných látek se pohybuje krystalická mřížka, u vodivých látek pomáhají volné elektronové páry. Obecně lze vedení rozdělit v závislosti na hodnotě teploty v průběhu času na stacionární a nestacionární. Vedení popisuje Fourierův zákon, který zní:

$$\dot{q}_l = -\lambda \times \text{grad}T \quad (3.19)$$

kde \dot{q}_l [W/m] je měrný tepelný tok, λ [W/(m.K)] je tepelná vodivost a $\text{grad}T$ [K] je gradient teploty.

3.3.2 Prouděním (konvekcí)

Tento způsob přenosu tepla je uskutečněn uvnitř tekutin, kde je teplo přenášeno mezi molekulami s různou teplotou až na mezní vrstvu mezi tekutinou a tělesem. Existují ale i případy, kdy se teplota nemění, a to v případě přenosu latentního tepla, které vede k fázové změně. Konvekci popisuje Newtonův zákon (3.20):

$$\dot{q}_S = \alpha(T_{Si} - T_i) \quad (3.20)$$

kde \dot{q}_S [W/m^2] je měrná povrchová tepelná ztráta, α [$W/(m^2.K)$] je koeficient přestupu tepla, T_{Si} [$^{\circ}C$] je teplota na stěně trubky, T_i [$^{\circ}C$] je teplota vody

3.3.3 Sáláním (radiací)

Ohřátá látka vyzařuje pomocí elektromagnetického vlnění do prostoru teplo, přičemž množství tepla závisí především na emisivitě (zbarvení povrchu), povrchu vyzařované plochy a teplotě látky. Jako jediný mechanismus funguje i ve vakuu. Tento mechanismus se jako jediný v teplárenství nevyskytuje. Nejznámějším případem sálání je Slunce, nejdůležitějším zákonem je Stefan-Boltzmannův zákon pro absolutně černé těleso (3.20):

$$\dot{q} = \sigma \times T^4 \quad (3.21)$$

kde \dot{q}_S [W/m^2] je měrné vyzářené teplo, σ [$5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2.K^4)$] je Stefan-Boltzmannova konstanta a T [K] je termodynamická teplota. [13]

3.3.4 Předávání tepla mezi materiálem potrubí a vodou

Dosazením do Newtonova zákona (3.22) získáme vztah pro množství tepla předávané vodě na základě teploty vody a teploty na vnitřní stěně trubky:

$$Q_i = \alpha \pi d \Delta x (T_{S,i} - T_i) \quad (3.22)$$

kde Q_i je množství tepla přestupující z vnitřní stěny i-tého elementu potrubí do vody i-tého elementu trubky, Δx [m] je délka objemových elementů, $T_{S,i}$ [$^{\circ}C$] je teplota na vnitřní stěně i-tého elementu trubky a T_i [$^{\circ}C$] je teplota vody uvnitř i-tého elementu trubky.

Hodnota koeficientu přestupu tepla je závislá na tzv. Nusseltově čísle. Toto číslo je funkcí několika dalších veličin, obecně jej lze definovat jako poměr mezi konvektivní a konduktivní složkou při prostupu tepla médiem. Platí (3.23).

$$\alpha \cdot d = Nu \cdot \lambda \quad (3.23)$$

Vztah pro výpočet Nusseltova čísla se liší podle druhu proudění a podle rozložení teploty a teplotního toku v průřezu nosného média. Ve většině vztahů pro výpočet Nusseltova čísla se vyskytuje taky bezrozměrná veličina tzv. Prandtlovo číslo (3.24), které vyjadřuje poměr mezi rychlostním a tepelným tokem.

$$Pr = \frac{c_V \mu}{\lambda} \quad (3.24)$$

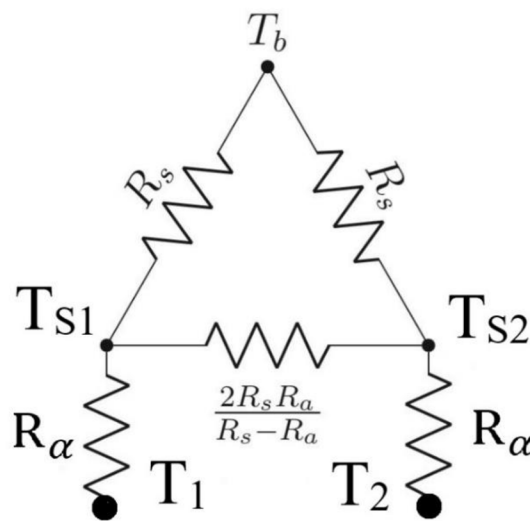
kde Pr [-] je Prandtlovo číslo, η [$Pa.s$] je dynamická viskozita.

Vzhledem k tomu, že je znám typ proudění, Prandtlovo číslo i třetí koeficient, jeví se pro výpočet Nusseltova čísla jako nejvhodnější Gnielinskiho vztah (3.25). Ten zní:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.25)$$

3.3.5 Problematika tepelné interakce dvou souběžných potrubí

V rámci zadaného problému jsou řešeny dvě na sebe navzájem tepelně působící trubky, kde kromě klasických tepelných ztrát do okolí ještě dochází k předávání tepla z přívodního potrubí do vratného potrubí, a proto je třeba využít alternativního přístupu. Tento přístup spočívá v rozdělení problému na symetrickou část, kdy trubky vydávají teplo zemině, v které jsou uloženy, a na antisymetrickou část, kdy přívodní trubka předává teplo vratné. Výsledné ekvivalentní schéma může vypadat následovně. Nelze si nevšimnout podobnosti s řešením skládání odporů v elektrofyzice:



Obr. 3.6 Schéma tepelných odporů [11, upraveno]

Trubka má v tomto případě dva odpory vedení tepla. Vztahy (3.26) pro symetrický odpor (R_s) a (3.27) pro antisymetrický odpor (R_a) vypadají následovně (nutno podotknout, že se jedná o velice sofistikované vztahy s chybou v jednotkách procent) [15]:

$$2\pi\lambda_g R_s = \ln \frac{2H}{d_o} + \beta + \ln \sqrt{1 + \left(\frac{H}{D}\right)^2} - \frac{\left(\frac{d_o}{2D}\right)^2 + \left(\frac{d_o}{2H}\right)^2 + \frac{d_o^2}{4(D^2 + H^2)}}{\frac{1 + \beta}{1 - \beta} - \left(\frac{d_o}{2D}\right)^2} \quad (3.26)$$

$$2\pi\lambda_g R_a = \ln \frac{2H}{d_o} + \beta + \ln \sqrt{1 + \left(\frac{H}{D}\right)^2} - \frac{\left(\frac{d_o}{2D}\right)^2 + \left(\frac{d_o}{2H}\right)^2 - \frac{3d_o^2}{4(D^2 + H^2)}}{\frac{1 + \beta}{1 - \beta} - \left(\frac{d_o}{2D}\right)^2} \quad (3.27)$$

kde H [m] je hloubka od povrchu po střed potrubí, D [m] je poloměr vzdálenosti mezi přívodem a vratkou, d_o [m] je vnější průměr trubky (po izolaci) a dále platí:

$$\beta = \frac{\lambda_g}{\lambda_i} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (3.28)$$

Teplo přiváděné do jednotlivých trubek lze tedy zapsat:

$$Q_1 = \Delta x \cdot [U_1 \cdot (T_{S2,i} - T_{S1,i}) + U_2 \cdot (T_e - T_{S1,i})] \quad (3.29)$$

$$Q_2 = \Delta x \cdot [U_1 \cdot (T_{S1,i} - T_{S2,i}) + U_2 \cdot (T_e - T_{S2,i})] \quad (3.30)$$

kde $Q_1 [W]$ je celkové teplo přiváděné do elementu přívodní trubky o délce $\Delta x [m]$, $Q_2 [W]$ je celkové teplo přiváděné do elementu vratné trubky o délce $\Delta x [m]$ a dále pak:

$$U_1 = \frac{R_s - R_a}{2R_s R_a} \quad (3.31)$$

$$U_2 = \frac{1}{R_s} \quad (3.32)$$

kde $U_1 [W/(m.K)]$ je délkový součinitel prostupu tepla mezi přívodní a vratnou trubkou a $U_2 [W/(m.K)]$ je délkový součinitel prostupu tepla mezi přívodní nebo vratnou trubkou a povrchem země.

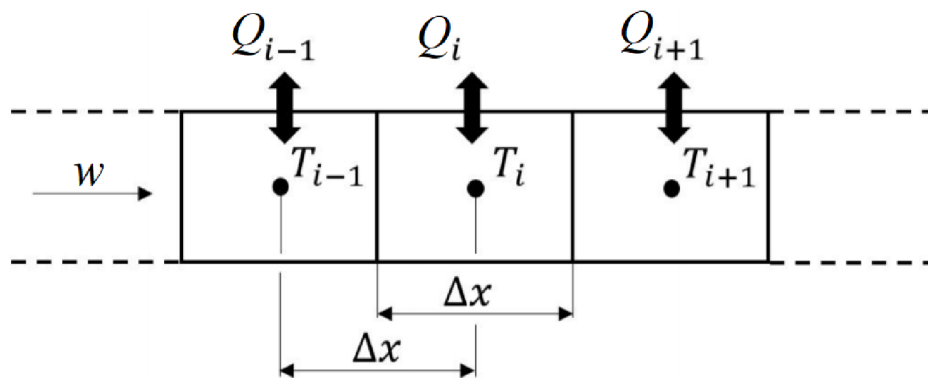
Rovnice ztrátového tepla je v rovnosti s diskretizovanou formou PDR (parciální diferenciální rovnici) advekce tepla prouděním (3.33).

$$\frac{dT(x,t)}{dt} = -w(t) \frac{dT(x,t)}{dx} + D \frac{d^2T(x,t)}{dx^2} + \frac{Q(x,t)}{\rho c_v S} \quad (3.33)$$

kde D je koeficient teplotní difúze, $Q [W]$ je celkové množství tepla, jež je přiváděno do vody zvenčí a $t [s]$ je čas.

Vzhledem k tomu, že je využito kvazistabilní (zanedbaný člen s časovou derivací) řešení bez axiální difúze tepla (zanedbaný druhý člen na pravé straně), získáme úpravou s využitím jednoduché protiproudé aproximace první parciální derivace vztah (3.34):

$$w \cdot (T_i - T_{i-1}) = \frac{Q_i}{\rho c_v S} \quad (3.34)$$



Obr. 3.7 Příklad objemových elementů [16]

kde $T_i [^{\circ}C]$ je teplota v elementu, $T_{i-1} [^{\circ}C]$ je teplota vody v předcházejícím elementu a Q_i je množství tepla přiváděné do elementu potrubí o délce $\Delta x [m]$ (3.29 nebo 3.30).

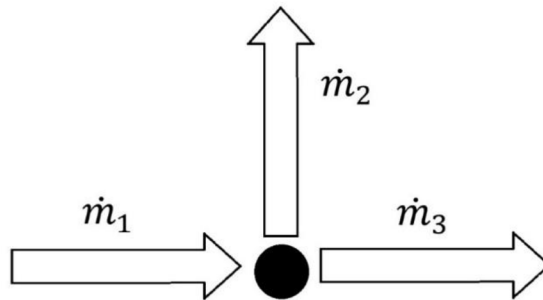
Kombinací rovnic 3.22, 3.29, 3.30 a 3.34 získáme kompletní popis tepelné interakce uvažovaných tepelných rozvodů včetně tepelných ztrát. Zvýšením počtu elementů, a tedy snížením hodnoty Δx , získáme přesnější výsledek tepelné ztráty a podélného rozložení teploty v potrubí. [16]

3.4 Vztahy využité pro řešení toků v uzlech

V teplárenských sítích běžně dochází ke stavu, kdy se proudy kříží a rozdělují. Pro určení směru toku a jednotlivých tlakových poměrů se využívá vztahů pro:

- zákon zachování hmotnosti v uzlech (ekvivalent prvního Kirchhoffova zákona), který lze vyslovit: součet hmotnostních toků vstupujících do uzlu se rovná součtu hmotnostních toků z uzlu vycházejících (3.35);

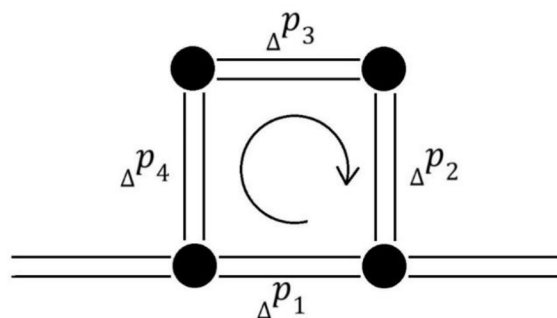
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (3.35)$$



Obr. 3.8 Zákon zachování hmotnosti

- zákon zachování změn tlakového potenciálu v uzavřené smyčce (ekvivalent druhého Kirchhoffova zákona): v libovolné uzavřené smyčce se součet změn tlakových potenciálů rovná nule.

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = 0 \quad (3.36)$$



Obr. 3.9 Zákon zachování energie

Pro určování propagace teploty je nutné zohlednit míchání vody o různých teplotách, jež přitéká do jednotlivých uzlů. Pro tento účel slouží implementace dokonalého adiabatického míchání pro výpočet aktuální teploty v uzlech. Tato výsledná teplota je dále propagována systémem do potrubí, jejichž hmotnostní toky z těchto uzlů vystupují.

4 Výsledky z vytvořeného modelu

Na základě výše uvedených vztahů byl v softwaru OpenModellica vytvořen model jednotlivých zadaných úkolů. Jazyk Modelica je deklarativní, a tudíž je pouze nutné vložit výše odvozené popisy zákonů, bez nutnosti imperativního popisu výpočetního postupu. Jednotlivé druhy komponent byly nejdříve naprogramovány samostatně a poté byly využity pro vytvoření komplexních modelů jednotlivých topologií zadání. Vytvořený kód je součástí příloh.

4.1 Zhodnocení současného stavu BK6 a 7

Kotelna 6 je momentálně připojena na čtyřtrubkovou soustavu, celkový výpočtový přípojný výkon při průtočném ohřevu TV je 4,18 MW, což kotelna splňuje. Čtyřtrubková soustava je momentálně osazena třemi čerpadly typu Sigma 80-NTR-102. Tato čerpadla zapojená paralelně jsou teoreticky schopna tuto soustavu pohánět, ale neexistuje vůbec žádný prostor pro rezervu. Největší tlaková ztráta a zároveň hydraulicky nejvzdálenější výměník se nachází na adrese Štěpařské 1131. Co se týče výkonu, jedná se sice o výkon přenášený v soustavě, nicméně při navrhování zdroje je pak třeba vzít v úvahu přípojný výkon.

Tabulka 4.1 Vypočtené hodnoty současného stavu ÚT BK6

Konstantní veličiny	
<i>Teplotní spád na primáru</i>	25 °C
<i>Venkovní teplota</i>	-12 °C
Proměnné	
<i>Průtok na čerpadle</i>	35 kg/s
<i>Tlaková ztráta sítě</i>	0,83 bar
<i>Výkon soustavy</i>	3,74MW
<i>Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel</i>	Štěpařská 1131
<i>Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele</i>	4,38 bar
<i>Ztrátový výkon</i>	57,78kW

Současná kotelna BK7 má v současnosti v provozu jak čtyřtrubkovou, tak dvourubkovou soustavu, pro každou soustavu má ale zvlášť čerpadlo, protože je na jiné větvi.

Pro čtyřtrubkovou soustavu je hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel na adrese Voskovicova 1042. Současné čerpadlo Grundfos LP 100-160 zajišťuje plynulý provoz soustavy s dostatečnou rezervou. Přípojný výkon se pohybuje okolo 4,68 MW.

Na dvourubkové soustavě je v současnosti nainstalováno čerpadlo Grundfos CLM 170/278. Toto čerpadlo má při výpočetní teplotě také slušnou rezervu. Celkový přípojný výkon dvourubkové soustavy je pak 11,72MW. Poměrně velkou tlakovou ztrátou vykazuje trubka na adresu Voskovicova 1130 s měrnou tlakovou ztrátou 150,53 Pa/m, čemuž by zabránila větší dimenze potrubí (např. z DN100 na DN125).

Tabulka 4.2 Vypočtené hodnoty současného stavu čtyřtrubkové soustavy BK7

Konstantní veličiny	
Teplotní spád na primáru	25 °C
Venkovní teplota	-12 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	50 kg/s
Tlaková ztráta sítě	1,06 bar
Výkon soustavy	5,31 MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	Voskovcova 1042
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	4,27 bar
Ztrátový výkon	67,68 kW

Tabulka 4.3 Vypočtené hodnoty současného stavu dvoutrubkové soustavy BK7

Konstantní veličiny	
Teplotní spád na primáru	25 °C
Venkovní teplota	-13 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	110 kg/s
Tlaková ztráta sítě	1,40 bar
Součet přípojných hodnot	11,71 MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	Objekt K
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	3,67 bar
Ztrátový výkon	119,08 kW

Celkově má kotelná BK7 přípojný výkon 16,39 MW. Ona kotelná tímto výkonem sice nedisponuje, nutno podotknout, že objekty v modelu označené velkým písmenem v současnosti ještě nejsou obydleny (nebo dostavěny). Pro nejbližší budoucnost je ovšem nutno cca 3,6 MW přidat.

4.2 Transformace BK6, případný propoj s BK7

Cílem modelování tohoto úkolu je odhadnout chování původní čtyřtrubkové soustavy, která se přemění na dvoutrubkovou soustavu po trubce ÚT. Účelem je dosáhnout úlevy tepelného výkonu na kotlích BK7, jehož výkon by se užil na budoucí výstavbě v oblasti BK7.

Čtyřtrubkové soustavy se dimenzují pro průtočný ohřev TV, což při porovnání se současným stavem způsobí, že není tak znatelný rozdíl ve výkonu mezi současným a navrhovaným stavem. Opět platí, že tři paralelně zapojená čerpadla Sigma 102-NTR-80 mají možnost zajistit správný chod soustavy, neexistuje ale prostor pro předimenzování. Cílem této simulace je zjistit podmínky správného chodu takové soustavy, neboť trubka TV je po konci životnosti a hledá se i jiná varianta řešení než oprava.

Tabulka 4.4 Vypočtené hodnoty – transformace BK6

Konstantní veličiny	
Teplovní spád na primáru	25 °C
Venkovní teplota	-13 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	28 kg/s
Tlaková ztráta sítě	0,63 bar
Součet přípojných hodnot	4,15 MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	Voskovcova 961
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	4,41 bar
Ztrátový výkon	67,07 kW

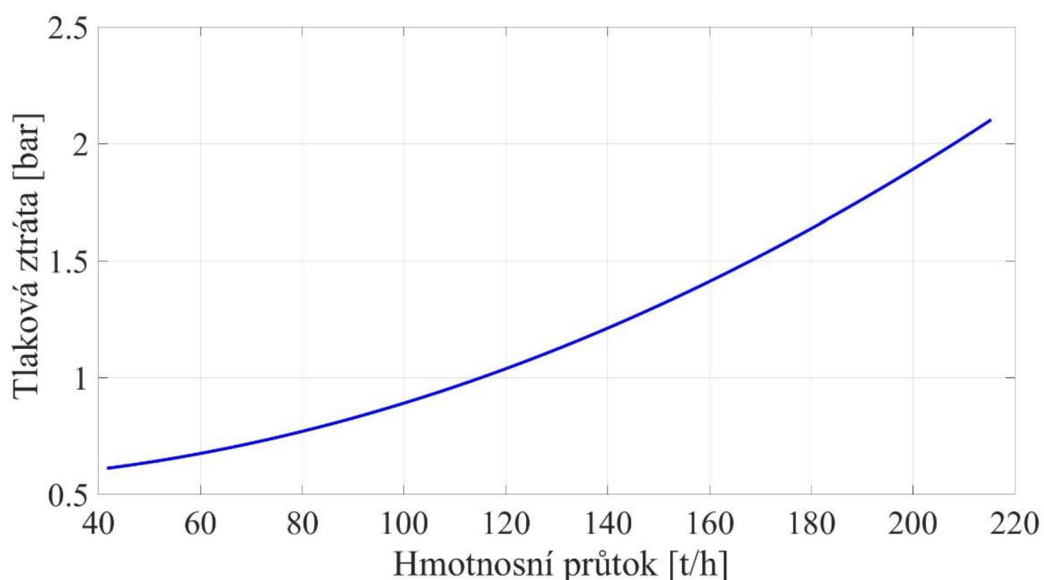
Dalším úkolem bylo výše uvedenou soustavu připojit do čtyřtrubkové soustavy kotelny BK7, která by se úplně od kotelny BK7 odpojila. Zde už se z důvodu ušetření práce čerpadla rozhodlo o zvětšení teplotního spádu na primární soustavě na 35 °C. Po sečtení přípojných výkonů této spojené soustavy byl výkon odhadnut cca na 8,5 MW. Takovými zdroji kotelna BK6 nedisponuje nyní, ani v budoucnu, přičemž na vině je nedostatek prostoru pro větší kotle. Z toho důvodu bylo rozhodnuto tuto soustavu spojit pouze po trubce ÚT, trubku TV bude každá kotelna zajišťovat zvlášť.



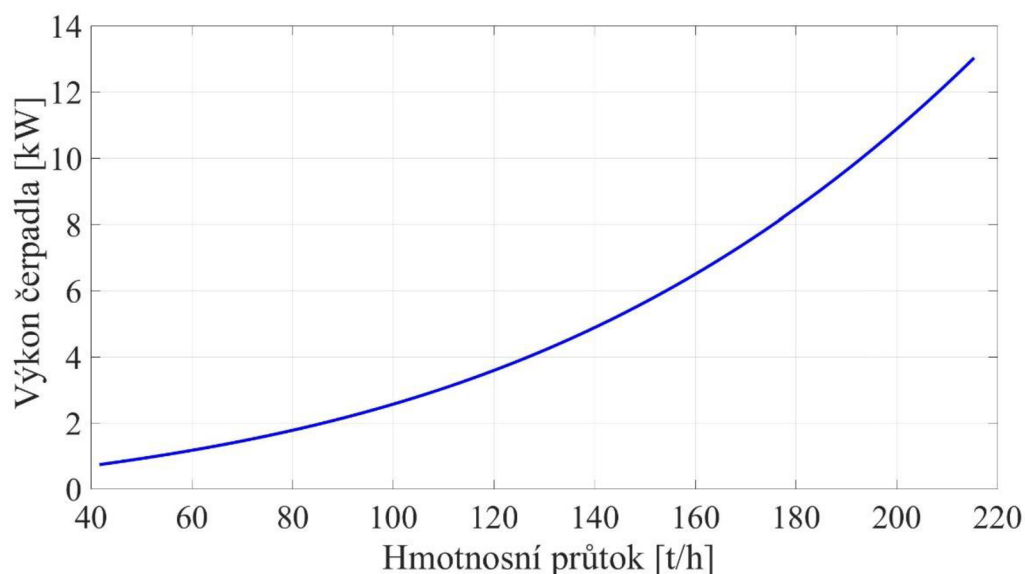
Obr. 4.1 Situace propojení kotelny BK6 s BK7

Tabulka 4.5 Vypočtené hodnoty – propojení BK6 a 7 na trubce ÚT

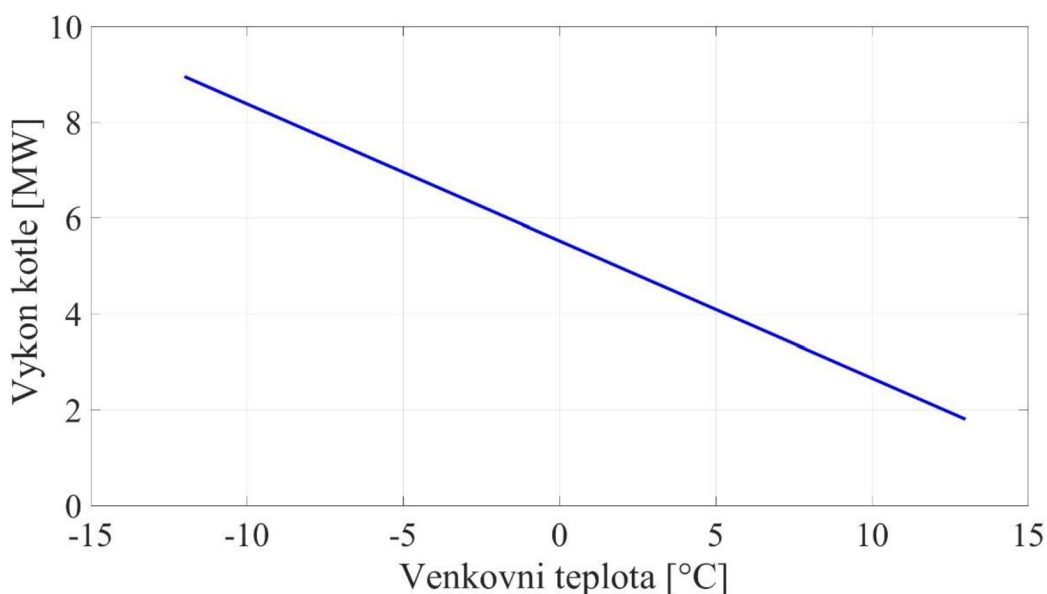
Konstantní veličiny	
Teplotní spád na primáru	35 °C
Venkovní teplota	-13 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	59 kg/s
Tlaková ztráta sítě	2,1 bar
Výkon přenášený soustavou	8,84 MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	Wassermanova 1042
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	3,67 bar
Ztrátový výkon	118,28 kW



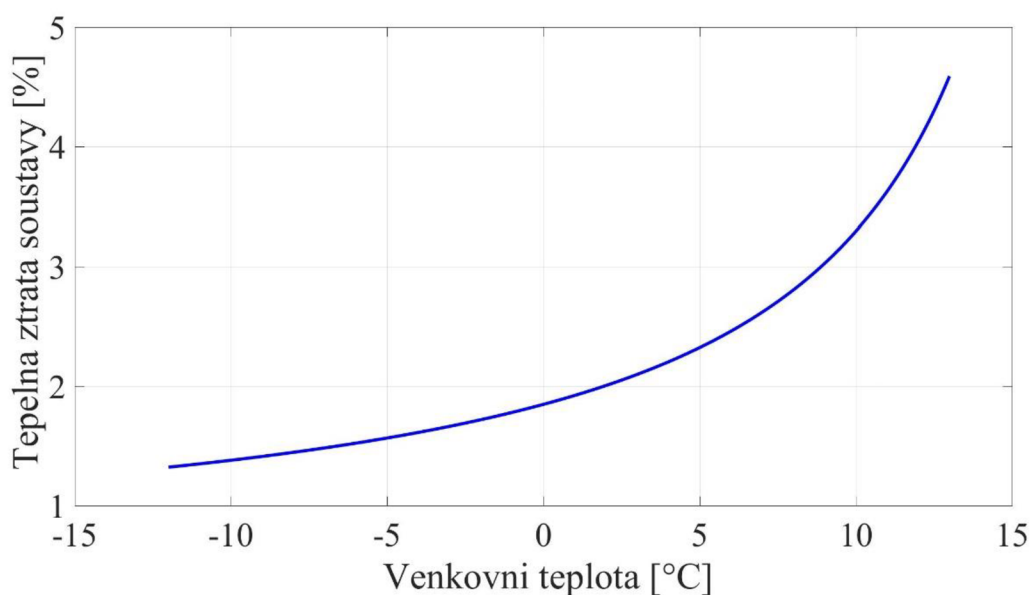
Obr. 4.2 Graf závislosti tlakové ztráty soustavy na průtoku



Obr. 4.3 Graf závislosti výkonu čerpadla na hmotnostním průtoku pro propoj BK6 a 7



Obr. 4.4 Graf závislosti výkonu kotle pro propoj kotelny BK6 a 7



Obr. 4.5 Graf závislosti tepelné ztráty soustavy na venkovní teplotě pro propoj

Je jasné, že současná čerpadla na tuto soustavu nestačí, a proto je třeba podívat se po jiných, parametry jsou uvedeny výše v tabulce. Obecně se při volbě čerpadla dělá provozní předdimenzování tlakové ztráty sítě cca 20 %.

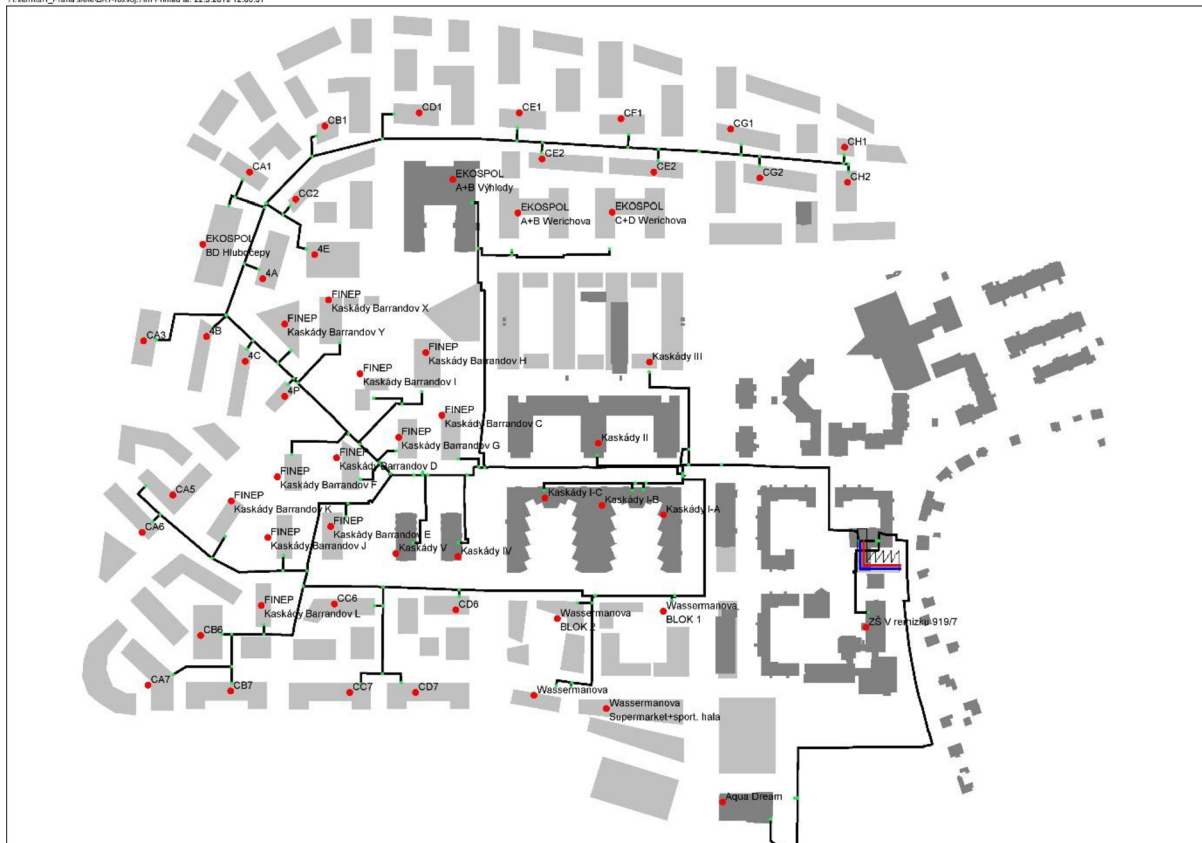
4.3 Rozvoj v okolí kotelny BK7

Vzhledem k současné situaci s byty v Praze tamější developeři vítají každou příležitost k vybudování nové obytné zástavby. Tato situace se nevyhýbá ani oblasti v Barrandově, v jejímž okolí se nachází kotelná BK7, z které existuje potenciální možnost dodávat teplo.

Cílem tohoto úkolu je odhadnout tlakové poměry v této potenciálně vybudované síti, přičemž síť bude připojena na současnou dvourubkovou soustavu. Úkolem je navrhnout parametry čerpadla a výkon kotle, případně přehodnotit dispoziční tlaky jednotlivých spotřebitelů s ohledem na celkový provozní tlak sítě.

Dimenze potrubí po trase bylo navrženo tak, že po hlavní trase bylo umístěno potrubí o dimenzi DN250, spustila se simulace, a pokud rychlost v daném úseku nebyla v intervalu 0,5-1,5 m/s, zvolila se o řád menší dimenze, dokud nebylo splněno této podmínky po celé trase. Snaha také byla nepřekročit v nově navrhované trase měrnou tlakovou ztrátu 50 Pa/m.

H:\sem3a1_Praha sítě\BK7-rozvoj\7m Printed at: 22.5.2019 12:00:31

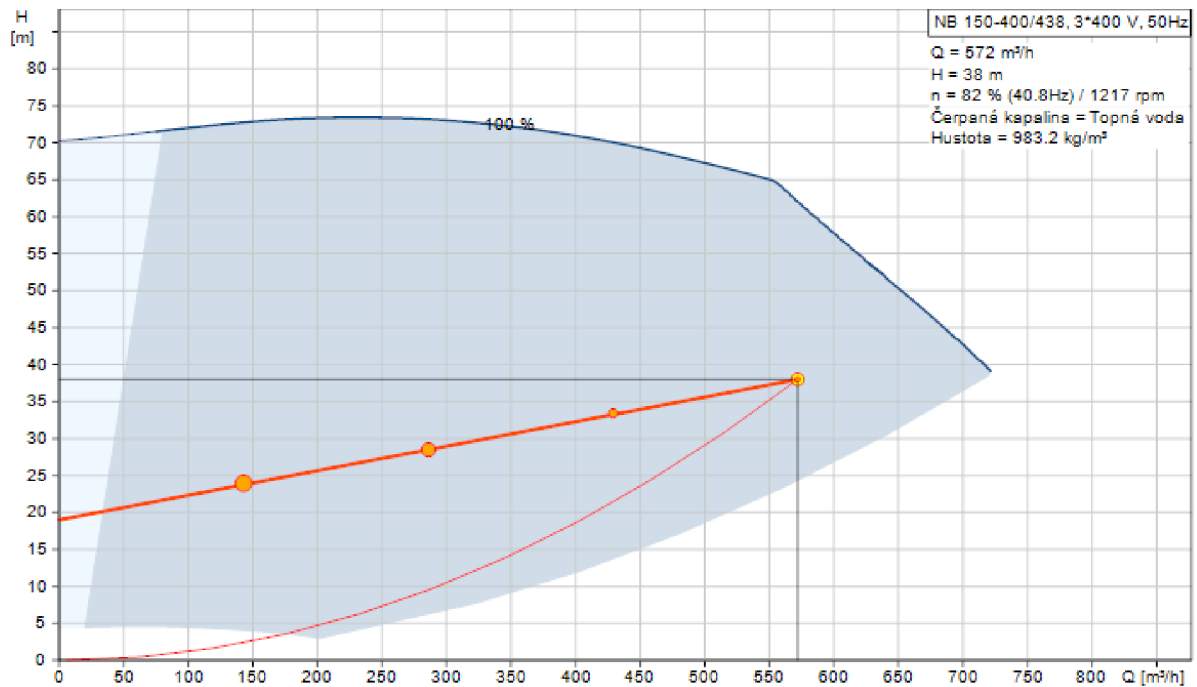


Obr. 4.6 Situace rozvoje kotelny BK 7

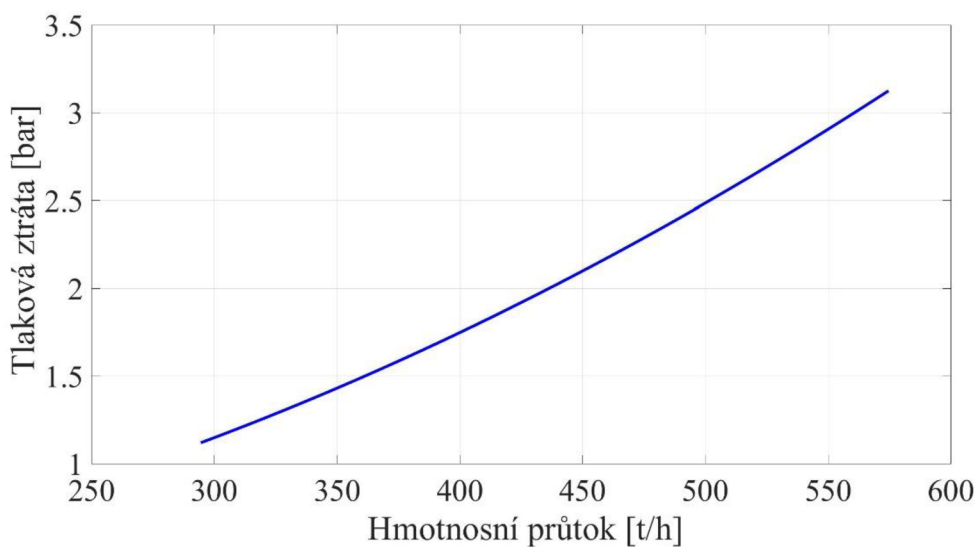
Tabulka 4.6 Vypočtené hodnoty pro rozvoj kotelny BK7 – otopná sezóna

Konstantní veličiny	
Teplotní spád na primáru	35 °C
Venkovní teplota	-13 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	160 kg/s
Tlaková ztráta sítě	3,2 bar
Součet připojných hodnot	23,81MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	EkospolCD
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	3,20 bar
Ztrátový výkon	189,77 kW

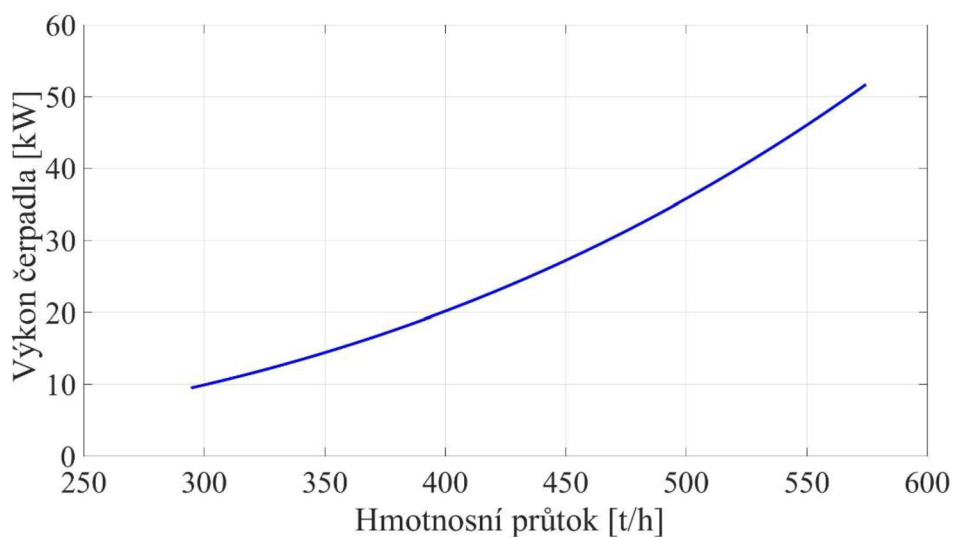
Již na první pohled je zřejmé, že tepelný výkon je nedostačující, pro tuto síť chybí cca 11,0 MW, a to ještě pokud by se zdařilo kotelně kompletně odpojit čtyřtrubkovou soustavu. Pokud ne, bylo by třeba najít 15,7 MW. I zde bylo rozhodnuto o zvětšení teplotního spádu v otopném období na 35 °C. Současné čerpadlo Grundfos CLM 170-280 by již rozhodně nestačilo. Při určité rezervě (20 %) by vystačilo např. čerpadlo Grundfos NB 150-400. Další možností je pak nahradit čerpadlo soustavou čerpadel s vhodným razením. Samozřejmě otázkou zůstává, kolik z uvažovaných objektů se skutečně napojí a jak se ještě změní požadavky na dodávaný výkon. Největší rozdíl nadmořských výšek je v této soustavě 15 m, přičemž současný pracovní přetlak 5 bar stačí, ale opět zde již není moc prostoru pro rezervu.



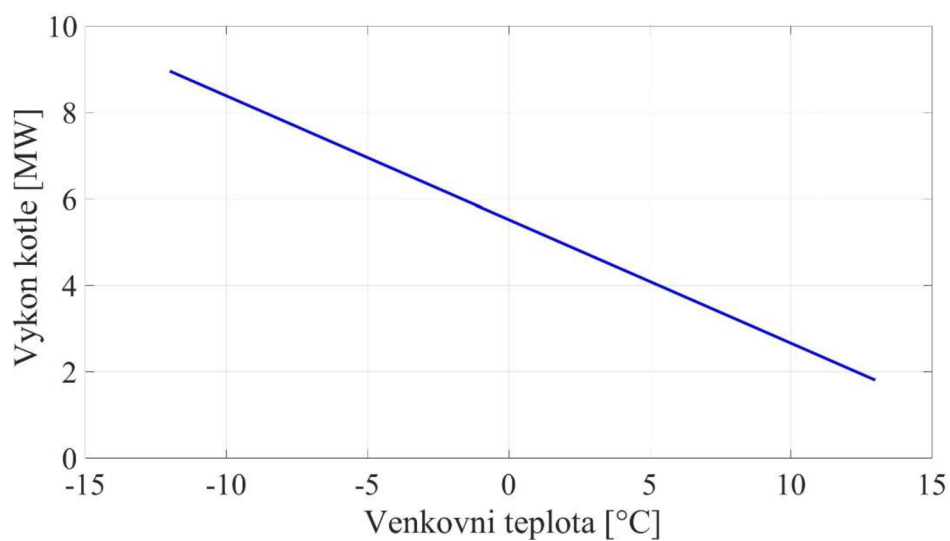
Obr. 4.7 Charakteristika čerpadla s pracovním bodem [17]



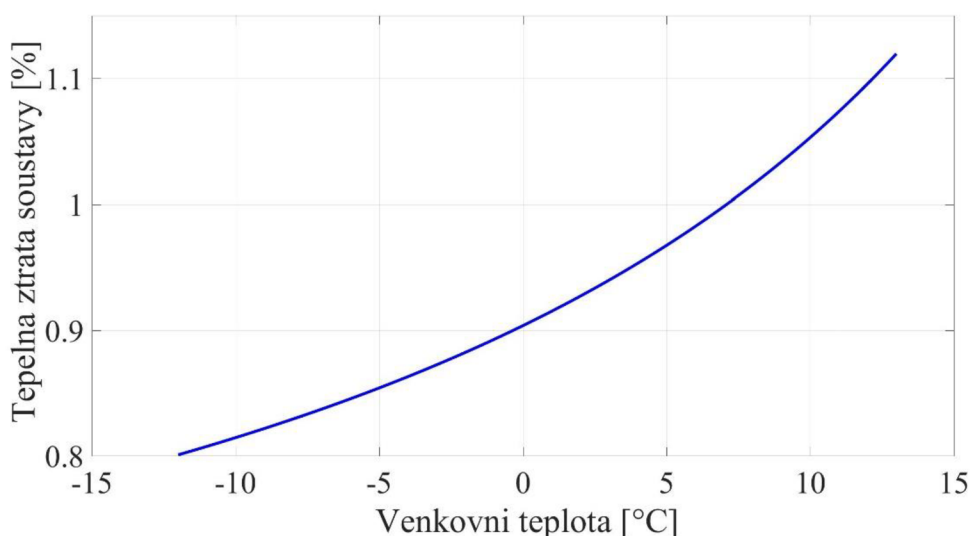
Obr. 4.8 Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku pro rozvoj BK7



Obr. 4.9 Graf závislosti výkonu čerpadla na hmotnostním průtoku pro rozvoj BK7



Obr. 4.10 Graf závislosti výkonu kotle na venkovní teplotě pro rozvoj BK7



Obr. 4.11 Graf závislosti tepelné ztráty soustavy na venkovní teplotě pro rozvoj BK7

Vytvořený model dává možnost simulovat podmínky mimo otopnou sezónu. První překážkou je neproměnnost průtoku na čerpadle, neboť výkon pro TV není závislý na teplotě, což vyústí v nemožnost sestavení grafu tlakové ztráty v závislosti na průtoku. Druhý otazník visí nad výkonem přenášené soustavy, nelze očekávat, že budou všechny napojené objekty využívat všechna vodovodní zařízení s teplou vodou. Z uvedeného vyplývá, že model umí pouze spočítat pracovní bod čerpadla při maximálním, ale téměř nepravděpodobném, vytížení sítě. Na tuto soustavu by současné čerpadlo Grundfos CLM 150-287 stačilo.

Tabulka 4.7 Vypočtené hodnoty pro rozvoj kotelny BK7 – mimo otopnou sezónu

Konstantní veličiny	
Teplotní spád na primáru	20 °C
Venkovní teplota	20 °C
Proměnné	
Průtok na čerpadle	117 kg/s
Tlaková ztráta sítě	2,40 bar
Součet přípojných hodnot	9,91 MW
Hydraulicky nejvzdálenější spotřebitel	EkospolCD
Dispoziční tlak hydraulicky nejvzdálenějšího spotřebitele	3,52 bar
Ztrátový výkon	79,98 kW

ZÁVĚR

Teplárenství má v současné době složité postavení ve společnosti – místo výzkumu, zlepšování zdrojů a teplárenských sítí se ubírá směrem ke snižování energetické náročnosti budov, a to i přesto, že má neméně důležitou úlohu než energetika. Teplárenství nemá příliš šanci na existenci bez vnějšího zásahu – státní regulace. Tato bakalářská práce se věnuje popisu a simulaci chování tepelné sítě v oblasti Praha-Barrandov v prostředí OpenModelica.

V úvodní kapitole došlo ke krátkému shrnutí historie, stručnému popisu využívaných tepelných zdrojů. Byly nastíněny možnosti, jak teplo získávat, rozvádět i následně ho efektivně využívat.

Další část se věnovala popisu vztahům využitých při modelování této soustavy. Vzhledem ke stáří zástavby, kdy došlo k zateplení jednotlivých objektů, bylo třeba přepočítat tepelné ztráty připojených objektů pomocí denostupňové metody, která se zakládá na náměrech v jednotlivých měsících a je závislá na průměrné teplotě v jednotlivých měsících topné sezóny. Došlo k představení vztahů pro výpočet tlakových ztrát v potrubních trasách, ale také pro postup při tvorbě tlakového diagramu sítě a funkci oběhového čerpadla. Nedílnou součástí výpočtů jsou také tepelné ztráty, které nevyužily ČSN EN 13 941, ale alternativní zahraniční literatury. V neposlední řadě nelze opomenout vztahy pro výpočet tlakových poměrů v síti.

Kotelna BK6 má momentálně výkonovou rezervu. Pokud výpočty provedeme podle dodané metodiky, má soustava potenciál transformace z čtyřtrubkové na dvoutrubkovou soustavu. Zato kotelna BK7 má při výpočtovém stavu pro nadcházející otopná období nedostatečný výkon, chybí jí přibližně 3,6 MW. Úlevou pro BK7 by mohlo být napojení její čtyřtrubkové soustavy na soustavu BK6. V takovém případě by ale bylo nutno pro BK6 vhodně navýšit tepelný výkon kotlů a provést výměnu soustavy čerpadel a pokud možno také v otopném období zvýšit teplotní spád. Byla nastíněna možnost propojit pouze soustavy kotelen pouze po trubce ÚT se zachováním původní čtyřtrubkové soustavy. Tato možnost se jeví jako nejpravděpodobnější. Byl proveden výpočet tepelné ztráty soustavy. Jedná se o hodnotu, která je vypovídající pouze pro výpočtovou teplotu, nelze z ní jednoznačně určit ztráty za otopnou sezónu nebo odhadnout průměrné procentuální ztráty. Řešením by bylo do výpočetního softwaru vložit průměrnou teplotu pro krátký měřený úsek. Takto vypočtená hodnota tepelné ztráty by se poté dala srovnat s hodnotami odečtenými při skutečném měření. Kotelnu BK7 v nejbližší době čeká připojení na nově vybudované objekty, takže byly pro nově vybudovanou trasu vhodně navržené rozměry dimenzí jednotlivých úseků, přepočítán výkon a určen pracovní bod čerpadla. Pokud se přijme řešení připojení trubky ÚT ze čtyřtrubkové soustavy BK7 do čtyřtrubkové soustavy BK6, bude při rozvoji v lokalitě BK7 scházet cca 15 MW a bude třeba také obměnit čerpadlo, nové by mělo mít výtlačnou výšku alespoň 38 m při průtoku 160 kg/s. Všechny soustavy, které to umožňují, lze nasimulovat mimo otopná období. Nevýhodou pak ale je, že se jedná o řešení při maximálním výkonu, pak si je ale třeba položit otázku, jak moc vypovídající se jeví vypočtené hodnoty.

Jedná se pouze o technické řešení daného problému, dalším krokem by určitě měla být ekonomická rozvaha a návratnost daných zařízení. Také nebylo navrženo konkrétní zařízení, každá společnost má svůj seznam dodavatelů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] POLESNÝ, Bohumil. *Teplárenství a potrubní sítě*. 2. vyd. B.m.: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1989.
- [2] *Teplárenské sdružení ČR - Pro média* [online]. 2019 [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.tscr.cz/?pg=09&1557930275#>
- [3] *Kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET, kogenerace) - ekologické a ekonomické využití paliva k výrobě energie* [online]. 2019 [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.kombinovana-vyroba.cz/?id=05&1557930353#>
- [4] *Tepelné sítě - hydraulické výpočty* [online]. 2015 [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/10/ZZT-P3-hydraulika.pdf>
- [5] ČVUT, Fakulta stavební. *Projekční podklady a pomůcky* [online]. [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=1>
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, *Transformační technologie*, 2010-12, [last updated 2018-10-08]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/38.html>
- [7] *Pipe Friction Factor Calculation* [online]. 2019 [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-friction-factors>
- [8] NIKURADSE, J. *Laws of flow in rough pipes* [online]. 1950 [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19930093938>
- [9] DOU, Hua-Shu. Energy Gradient Theory of Hydrodynamic Instability. In: [online]. 2005 [vid. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://arxiv.org/abs/nlin/0501049>
- [10] CHURCHILL, S.W. Friction factor equations spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineering*. 1977, (84), 91–92.
- [11] UPONOR. *Produktový katalog přezolovaného potrubí a příslušenství* [online]. 2017. Dostupné z: <http://www.fintherm.cz/-/media/country-specific/czech/fintherm/download-center/cz/uponor-infra-fintherm-product-catalog-082017-cz.pdf?v=179b6b56-30dd-4ba2-8ae4-b73f98f938fb>
- [12] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty součinitelů místních ztrát - zdroje tepla a základní tvarovky potrubí. *TZB-info* [online]. 2019 [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi>
- [13] JÍCHA, Miroslav, a Miroslav VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *Přenos tepla a látky* Brno: CERM, 2001 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [14] VAN DER HEIJDE, Bram, Arnout AERTGEERTS a Lieve HELSEN. Modelling steady-state thermal behaviour of double thermal network pipes. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2017, 117, 316–327 [vid. 2017-12-21]. ISSN 1290-0729. Dostupné z: doi:10.1016/J.IJTHERMALSCI.2017.03.026
- [15] WALLENTÉN, Petter. *Steady-state heat loss from insulated pipes* [online]. B.m.: Byggnadsfysik LTH, Lunds Tekniska Högskola. 1991 [vid. 2018-01-19]. Dostupné z: [http://portal.research.lu.se/portal/en/publications/steadystate-heat-loss-from-insulated-pipes\(f2e0baaa-0f2a-40ab-8d10-937fc8b3f58a\).html](http://portal.research.lu.se/portal/en/publications/steadystate-heat-loss-from-insulated-pipes(f2e0baaa-0f2a-40ab-8d10-937fc8b3f58a).html)
- [16] KUDELA, Libor, Radomir CHYLEK, Jiri POSPISIL. Performant and Simple Numerical Modeling of District Heating Pipes with Heat Accumulation. *Energies* [online]. 2019, 12(4), 633 [vid. 2019-05-21]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12040633
- [17] *NB 150-400/438 AF1ABAQE* [online]. [vid. 2019-05-01]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.sizing-result.html?from_suid=155843188138403483176583744476&pumpsystemid=573710000&qcid=573715019

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
α	koeficient přestupu tepla	W/(m ² .K)
A	reálný koeficient	-
B	reálný koeficient	-
c_v	měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku	kJ/(kg.K)
Δ	absolutní drsnost potrubí	m
D	denostupně	D.K
d_o	průměr potrubí	m
D	koeficient teplotní difúze	-
D	poloměr vzdálenosti potrubí	m
ε	opravný součinitel	-
e	teplárenský modul	-
f	součinitel ztráty třením	-
η	dynamická viskozita	Pa.s
H	hloubka potrubí	m
λ	tepelná vodivost	W/(m.K)
l	délka potrubí	m
\dot{m}	hmotnostní tok	kg/s
\dot{m}_{NOM}	hmotnostní tok	kg/s
ν	kinematická viskozita	m ² /s
N	počet bytů	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
ξ	ztrátový součinitel	-
o	obvod omočené oblasti	m
Δp	celkové tlakové ztráty	Pa
Δp_l	délkové tlakové ztráty	Pa
Δp_m	místní tlakové ztráty	Pa
P_e	elektrický výkon odvedený do sítě	W
Pr	Prandtlovo číslo	-
P_t	tepelný výkon do CZT	W
Q	výkon přenášený soustavou	W
Q_C	tepelná ztráta objektu	W
Q_{Pr}	přípojný výkon	W
Q_{TV}	výkon pro potřeby teplé vody	W
Q_{VYT}	teplo odebrané za určité období	J
\dot{q}_l	měrný tepelný tok	W/m
\dot{q}_s	měrný povrchový tepelný tok	W/m ²
ρ	hustota	kg/m ³
R_a	odpor mezi přívodní a vratnou trubkou	W/(m.K)
Re	Reynoldsovo číslo	-

R_s	odpor mezi trubkou a potrubí	W/(m.K)
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	W/(m ² .K ⁴)
S	obsah v příčném průřezu	m ²
t	čas	s
t_1	teplota přívodní vody	°C
t_2	teplota vratné vody	°C
Δt	teplotní spád	°C
t_e	venkovní výpočtová teplota	°C
t_{es}	průměrná vnější teplota	°C
t_{is}	vnitřní výpočtová teplota	°C
t_s	teplota studené vody	°C
T_s	teplota na stěně trubky	°C
t_t	teplota teplé vody	°C
U_1	délkový součinitel prostupu tepla mezi přívodní a vratnou trubkou	W/(m.K)
U_2	délkový součinitel prostupu tepla mezi trubkou a zemí	W/(m.K)
\dot{V}_D	průtok dřezu	m ³ /s
\dot{V}_S	průtok sprchy	m ³ /s
\dot{V}_{TV}	průtok teplé vody	m ³ /s
\dot{V}_U	průtok umyvadla	m ³ /s
\dot{V}_V	průtok vany	m ³ /s
w	rychlost proudění	m/s
Δx	vzdálenost mezi objemovými elementy	m
α	koeficient přestupu tepla	W/(m ² .K)
A	reálný koeficient	-
CZT	centrální zásobování teplem	
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla	
MZ	minutová záloha	
TV	teplá voda	
ÚT	ústřední topení	
ZEVO	zařízení pro ekologickou likvidaci odpadu	

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Podíl paliv pro potřeby tepla v sítích CZT [2]
- Obr. 1.2 Příklad primární úspory paliva [3]
- Obr. 1.3 Příklady propojení sítí [4]: a) paprskovitá síť, b) okružní síť, c) mřížová síť
- Obr. 1.4 Příklad tlakově závislé předávací stanice (dokumenty firmy Veolia)
- Obr. 1.5 Příklad tlakově nezávislé předávací stanice (dokumenty firmy Veolia)
- Obr. 3.1 Moodyho diagram [7]
- Obr. 3.2 Nikuradzeho diagram [8]
- Obr. 3.3 Rychlostní profil laminárního proudění [9]
- Obr. 3.4 Rychlostní profil turbulentního proudění [9]
- Obr. 3.5 Příklad tlakového diagramu sítě [4]
- Obr. 3.6 Schéma tepelných odporů [11, upraveno]
- Obr. 3.7 Příklad objemových elementů [16]
- Obr. 3.8 Zákon zachování hmotnosti
- Obr. 3.9 Zákon zachování energie
- Obr. 4.1 Situace propojení kotelny BK6 s BK7
- Obr. 4.2 Graf závislosti tlakové ztráty soustavy na průtoku
- Obr. 4.3 Graf závislosti výkonu čerpadla na hmotnostním průtoku pro propoj BK6 a 7
- Obr. 4.4 Graf závislosti výkonu kotle pro propoj kotelny BK6 a 7
- Obr. 4.5 Graf závislosti tepelné ztráty soustavy na venkovní teplotě pro propoj
- Obr. 4.6 Situace rozvoje kotelny BK 7
- Obr. 4.7 Charakteristika čerpadla s pracovním bodem [17]
- Obr. 4.8 Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku pro rozvoj BK7
- Obr. 4.9 Graf závislosti výkonu čerpadla na hmotnostním průtoku pro rozvoj BK7
- Obr. 4.10 Graf závislosti výkonu kotle na venkovní teplotě pro rozvoj BK7
- Obr. 4.11 Graf závislosti tepelné ztráty soustavy na venkovní teplotě pro rozvoj BK7

SEZNAM TABULEK

- Tabulka 3.2 Průtoky vodovodních zařízení v bytě
- Tabulka 4.1 Vypočtené hodnoty současného stavu ÚT BK6
- Tabulka 4.2 Vypočtené hodnoty současného stavu čtyřtrubkové soustavy BK7
- Tabulka 4.3 Vypočtené hodnoty současného stavu dvoutrubkové soustavy BK7
- Tabulka 4.4 Vypočtené hodnoty – transformace BK6
- Tabulka 4.5 Vypočtené hodnoty – propojení BK6 a 7 na trubce ÚT
- Tabulka 4.6 Vypočtené hodnoty pro rozvoj kotelny BK7 – otopná sezóna
- Tabulka 4.7 Vypočtené hodnoty pro rozvoj kotelny BK7 – mimo otopnou sezónu

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 BP_Nytra_final.mo – kód obsahující výpočtový model jednotlivých soustav
- Příloha 2 BP_Nytra_final.xlsx – modelový sešit s přepočty náměrů z roku 2018, 2017, přípojných výkonů kotelen v rámci jednotlivých řešených variant