



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## MODEL TEPLÁRENSKÉ SÍTĚ

MODEL OF DISTRICT HEATING NETWORK

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jana Kolenčíková

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2020



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	<b>Bc. Jana Kolenčíková</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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 diplomové práce:

## Model teplotní sítě

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na problematiku transportu a distribuce tepelné energie v soustavách CZT. V rámci práce bude pojednáno o možných provedení systémů CZT a uplatnitelných zdrojích tepla. V rámci samostatného řešení bude zpracován bilanční model dílčí části zadané teplotní sítě. Na vytvořeném modelu budou otestovány uvažované scénáře zásobování teplem a dosažené výsledky vyhodnoceny. Model bude mimo energetické bilance rozšířen o ekonomická vyjádření ceny tepla v dílčích částech modelu.

### Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat stručný přehled problematiky teplotnictví, typů tepelných soustav a používaných zdrojů tepla.
2. Pro zadanou dílčí tepelnou soustavu vytvořit bilanční model.
3. S využitím vytvořeného modelu otestovat uvažované scénáře dodávky tepla a výsledky okomentovat.
4. Rozšířit vytvořený model o ekonomické vyjádření ceny tepla v dílčích částech modelu.

### Seznam doporučené literatury:

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

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s., ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá centrálním zásobováním teplem a tvorbou modelu teplotní sítě. Popisuje základní princip teplotnosti a prvky tvořící tepelnou síť. Dále zpracovává výpočtový model teplotní sítě pro zadanou oblast na základě mapy rozvodné sítě. Součástí modelu je návrh potrubí a výpočet tepelných a tlakových ztrát. V závěru je vytvořena cenová mapa odběrných míst v závislosti na tepelných ztrátách.

## **ABSTRACT**

Subject of this thesis is district heating and heating network model design. Firstly, it describes basic principles of heat supply and its elements. Secondly, computational model of heating network is created based on grid map of the network. The model contains proposed pipeline system and calculation of heat and pressure losses. Lastly, price map for heat consumption points, in dependence on heat losses, is presented.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Centrální zásobování teplem, kogenerace, teplotní síť, tepelné ztráty, hydraulický výpočet

## **KEYWORDS**

District heating, cogeneration, heating network, heat losses, hydraulic calculation



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOLENČÍKOVÁ, J. *Model teplotní sítě* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, 2020. 83 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Model teplotní sítě** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 25. 6. 2020

.....  
Bc. Jana Kolenčíková

## **PODĚKOVÁNÍ**

Ráda bych tímto poděkovala svému vedoucímu doc. Ing. Jířímu Pospíšilovi, Ph.D. za vedení, cenné rady a připomínky při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěla poděkovat rodině a všem blízkým, kteří mě podporovali po celou dobu mého studia

## OBSAH

<b>ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
<b>1 TEPLÁRENSTVÍ.....</b>	<b>14</b>
1.1 Centrální zásobování teplem .....	14
1.1.1 Zdroje CZT.....	14
1.1.2 Tepelná síť.....	15
1.1.3 Výměňkové stanice .....	18
1.2 Decentralizované zásobování tepla .....	18
1.3 Diagram trvání potřeby tepla.....	19
<b>2 KOGENERACE .....</b>	<b>21</b>
2.1 Technologie v kogeneračních systémech .....	22
2.1.1 Parní protitlaká turbína.....	22
2.1.2 Parní kondenzační odběrová turbína .....	23
2.2 Teplotárenský modul .....	23
2.3 Tepelné oběhy .....	24
2.3.1 Přímé cykly.....	24
2.3.2 Carnotův cyklus.....	24
2.3.3 Rankin – Clausiuv cyklus.....	25
2.3.4 Braytonův oběh .....	26
2.3.5 Paroplynový cyklus .....	27
<b>3 VZNIK A ROZVOJ TEPLÁRENSTVÍ .....</b>	<b>28</b>
3.1 Zásobování teplem v Evropě.....	29
3.2 Zásobování teplem v ČR.....	31
3.3 Zásobování teplem v Brně.....	33
<b>4 MODEL TEPELNÉ SÍTĚ .....</b>	<b>35</b>
4.1 Výpočet potřeby tepla na vytápění .....	38
4.2 Výpočet potřeby tepla na ohřev TUV.....	42

4.3	Průměr potrubí .....	45
4.3.1	Izolace potrubí .....	46
4.4	Tepelné ztráty .....	49
4.4.1	Vedení .....	49
4.4.2	Konvekce .....	50
4.4.3	Sálání .....	52
4.4.4	Prostup tepla .....	52
4.5	Účinnost potrubí z hlediska tepelných ztrát .....	56
4.6	Metodika výpočtu .....	57
4.7	Tlakové ztráty .....	58
<b>5</b>	<b>ZMĚNY VSTUPNÍCH PODMÍNEK .....</b>	<b>68</b>
5.1	Letní období .....	68
<b>6</b>	<b>EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....</b>	<b>71</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>74</b>
	<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>76</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....</b>	<b>81</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>83</b>

## ÚVOD

Zásobování teplem je v naší zeměpisné šířce důležitou součástí každé budovy v soukromém i veřejném sektoru. Pro vytápění objektů slouží různá zařízení a systémy. Kromě vytápění je důležité i zásobování teplou užitkovou vodou. Systém centrálního zásobování teplem (CZT), kterým se práce zabývá, nahrazuje individuální vytápění a tvoří menší či rozsáhlejší tepelné sítě. Využíváním centrálního zásobování teplem se snižují emise tvořené individuálními zdroji tepla především v hustě osídlených oblastech a snižuje se celková spotřeba energie. Práce popisuje jednotlivé části, které tvoří soustavu CZT a uvádí jeho výhody i slabší stránky v porovnání s decentralizovaným systémem vytápění. Dále je představen vznik teplotnosti a uveden kontext teplotnosti v rámci Evropy i v České republice.

Druhou část práce tvoří tvorba návrhu tepelné sítě pro městskou část Brno – Bystrc. V rámci návrhového výpočtu tepelné sítě jsou zjišťovány tepelné ztráty budov, potřebný průtok a následně dimenze potrubí. Kromě tepelných ztrát je zahrnut i výpočet tlakových ztrát a volba oběhového čerpadla pro vybraný úsek. Výpočtový model je vytvořen na základě dostupné mapy tepelných rozvodů z Tepláren Brno a zohledňuje stavy při různých provozních podmínkách. Tepelné ztráty jsou vypočítány pro zimní i letní období a dále je uvedena také závislost tepelných ztrát v rámci změny teploty média.

V poslední části je vytvořena cenová mapa zahrnující nárůst ceny tepla v dílčích úsecích. Změna ceny je tvořena na základě rostoucí tepelné ztráty související se vzdáleností odběratele od zdroje tepelné energie.

# 1 TEPLÁRENSTVÍ

Teplárenství je část energetického průmyslu zabývající se dálkovým vytápěním a kombinovanou výrobou elektřiny a tepla. Jeho hlavním cílem je zásobit spotřebitele teplem, případně chladem a ohřev teplé užitkové vody (TUV). K zásobování teplem se používají dvě soustavy, a to centrální zásobování teplem (CZT) a decentralizované zásobování tepla (DZT). Nejstarším a stále nejvyužívanějším typem paliva pro obě soustavy jsou fosilní paliva, především hnědé uhlí pro centrální zásobování teplem a zemní plyn pro decentralizované zásobování. V současné době je trendem nahrazování fosilních paliv obnovitelnými zdroji a s tím související snižování množství emisí jako produktu spalování. [1]

## 1.1 Centrální zásobování teplem

Soustava centrálního zásobování tepla spočívá ve výrobě tepla ve zdroji, rozvodu pomocí tepelné sítě a dodávce tepla zákazníkům. Je tvořena centrálním zdrojem, primární sítí, výměníkovou stanicí, sekundární sítí a koncovými spotřebiteli. Centrální zásobování teplem dosahuje oproti decentralizované soustavě vyšší účinnosti a má také nižší produkci emisí, protože mnoho malých zdrojů je nahrazeno jedním velkým zdrojem, který podléhá pravidelné kontrole a regulaci množství znečišťujících látek vypouštěných do ovzduší. Naopak nevýhodou jsou vysoké investiční náklady a ztráty tepla v rozvodech. Velká zařízení jsou také méně citlivá na změny odběru. [2]

### 1.1.1 Zdroje CZT

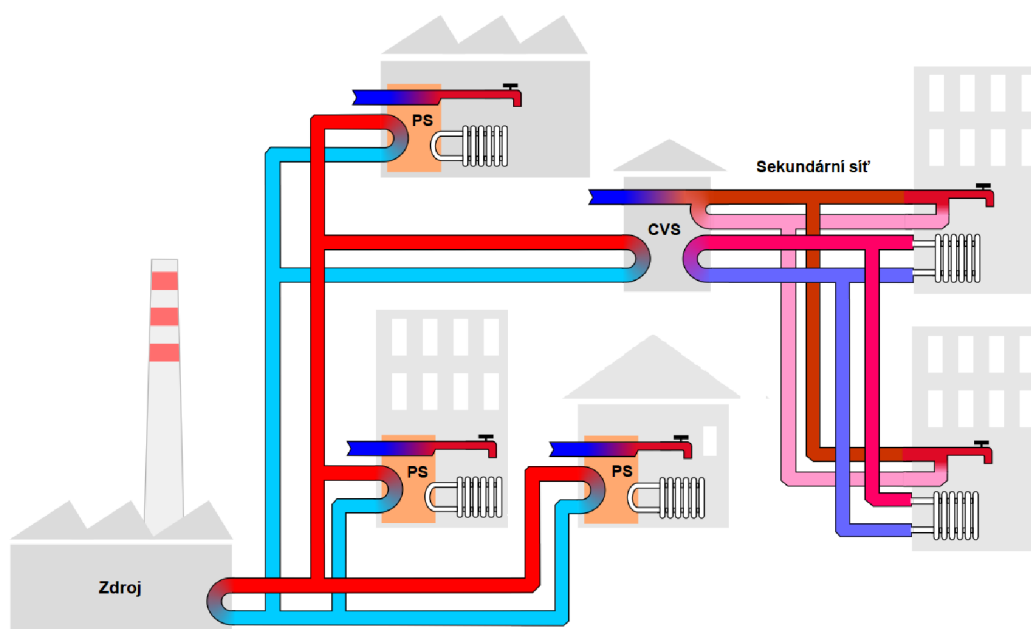
Pro pokrytí potřeb odběratelů je teplo získáváno z různých zdrojů. V České republice je CZT založeno především na spalování uhlí a zemního plynu. Jako centrální zdroj se používá teplárna, výtopna, elektrárna s odběrem tepla nebo menší jednotka jako kotelna. Dalším zdrojem tepla může být odpadní teplo z jaderné elektrárny, kogenerační motory, průmyslová tepelná čerpadla nebo geotermální energie.

- **Teplárna** – zdroj, který obsahuje tepelné stroje; ve společném oběhu vyrábí teplo i elektřinu; energie ze spalování paliva je dále využita pro roztáčení turbíny a výrobu elektřiny
- **Výtopna** – samostatně stojící zdroj zajišťující dodávku tepla; palivo je spalováno v kotlích, kde dochází k ohřevu vody a následně uvolněná tepelná energie je dopravována rozvody do vytápěných objektů; výkon do 35 MW; pracuje s účinností až 90 %; výroba pouze tepelné energie; neobsahuje žádné tepelné stroje
- **Elektrárna** – výroba elektrické energie; teplo odchází do ztrát; možnost výroby tepelné energie při odběru z turbíny
- **Kotelna** – malý lokální zdroj tepla centrálního zásobování teplem; poskytuje teplo pro menší počet budov nebo sídliště; kotelna je umístěna v blízkém okolí vytápěných objektů

nebo přímo v jednom z nich; tepelný výkon v řádech několika MW; teplo je dodáváno rozvody do tepelných soustav jednotlivých budov [3] [4]

### 1.1.2 Tepelná síť

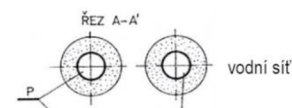
Tepelná síť tvoří soustava trubek a armatur, která slouží k dopravě tepla od zdroje k zákazníkovi. Dělí se na primární a sekundární tepelnou síť. Primární tepelná síť vede od centrálního zdroje přímo k zákazníkovi do objektových předávacích stanic nebo do centrální výměňkové stanice, jak je znázorněno na obr. 1. Ve výměňkových stanicích dochází k úpravě parametrů a z primární sítě se stává sekundární. Ta pak pokračuje z centrálních výměňkových stanic přímo do otopných soustav zákazníků.



Obr. 1: Schéma centrálního zásobování teplem (upraveno z [5])

Rozlišujeme jednorubkovou, dvoutrubkovou a čtyřtrubkovou síť.

- Jednorubková síť – používá se v parních rozvodech, kdy se teplotné médium nevrací do zdroje, nevrací se kondenzát, použití pro technologické procesy, výhodou je nízká cena
- Dvoutrubková síť – obsahuje přírodní a vratné potrubí, médium obíhá dokola mezi zdrojem a spotřebitelem, v případě horké vody jsou obě potrubí tepelně izolována a mají stejný průměr, jak znázorňuje obr. 2. Při použití páry může být vratné potrubí s kondenzátem až třetinové a není tepelně izolované.

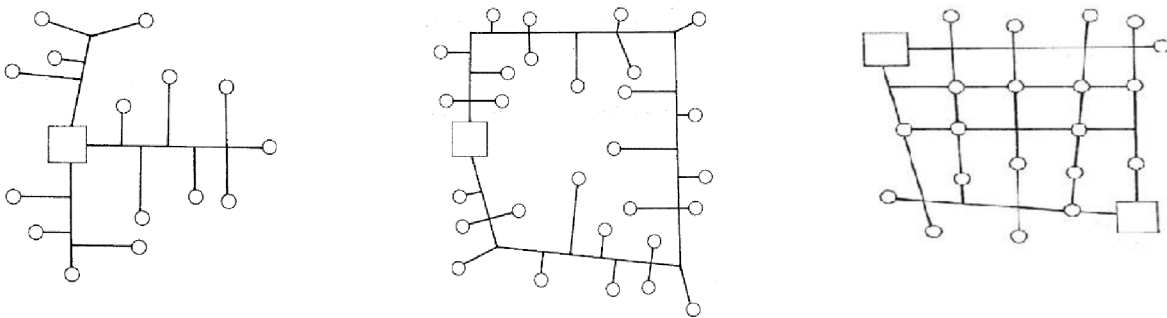


Obr.2: Řez dvoutrubkovou sítí (převzato z [7])

- Čtyřtrubková síť – dochází k oddělení okruhu na vytápění, které je v provozu pouze během topné sezóny a okruhu s teplou užitkovou vodou, které jede po celý rok, součástí obou samostatných okruhů je potrubí s vratnou vodou [6]

Uspořádání a propojení sítí, obr. 3:

- Paprskovitá síť – ze zdroje vychází jeden nebo více paprsků, které nelze mezi sebou propojovat, levnější varianta, problémy při odstávkách, kdy není žádný záložní zdroj, který by dodávky tepla nahradil
- Okružní síť – paprsky jsou ze zdroje vedeny tak, aby tvořily uzavřené smyčky, při běžném provozu se jedná o paprskovou síť, v případě poruchy nebo odstávky jsou dodávky zajištěny vedlejšími propojenými napaječi
- Mřížová síť – spojení více okruhů umístěných vedle sebe do jednoho, využívá se spíše pro plynovody a vodovody než pro zásobování teplem [7]



Obr. 3: Propojení sítě: Paprskovitá, okružní a mřížová síť (převzato z [7])

Tlakově závislé a nezávislé připojení:

- Tlakově závislé – stejné látky v primární i sekundární síti, tlak páry se upravuje společně pomocí redukčního ventilu, k úpravě teploty média dochází vstřikováním vody
- Tlakově nezávislé – primární a sekundární síť je oddělená teplosměnnou plochou, obě strany jsou na sobě hydraulicky nezávislé, nevýhodou jsou vyšší investiční náklady, a vyšší teplota vratné vody o 5-10 °C než u primární sítě [8]

Látka používaná v tepelné síti musí splňovat určité parametry. Závisí na provozních i ekonomických parametrech. Teplonosná látka musí mít vysokou přenosovou schopnost a součinitel teplotní vodivosti, nesmí být agresivní s výrobními materiály potrubí a měly by být cenově dostupné. Z těchto požadavků se jako nejlepší varianty jeví pára a voda. Tepelné sítě jsou pak tvořeny parovody, horkovody a teplovody. [6]



## Pára

Pára byla pro své vlastnosti hojně využívána už v 18. století od doby, kdy byl vynalezen parní stroj. Proudí v tepelně izolovaném potrubí a k dopravě nepotřebuje žádná čerpadla. Využívá vlastní tlak a má až pětinasobnou přenosovou schopnost oproti vodě. Pára se během cesty potrubím ochlazuje a vzniká kondenzát. Součástí parovodní sítě je tedy i kondenzátní potrubí pro odvod kondenzátu. Nevýhodou použití páry jsou velké tepelné ztráty, ke kterým dochází i přes tepelně izolované potrubí. Ztráty jsou způsobeny vysokými provozními teplotami páry. Provozní parametry se pohybují okolo 0,9 MPa a 210 °C.

Tepelný výkon předávaný párou je definován jako součin množství páry a kondenzačního tepla v rovnici (1.1).

$$Q = \dot{m}_p \cdot L \quad (1.1)$$

kde:  $Q$  – tepelný výkon [kW]

$\dot{m}_p$  – hmotnostní průtok [kg/s]

$L$  – kondenzační teplo [J]

Z uvedené rovnice vyplývá, že regulace výkonu je možná pouze množstvím páry. V parní síti jsou velké teplotní rozdíly mezi vstupem do potrubí a výstupem v podobě teplé vody. Pára je využívána v průmyslových odvětvích pro technologické účely nebo dochází k úpravě parametrů a kondenzaci v předávacích stanicích. V současné době je velká část parovodů nahrazena horkovody a teplovody. [2]

## Voda

Voda jako teplosměnné médium je vedena v tlustostěnných trubkách s velkými armaturami za vysokých tlaků do 2,5 MPa a teplotě až 200 °C v primární síti. Na rozdíl od páry je pro dopravu vody potrubím potřeba oběhových čerpadel. Výhodou je doprava na velké vzdálenosti při malém poklesu teploty. Snahou je teplotu v primární síti co nejvíce snižovat, aby nedocházelo k velkým ztrátám.

Jak je uvedeno v rovnici (1.2) tepelný výkon závisí na průtoku a rozdílu teplot. Regulace vody v tepelné síti tedy může probíhat dvojím způsobem, kvalitativním a kvantitativním. Ke kvantitativní regulaci dochází pomocí regulace průtoku stejně jako u páry. Druhým způsobem je kvalitativní regulace, která je dána rozdílem teplot přivodní a vratné vody. K samotné regulaci dochází buď přímo ve zdroji, v předávací stanici nebo u jednotlivých odběratelů. K ohřevu vody většinou dochází ve více stupních, protože je to výhodnější vzhledem k velikosti ztrát. Využívají se základní a špičkové ohříváky podle spotřeby odběratelů.

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

Kde:  $c$  – měrná tepelná kapacita vody [J/kgK]  
 $t_1, t_2$  – teplota přívodní a vratné vody [°C]

Rozlišují se horkovody a teplovody.

- Horkovodní část tvoří primární síť, kdy má voda teplotu vyšší než 110 °C. Horkovody dopravují vodu do výměňkových stanic nebo přímo k odběratelům.
- Teplovody tvoří sekundární síť, kdy dochází k dopravě z výměňkové stanice k odběratelům. Maximální teplota vody v teplovodech je 110 °C. [2]

### 1.1.3 Výměňkové stanice

Teplonosné médium proudící ze zdroje dosahuje vysokých hodnot teploty a tlaku, které nejsou vhodné pro objekty a zařízení odběratelů. Je zapotřebí tyto parametry snížit na bezpečné hodnoty a k tomu dochází právě ve výměňkových stanicích. Tyto stanice zajišťují úpravy teploty a tlaku vody na požadované hodnoty a následnou dodávku tepla a teplé užitkové vody do připojených objektů. Hovoříme pak o centrální výměňkové stanici nebo objektové (domovní) předávací stanici.

Centrální výměňková stanice předává tepelnou energii z primárního okruhu do sekundárního okruhu a dále rozvádí k jednotlivým odběratelům. V tomto případě je potrubí pro vytápění a teplou užitkovou vodu odděleno.

U domovních a objektových stanic dochází k předání tepelné energie z primárního okruhu do uzavřeného okruhu samostatného domu či objektu. Výměňková stanice je součástí budovy. Objektová zařízení využívají teplo i pro technologické postupy. [2] [6]

## 1.2 Decentralizované zásobování tepla

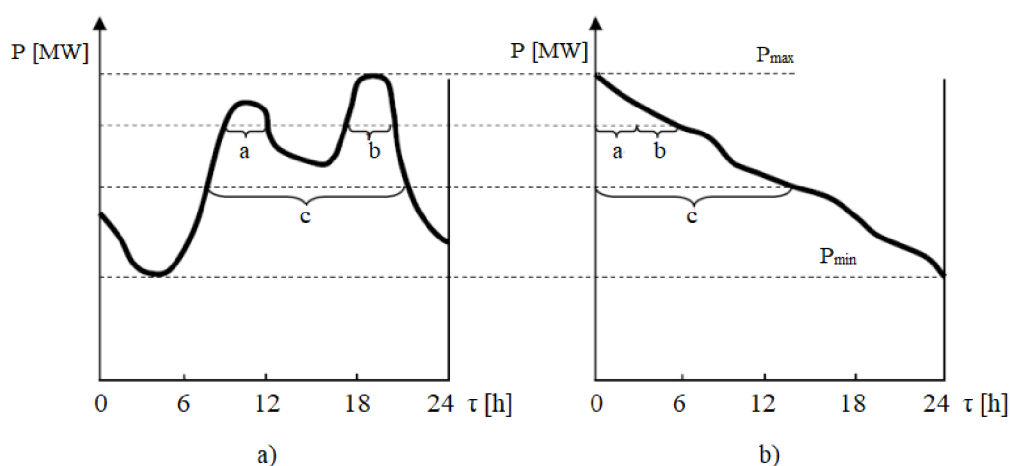
Zásobování teplem z decentralizované soustavy vychází ze zdroje tepla umístěného přímo v objektu, který je teplem zásobován nebo se nachází v jeho blízkosti. Zdrojem tepla mohou být domovní kotelny, etážová vytápění nebo individuální topidla. Dalším využívaným zdrojem jsou malé kogenerační jednotky. Výhodou decentralizovaného systému je nezávislost na topné sezóně a vlastní regulace. Pozitivní vlastností jsou také nižší ztráty z důvodu výrazně kratší vzdálenosti, kterou médium překonává. Ovšem ne všechny velké zdroje jako jsou jaderné nebo velké uhelné elektrárny, lze nahradit malými energetickými zařízeními. S nárůstem decentralizovaných zdrojů roste i spotřeba elektřiny. [3]

- **Domovní kotelna** – zásoba tepla pro budovu v níž se kotelna nachází, zdroj bývá umístěn ve sklepě nebo na střeše dané budovy
- **Etážové vytápění** – malé plynové kotle umístěné přímo v bytě, zdroje tepla pro bytovou jednotku, někdy také pro celé patro bytů
- **Individuální topidla** – zdroje tepla vytápějící jednu místnost; elektrické přímotopy, krby, kamna

- **Mikrokogenerace** – malé kogenerační jednotky s výkonem do 50 kW<sub>e</sub>, vyrábí elektřinu a teplo, využití v rodinných domech nebo veřejných budovách jako jsou hotely, školy, nemocnice [9]

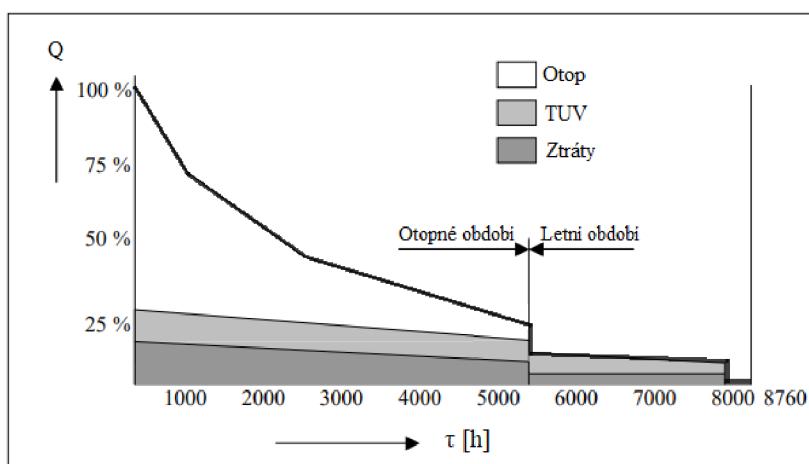
### 1.3 Diagram trvání potřeby tepla

Požadavky na množství dodávaného tepla nejsou stabilní a závisí na daném časovém úseku. Pro jejich znázornění se používají diagramy potřeby tepla. Na obr. 4. jsou zobrazeny denní diagramy potřeby tepla, kde diagram a) vyjadřuje průběh tepelného příkonu během dne a diagram b) vycházející z prvního diagramu, který znázorňuje trvání zatížení.



Obr. 4: a) Denní diagram potřeby tepla, b) Diagram trvání zatížení (převzato z [10] )

Z denních diagramů lze sestavit roční diagram trvání zatížení na obr. 5. Zatímco teplo potřebné na vytápění a klimatizaci jsou závislé na venkovní teplotě, spotřeba TUV se během roku příliš nemění. V diagramu ročního trvání potřeby tepla pro městské systémy lze pozorovat pokles potřeby tepla po odstavení topného systému. K tomuto stavu dochází okolo hodnoty 5300 h, kdy končí topná sezóna a teplo se využívá jen pro zásobování TUV. Začátek a konec topné sezóny je dán průměrem denních hodnot poklesem pod 13 °C, resp. nárůstem nad 13 °C ve dvou po sobě následujících dnech. [10]

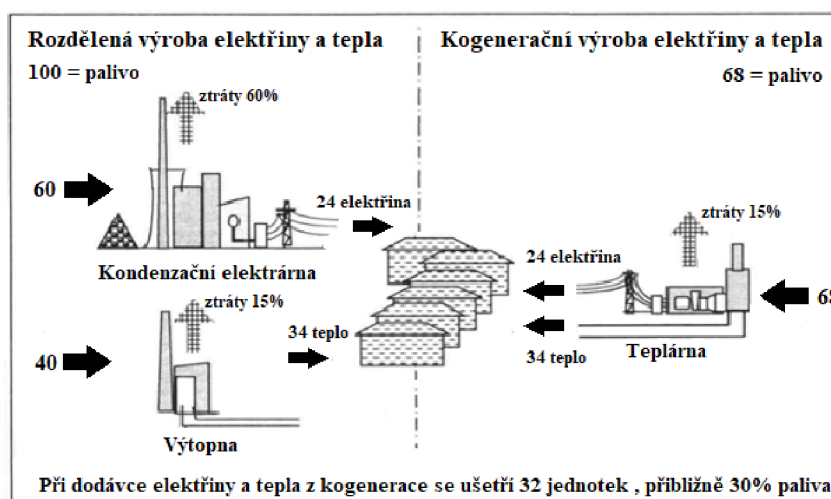


Obr. 5: Roční diagram trvání potřeby tepla (upraveno z [11])

## 2 KOGENERACE

Kogenerace nebo také kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET) je nejúčinnější společná výroba elektřiny a tepla z jednoho zdroje. Jedná se o přeměnu energie obsažené v palivu na elektrickou (mechanickou) energii a energii tepelnou.

Při oddělené výrobě se vyrábí zvlášť elektřina v elektrárně a teplo ve výtopně. Teplo z kondenzační elektrárny je bez dalšího využití vypouštěno do ovzduší a tvoří tak ztráty 60-70 % z celkové energie. Výtopna má ztráty nižší, zhruba 15 % ale vyrábí pouze tepelnou energii. Sloučením výroby elektřiny a tepla do jedné velké kogenerační jednotky – teplárny, je dosaženo mnohem vyšší účinnosti při menší spotřebě paliva. Na následujícím obr. 6 je znázorněno, že převedením ztrátového tepla z oddělené výroby na využitelnou tepelnou energii v kogeneraci lze ušetřit až třetinu původního množství paliva. Elektřina vyrobená v teplárnách se dodává do distribuční soustavy a teplo je využito pro vytápění a k ohřevu vody domácností, veřejných budov a průmyslových provozů.



Obr. 6: Porovnání kogenerace s oddělenou výrobou tepla a elektřiny (upraveno z [12])

Použitím kogenerace tedy dochází k využití odpadního tepla, ušetření spotřeby paliva, a snížení produkce znečišťujících látek vzniklé během spalování oproti oddělené výrobě tepla a elektřiny. Celková účinnost teplárny v rovnici (2.1) lze vyjádřit jako součet elektrické a tepelné účinnosti, respektive jako poměr vyrobeného tepla  $Q$  a elektřiny  $E$  ku spotřebě paliva  $Q_{pal}$ .

Při doplnění kogenerace o chladicí jednotku lze mimo elektřinu a teplo vyrábět i chlad, v tomto případě se hovoří o trigeneraci. [13]

$$\eta_{kog} = \eta_e + \eta_t = \frac{E + Q}{Q_{pal}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

Kde:  $\eta_{kog}, \eta_e, \eta_t$  – kogenerační, elektrická a tepelná účinnost [%]

E – elektrická energie [GJ]

Q – tepelná energie [GJ]

$Q_{pal}$  – spotřeba paliva [GJ]

Kogenerační jednotky můžeme rozdělit podle elektrického výkonu na:

- mikrokogenerace - výkon do 50 kW<sub>e</sub>, malá zařízení pro jednotlivé budovy nebo menší podniky a skupiny budov
- malá kogenerace - výkon 50 kW<sub>e</sub> – 1000 kW<sub>e</sub>, využívané především v průmyslových podnicích
- velká kogenerace - výkon nad 1 MW<sub>e</sub>, využívaná pro centrální zásobování teplem v teplárnách a spalovnách [12]

## 2.1 Technologie v kogeneračních systémech

Velké kogenerační systémy pohání parní turbíny, spalovací turbíny nebo paroplynové uspořádání. Pro menší kogenerační jednotky se využívají spalovací motory.

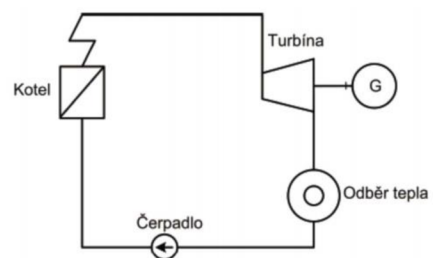
Samostatné spalovací turbíny se pro kombinovanou výrobu využívají minimálně. Častěji jsou instalovány v nepřetržitých provozech jako jsou strojírný nebo chemické továrny, kde jsou podobné požadavky na výrobu páry i elektřiny. Paroplynové systémy jsou součástí velkých provozů centrálního zásobování teplem. V době bez odběru tepla slouží plynové turbíny jako záložní zdroj pro výrobu elektrické energie.

U spalovacích motorů je hlavní výhodou možnost rychlého vypnutí a v případě potřeby okamžité zapnutí zařízení. Součástí jsou často akumulátory tepla nebo plynové kotle, které dodávají teplo při vypnutí. Používají se především v decentralizované soustavě.

U parních turbín rozlišujeme protitlakou a kondenzační turbínu. [14] [15]

### 2.1.1 Parní protitlaká turbína

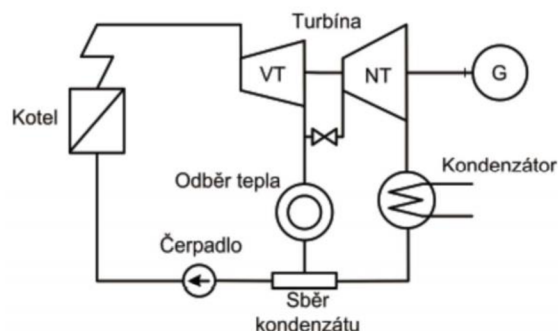
Jedná se o nejjednodušší seskupení, kdy všechna pára prochází turbínou, obr. 7. Průtok páry je závislý na odběru tepla za turbínou. Nelze regulovat množství elektřiny, protože výroba je řízená požadavkem na odběr tepla. Označuje se jako vynucená výroba elektřiny. Výhodou je malé množství chladicí vody a vysoká účinnost cyklu. Protitlaká turbína se navrhuje podle letní potřeby tepla a používá se jako základní zdroj dodávky tepla. [14]



Obr. 7: Schéma s protitlakou turbínou (převzato z [16])

### 2.1.2 Parní kondenzační odběrová turbína

Narozdíl od protitlaké turbíny lze u kondenzační turbíny provádět regulaci výroby elektrické energie nezávisle na odběru tepla. Část páry o dostatečné teplotě a tlaku je z turbíny odebírána pro zásobování teplem, jak je znázorněno na obr. 8. Odběry mohou probíhat ve více tlakových úrovních podle dalších požadavků na zpracování. Zbytek páry je použit pro kondenzační výrobu elektrické energie. Regulace se provádí množstvím odebírané páry. Turbína může jet čistě v kondenzačním režimu, kdy nedochází k žádnému odběru, ovšem existuje spodní hranice vynucené výroby elektrické energie. Kondenzační turbína má vyšší pořizovací náklady a nižší účinnost. [14]



Obr. 8: Schéma s kondenzační odběrovou turbínou (převzato z [16])

## 2.2 Teplárenský modul

V kombinované výrobě elektřiny a tepla je teplárenský modul  $\sigma$  jeden z hlavních faktorů charakterizující teplárnu. Je definován jako poměr vyrobené elektřiny k produkovanému užitečnému teplu, jak je vidět v rovnici (2.2). Čím je teplárenský modul vyšší, tím více elektřiny se při produkci daného tepla vyrobí. Teplárenský modul se používá pouze pro charakteristiku tepláren. V případě výtopy nebo elektrárny, která nevyrábí teplo se modul nepočítá.

$$\sigma = \frac{E}{Q} \quad (2.2)$$

Kde:  $\sigma$  – teplárenský modul [-]

Q – produkované teplo [J]

E – vyrobená elektřina [J]

Teplárenský modul uvedený v následující tab. 1 se odvíjí od způsobu provozu a použité technologie, která vyrábí energii. Hodnoty modulu nejsou konstantní a mohou se během provozu měnit. Hodnoty jsou dány typem tepelného stroje a jeho výkonem. [1]

Tab. 1: Teplárenský modul a použité technologie (převzato z [1])

Technologie	Teplárenský modul $\sigma$
Paroplynový cyklus	0,6-1,5
Kondenzační, odběrová parní turbína	0,4-0,6
Protitlaká parní turbína	0,3-0,55
Plynová turbína	0,3-0,7
Spalovací motor	0,7-1,0

## 2.3 Tepelné oběhy

Základními prvky termodynamiky, a tedy i teplotářství jsou tepelné oběhy. Vychází z 2. zákona termodynamiky z rovnice (2.3). Pracují na základě přeměny tepelné energie na energii mechanickou, kdy se teplo od teplejšího tělesa částečně transformuje na práci a zbytek tepla je předáno chladnějšímu tělesu. Ideální tepelné oběhy jsou tvořeny řadou termodynamických změn, po jejichž vykonání se látka vrátí do původního stavu. Tepelné oběhy se dělí na přímé a nepřímé cykly podle typu využití.

$$dQ = T * dS \quad (2.3)$$

Kde: Q – teplo [J]  
T – teplota [K]  
s – entropie [J/K]

### 2.3.1 Přímé cykly

Přímé cykly probíhají ve směru hodin a přeměňují přiváděné teplo na práci. Nachází se u tepelných motorů a turbín. Naopak nepřímé cykly, které se týkají chladících zařízení a tepelných čerpadel probíhají opačným směrem než přímé cykly. Práce je do cyklu dodávána a teplo odebíráno z chladnějšího média do teplejšího.

Efektivita cyklů je vyjádřena termickou účinností, která je dána podílem výstupních a vstupních hodnot. U přímého cyklu v rovnici (2.4) je účinnost vykonaná práce  $A_0$  vůči dodané práci  $Q_H$ , kde práci lze vyjádřit jako rozdíl přivedeného tepla  $Q_H$  a tepla odvedeného  $Q_C$ . U nepřímých cyklů je účinnost vyjádřena pomocí chladicího a topného faktoru. [17]

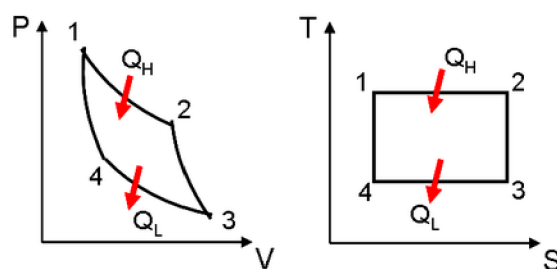
$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} \quad (2.4)$$

Kde:  $\eta_t$  – termická účinnost  
 $A_0$  – vykonaná práce [J]  
 $Q_H, Q_C$  – teplo přivedené a odvedené [J]

### 2.3.2 Carnotův cyklus

Carnotův cyklus je nejideálnější oběh s nejvyšší teoreticky dosažitelnou tepelnou účinností. Slouží pro porovnání účinnosti jiných cyklů. Je tvořen dvěma izotermickými a dvěma adiabatickými ději, jak je vidět na obr. 9. Mezi body 1-2 dochází k izotermické expanzi, ke změně syté kapaliny na sytou páru. Následně pára adiabaticky expanduje do bodu 3. Poté dochází ke kondenzaci a z bodu 4 do 1 k adiabatické kompresi.





Obr. 9: Carnotův cyklus v P-v a T-s diagramu (převzato z [18])

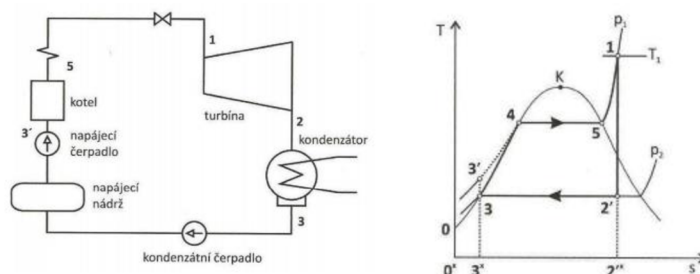
Termická účinnost Carnotova cyklu je závislá pouze na teplotách  $T_H$  a  $T_C$ , jak je uvedeno v rovnici (2.5). Vyšší účinnosti Carnotova cyklu lze dosáhnout zvýšením rozdílu mezi teplotami. Omezení maximální teploty  $T_H$  závisí na hodnotách kritické teploty, která je  $373,95\text{ }^\circ\text{C}$  a kritického tlaku páry  $22,064\text{ MPa}$ . [1]

$$\eta_t = \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad (2.5)$$

### 2.3.3 Rankin – Clausiuv cyklus

Rankin-Clausiu cyklus popisuje fázovou změnu látky. Je to základní oběh pro tepelné a jaderné elektrárny, jehož pracovní látkou je voda. Teplo je za konstantního tlaku přiváděno mezi body  $3'-1$  a odváděno v bodech  $2'-3$ . Rankin-Clausiu oběh na obr. 10 tvoří napájecí čerpadlo, kotel, turbína a kondenzátor. Voda je čerpána z nízkého tlaku pomocí čerpadla na tlak v kotli. Kapalina vstupuje do kotle, kde je izobaricky ohřívána na přehřátou páru. Poté pára adiabaticky expanduje v turbíně a dojde k poklesu tlaku a teploty. Z turbíny vystupuje vlhká pára, která zkondenzuje v kondenzátoru na sytou kapalinu a pokračuje k napájecímu čerpadlu.

V ideálním oběhu se čerpadlo a turbína chovají izoentropicky, tedy beze ztát. U skutečných oběhů dochází ke ztrátám vlivem tření a nárůstu entropie. [17]

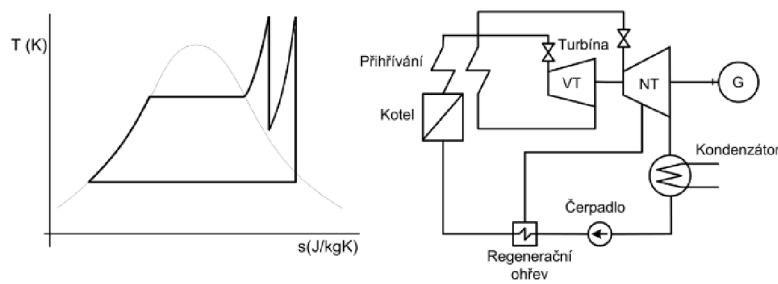


Obr. 10: Blokové schéma a T-s diagram R-C cyklu (převzato z [19])

## Zvyšování účinnosti

Pro zvýšení účinnosti R-C cyklu se používá přehřívání páry, regenerace nebo jejich kombinace, jak je znázorněno na obr. 11. V oběhu s přehříváním páry s nachází dvě sériově zapojené turbíny, vysokotlaká VT a nízkotlaká turbína NT. Do vysokotlakého dílu vstupuje pára z kotle, která je po částečné expanzi poslána do mezipřehříváku, kde je znovu ohřívána. Poté následuje expanze v nízkotlakém dílu. Přehříváním se snižuje vlhkost páry a následná kondenzace vody, čímž se snižuje možnost poškození lopatek a zvyšuje celková účinnost cyklu.

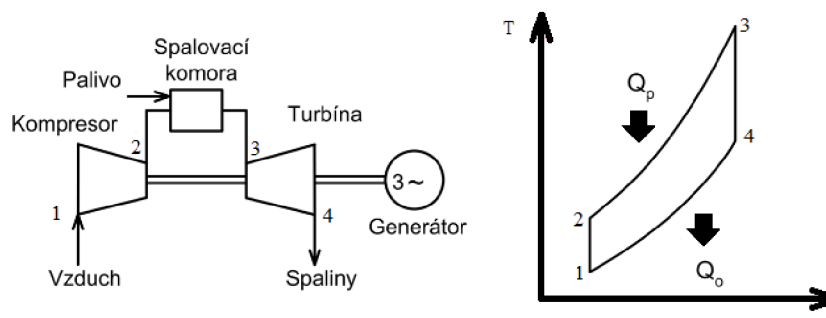
Regenerační cyklus spočívá v ohřevu napájecí vody vstupující do kotle párou z teplejší části cyklu. Částečně expandovaná pára je odebírána z turbíny a odváděna do regeneračního ohříváku. Pára může být odebírána z vysokotlaké části turbíny nebo z nízkotlaké části. Jedná se pak o vysokotlakou nebo nízkotlakou regeneraci. V regeneračním ohříváku je teplo z páry předáno napájecí vodě. Ohřátím napájecí vody na vyšší teploty je potřeba do kotle přivádět méně tepla, a tím se zvyšuje účinnost první části cyklu, která je nejnižší z celého oběhu. Odběr páry z turbíny sice snižuje vykonanou práci, nicméně teplo získané z regenerace je vyšší a celková účinnost také roste. [17]



Obr. 11: Přehřívání páry v R-C cyklu (převzato z [20])

### 2.3.4 Braytonův oběh

Braytonův cyklus popisuje oběh plynové turbíny, kdy je vzduch přiváděn izobaricky. Často je využívám u leteckých proudových motorů. Jedná se o nejjednodušší oběh s ohřevem za konstantního tlaku. V ideálním oběhu se skládá ze 2 izobarických a 2 izoentropických dějů. Z obr. 12 lze vidět, že Braytonův oběh je otevřený cyklus tvořen kompresorem, spalovací komorou a turbínou. Spalovací vzduch je přiváděn do kompresoru, kde dochází ke zvýšení tlaku a pokračuje do spalovací komory. Ve spalovací komoře je pracovní látka smíchána s palivem a zapálena. Do turbíny pak vstupují spaliny ze spalovací komory o vysoké teplotě a tlaku. Po průchodem turbínou jsou výfukové spaliny odváděny do atmosféry. Pro snížený tepelných ztrát, které vznikají odvodem výfukových spalin o vysokých teplotách mohou být spaliny využity v dalších zařízeních. Výhodou Braytonova oběhu jsou nízké investiční náklady a rychlý náběh. Pro zvýšení účinnosti cyklu jsou potřeba vyšší teploty a vhodné materiály (např. slitiny na bázi Ni, Co). Nevýhodou je požadavek na čisté palivo. [1]

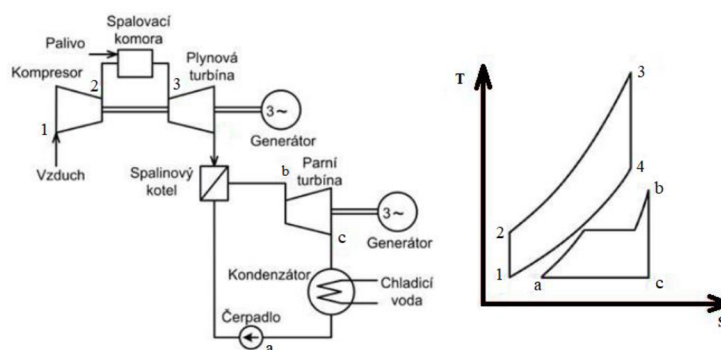


Obr. 12: Schéma Braytonova cyklu a T-s diagram (převzato z [20])

### 2.3.5 Paroplynový cyklus

Pro zvýšení celkové účinnosti je potřeba zvýšit střední teplotu přiváděného tepla, a naopak snížit střední teplotu odváděného tepla. Jednou z možností, jak toho docílit je i spojení více cyklů. Kombinací Braytonova a Rankinova cyklu získáme tzv. Paroplynový cyklus.

V první části paroplynového cyklu je palivo spolu s ohřátým vzduchem přiváděno do plynové turbíny, jak je zobrazeno na obr. 13. Odpadní teplo z plynového oběhu je přiváděno do spalínového kotle a pára vystupující z kotle expanduje na parní turbínu. Paroplynové cykly jsou mimo vysokou účinnost (42 - 58 %) vhodné i z důvodu rychlého najíždění, dobré regulace výkonu v plynové části a nízkým emisím. Příkladem paroplynového uspořádání je provoz teplárny Červený mlýn v Brně. [17]



Obr. 13: Schéma a T-s diagram paroplynového cyklu (převzato z [20])

### **3 VZNIK A ROZVOJ TEPLÁRENSTVÍ**

Potřeba výroby a obstarání tepla pochází už od pravěkých lidí. První vytápěné budovy znali již Římané a využívali teplo pro městské lázně. Základy současné podoby vytápění a ohřevu teplé vody vznikly na konci 18. století s rozšířením využití páry. Jednou z prvních budov, ve které bylo použito ústřední vytápění celého objektu, byl letní palác v Petrohradu. Využití páry jako zdroj tepla se rozhodl také James Watt a Neil Snodgrass. James Watt zásobil teplem z páry nejen svou dílnu ale i dům. Neil Snodgrass pak využil páru pro vytápění textilní továrny. Prvním párou dálkově vytápěným objektem se v roce 1853 stala americká námořní akademie v Annapolis. V roce 1877 vznikla v Lockportu v New Yorku první parní teplárna, která zajišťovala zásobování teplem z centrální kotelny. Přepravě tepla na větší vzdálenosti se stává účinnou až koncem 19. století.

V České republice došlo k prvnímu veřejnému zásobování teplem v roce 1904. Z Karlínské elektrárny v Praze byla párou zásobována nedaleká škola a radnice. K rozvoji teplárenství dochází začátkem 20. století. Rozrůstá se průmyslová výroba, vznikají nové dělnické byty a rostou i požadavky na množství páry na technologické procesy. Začíná se také řešit problém s rozptylem a množstvím emisí vypouštěných do ovzduší z domácích kamen a problémy se skladováním a dopravou uhlí. Řešením bylo vybudovat centrální zdroj s dopravou paliva po železnici a vysokým komínem pro rozptyl částic ze spalování. V roce 1929 kromě zavedení zásobování párou z elektrárny v Holešovicích do Veletržního paláce, začíná také výstavba moderní teplárny na Špitálce v Brně. Teplárna byla postavena za pouhých 20 měsíců. Již ve své době obsahovala kogenerační zařízení a byla vzorem pro další stavby.

Po úpadu během hospodářské krize a světové války se oblast teplárenství opět obnovuje a rozvíjí s rozšířením těžkého průmyslu a nárůstu energetické spotřeby. Jsou stavěny nové teplárny a elektrárny na tuhá paliva především v průmyslových oblastech na Ostravsku, na severu Čech, v Praze, Brně, Plzni nebo Hradci Králové. Kromě tuhých paliv se začínají využívat topné oleje, produkty ropy. Jejich využití ale nemá dlouhé trvání a ukončuje ho ropná krize v roce 1973. Během 70. let dochází k rozsáhlému budování panelových sídlišť, kterým dodávku tepla zajišťovaly okrskové kotelny nebo výtopny.

Od konce 20. století až do současné doby je čím dál větší důraz kladen na životní prostředí a ekologii. Do provozu se zavádějí odsiřovací zařízení a přibývají prvky měření a regulace. Vznikají nové přísnější zákony a energetické normy v oboru teplárenství. V současné době je snahou dosáhnout co nejvíce ekologických provozů nových i stávajících zařízení. [21] [22]

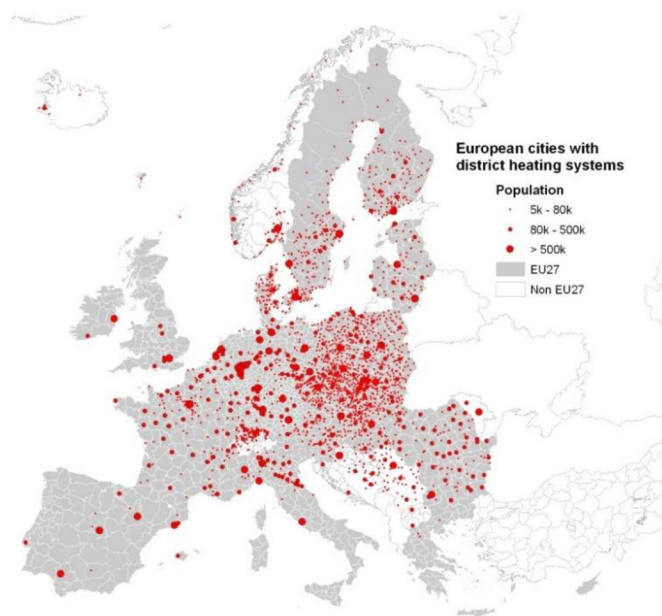
### 3.1 Zásobování teplem v Evropě

Systémy dálkového vytápění a chlazení se v jednotlivých částech Evropy liší. Jsou dány provozními principy, přírodními podmínkami i přístupem ke zdrojům energie jednotlivých států. Především v severních a střední části Evropy je rozvinuté dálkové zásobování teplem, jak znázorňuje obr. 14. V celé Evropě je dálkovým vytápěním zásobováno přes 72 milionu obyvatel, což je 10 % obyvatel Evropy.

Nejrozšířenější jsou tepelné sítě v hustě osídlených oblastech. V některých evropských městech jako je Kodaň, Vilnius, Helsinky nebo Varšava je až 90 % tepla v domácnostech dodáváno pomocí dálkového vytápění. Největší část energie pro vytápění pochází z kogenerace. Nejrozvinutější kogenerační ekonomika bychom našli v Dánsku, Nizozemsku a Finsku. Celkově největším množstvím dodávaného tepla pomocí dálkového vytápění se nachází v Německu a Polsku. Podíl připojených obyvatel k CZT v jednotlivých státech je na obr. 15.

Odvětví vytápění a chlazení představuje téměř polovinu spotřeby energie v EU. Spotřeba tepla se odehrává především ve třech oblastech. Je to rezidenční sektor představující obytné prostory, průmyslová výroba a sektor služeb. Největší podíl pak tvoří rezidenční sektor, který v roce 2015 představoval 54 % celkové spotřeby energie na vytápění a chlazením. Průmyslová výroba tvořila 24 % a sektor služeb 21 % spotřeby energie. Podíly se v jednotlivých zemích liší v závislosti na ekonomice a přírodních podmínkách.

V roce 2016 bylo v Evropské unii 75 % energie na vytápění a chlazení vyrobeno z fosilních paliv. Do roku 2050 je snahou nahradit fosilní paliva obnovitelnými zdroji a dosáhnou nulových emisí CO<sub>2</sub> v Evropě. Největší podíl obnovitelných zdrojů bychom našli v severních zemích jako Dánsko nebo Finsko. [23] [24]



Obr. 14: Evropská města se systémem dálkového vytápění (převzato z [53])

#### Dánsko

V Dánsku je k dálkovému vytápění připojeno 65 % celkového obyvatelstva a délka rozvodné sítě pro distribuci tepla je 30 800 kilometrů. Výroba energie pro dálkové vytápění vzrostlo od roku 2005 do 2017 o 5,6 %. Od roku 2005 se zvýšil také podíl využití obnovitelných zdrojů z 34,4 % na téměř 60 % a snížila spotřeba fosilních paliv. Od roku 2010 se snížil počet zařízení

využívající ropné produkty o třetinu. Dánsko je jedna ze zemí, která se snaží snížením emisí dosáhnout nulových hodnot již v roce 2035. [25]

### Island

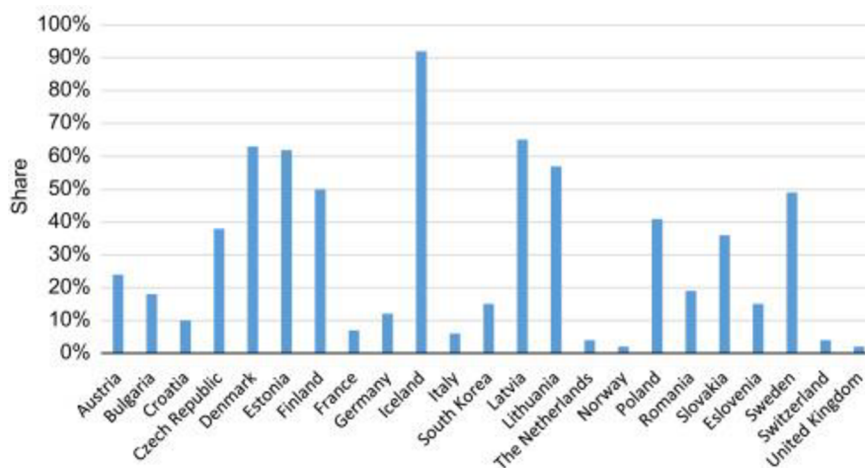
Na Islandu se nachází nejrozšířenější tepelná síť. Je k ní připojeno 93 % obyvatelstva. V roce 2017 bylo odběratelům distribuováno 8000 GWh. Islandská síť těží především z geotermální energie, které se na ostrově nachází. Od roku 1952, kdy geotermální energie tvořila 10 % využitelného paliva, došlo k nárůstu na 90 %. [26]

### Německo

Celkový instalovaný výkon pro centrální vytápění v Německu je 49 500 MWth zajišťující dodávky tepla pro přibližně 14 % obyvatelstva. V Německu je významný podíl tepelné energie, 83 %, vyroben v teplárnách. K přechodu na obnovitelné zdroje dochází velmi pomalu. Hlavní zdrojem jsou především fosilní paliva. V roce 2003 uhlí tvořilo 53 % paliva a v roce 2017 spotřeba klesla na 35,7 %. Vzhledem k uzavírání uhelných elektráren, ke kterému se Německo zavázalo, bude muset podíl tepla vyrobeného z obnovitelných zdrojů výrazně růst. [27]

### Finsko

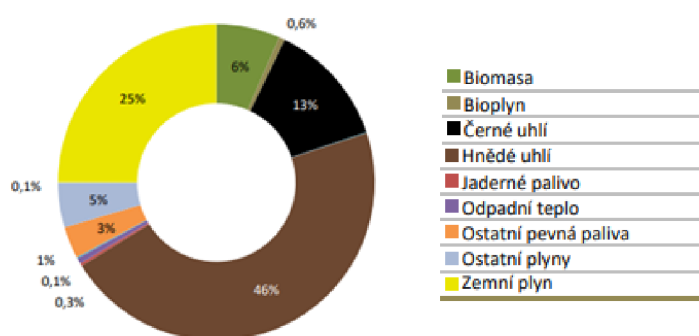
Ve Finsku využívá dálkové vytápění zhruba 50 % obyvatel. V některých regionech teplo z dálkového vytápění obstarává až 90 % spotřeby tepla. Jako ve většině ostatních zemí i ve Finsku je snaha o co nejvyšší podíl paliva z obnovitelných zdrojů. Za posledních 10 let využití biomasy vzrostlo na dvojnásobek. Jako opatřením pro snížení spotřeby fosilních paliv zavedla finská vláda vysoké daně. [28]



Obr. 15: Podíl obyvatel připojených k dálkovému vytápění v Evropě (převzato z [29])

### 3.2 Zásobování teplem v ČR

V České republice je hlavním zdrojem pro teplárenství hnědé uhlí. Využití hnědého uhlí ve velkém množství pochází z historického hlediska, kdy ho bylo dostatek a nebyly žádné alternativní zdroje. Uhlí je využíváno především ve velkých zdrojích CZT. Podíl černého a hnědého uhlí tvoří 59 % z celkových dodávek tepla, jak ukazuje graf na obr. 16. Spotřeba uhlí za poslední roky klesá. Druhým nejvyužívanějším palivem hlavně v menších zdrojích a decentralizovaných systémech je zemní plyn, jehož podíl na dodávkách tepla naopak roste. Za rok 2018 tvořil 25 % z celkové dodávky tepla. Poslední roky roste podíl výroby z biomasy, odpadního tepla a dalších obnovitelných zdrojů energie.



Obr. 16: Podíl paliv na dodávkách tepla (upraveno z [30])

Nejvíce tepelné energie v ČR je vyráběno v Moravskoslezském, Středočeském a Ústeckém kraji. Celkový instalovaný tepelný výkon v roce 2018 byl 42 698MW, z toho 68 % tepla bylo vyrobeno v kombinované výrobě elektřiny a tepla.

Největší spotřeba tepla je stejně jako v celé Evropě v rezidenčním sektoru, který tvoří téměř 40 %, v průmysl 32 % a 22 % v sektoru služeb. Centrálním zásobováním tepla je vytápěno téměř 1,6 milionů domácností, což tvoří 40 % domácností v ČR. [30] [31]



Obr. 17: Teplárny zatížené nákupem povolenek (převzato z [32])

Omezením tepláren jsou emisní limity a sním související prodej emisních povolenek. Povolenky jsou povinné pro všechny zařízení spalující fosilní paliva s tepelným příkonem větším než 20 MW. Toto omezení se týká většiny uhelných tepláren a zhruba 60 % tepláren na zemní plyn, jak je znázorněno na obr. 17. Problémem teplárenství je také snižující se potřeba tepla vlivem poklesu výroby v těžkém průmyslu, klesajícími cenami elektřiny nebo odpojováním se zákazníku od CZT. Pokles prodeje tepla v rezidenčním sektoru je také vlivem zateplením objektů a rostoucími průměrnými teplotami.

V některých oblastech je připojení na centrální zásobování teplem jedinou možností pro získání tepla. Především v centrech měst se tímto způsobem snižují lokální emise a hluk.

Největší teplárenské lokality v České republice včetně druhu výroby a používaného paliva jsou uvedeny v tab. 2. [32]

Tab. 2: Přehled hlavních teplárenských lokalit (upraveno z [31])

Označení oblasti	Teplárenský zdroj	Druh výroby	Používané palivo
Brno	teplárny Špitálka a Červený mlýn, spalovna	parní uhelná elektrárna, paroplynová teplárna, spalovna	zemní plyn, komunální odpad
České Budějovice	teplárna České Budějovice	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí
Hradec Králové, Pardubice + aglomerace	elektrárna Opatovice	parní elektrárna s odběrem tepla	hnědé uhlí
Chomutov, Klášterec nad Ohří, Kadaň	elektrárny Prunéřov II a Tušimice II	parní elektrárna s odběrem tepla	hnědé uhlí
Karlovy Vary + aglomerace	teplárna Vřesová	parní uhelná závodní elektrárna a teplárna	hnědé uhlí
Most + Litvínov	elektrárna Komořany	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí
Olomouc	teplárna Olomouc	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí, černé uhlí
Ostrava + aglomerace	elektrárna Třebovice, teplárna Přívoz	parní elektrárna s odběrem tepla, parní teplárna	černé uhlí, koksárenský plyn
Plzeň	teplárna Plzeň a Chotíkov	parní uhelná teplárna, spalovna odpadů	hnědé uhlí, biomasa, komunální odpad
Praha	elektrárna Mělník I	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí
Ústí nad Labem + aglomerace	teplárna Trmice	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí, biomasa
Zlín	teplárna Zlín (areál Svit)	parní uhelná teplárna	hnědé uhlí, černé uhlí



Jednou z velkých teplotných oblastí, která je v tab. 2, je také krajské město Brno. Následující kapitola se zaměřuje na popsání stavu teplotné sítě právě v Brně z důvodu tvorby modelu teplotné sítě, který je tvořen pro jeho městskou část.

### 3.3 Zásobování teplem v Brně

Brno je zásobováno teplem ze čtyř velkých zdrojů a zařízení pro energetické využití odpadu. Tepelná energie je získávána z provozů Špitálka, Červený mlýn, Brno-sever, Staré Brno a spalovny SAKO. Tepelná energie ze spalování komunálního odpadu pokrývá potřebu zhruba 22 % z celkové potřeby tepla a snižuje tím spotřebu zemního plynu. Centrálním zásobováním teplem je v Brně zásobováno přibližně 4000 odběrných míst, včetně velkých budov jako je AZ Tower, Vila Tugendhat, Masarykův onkologický ústav a další.

Kromě velkých zdrojů teplo zajišťují i lokální zdroje tvořené plynovými kotelnami. Brněnské teplotny vlastní 113 blokových kotelen a dva velké provozy, které svou velikostí přesahují lokální zdroje. Jedná se o výtopnu Kamenný Vrch (CVKV Svážná) a CZT Teyschlova v Bystrci. [33]

#### Špitálka

Nejstarším a největším zdrojem je Špitálka, která byla postavena v roce 1930 pro zásobování parou okolních textilních závodů. Od roku 1975 bylo z důvodu velkého požáru způsobeného uhelným prachem spalování černouhelného prachu nahrazeno zemním plynem. V současnosti se jedná o zdroj s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla za použití protitlakých turbín. Palivem je zemní plyn a teplo je dodáváno v páře i horké vodě.

Instalovaný tepelný výkon: 411 MW<sub>t</sub>

Instalovaný elektrický výkon: 80,6 MW<sub>e</sub>

#### Červený mlýn

Naopak nejmladším zdrojem je provoz Červený mlýn, který byl roku 1999 zrekonstruován z výtopny spalující uhlí na paroplynovou teplotnu s většinovou dodávkou tepla v horké vodě. Provoz Červený mlýn, tvoří hlavní spojovací uzel horkovodních napáječů pro Královo Pole, Žabovřesky a Lesnou. Od roku 2018 je v provozu systém s akumulací tepla v horké vodě, který tvoří dvě akumulační nádrže s objemem 9 900 m<sup>3</sup>. Jedná se o největší akumulační systém v ČR s uložením až 345 MWh tepelné energie.

Instalovaný tepelný výkon: 140 MW<sub>t</sub>

Instalovaný elektrický výkon: 95 MW<sub>e</sub>

### **Brno-Sever**

Teplo a elektřina v Brně-Sever jsou vyráběny v kombinované výrobě s parní protitlakou turbínou. Provoz je hlavním horkovodním uzlem mezi Líšeň, Vinohrady a Lesnou. Spalování mazut, původního paliva, bylo ukončeno v roce 2011. V roce 2016 byl jeden původní kotel na mazut nahrazen dvěma horkovodními plynovými kotli o výkonu 30 MW. Stávající dva kotle na mazut, později na plyn, dosahující výkonu 150 MW nejsou svou velikostí ani účinností již efektivní. Pro následující modernizaci bude výkon provozu snížen z 180 MW na 70 MW, což by měl do roku 2022 zajistit nový, menší a výkonnější kotel na dřevní štěpku o výkonu 40 MW, který nahradí dva stávající kotle na mazut. Instalováním kotle na spalování dřevní štěpky se sníží spotřeba zemního plynu a zvýší podíl obnovitelných zdrojů, které jsou žádoucí. [34]

Instalovaný tepelný výkon: 180 MW<sub>t</sub>

Instalovaný elektrický výkon: 3.5 MW<sub>e</sub>

### **Staré Brno**

Provoz Staré Brno funguje od roku 1964. Pára se vyrábí ve dvou středotlakých kotlích a palivem je zemní plyn. Teplo je dodáváno v podobě páry i horké vody.

Instalovaný tepelný výkon: 34 MW<sub>t</sub>

### **Kamenný vrch**

Centrální výtopnu Kamenný vrch tvoří plynová kotelna se čtyřmi kotly a kombinovaná výroba elektřiny a tepla v kogenerační jednotce o výkonu 800 kW<sub>e</sub>. V roce 2008 došlo k modernizaci a do provozu byly uvedeny tři nové teplovodní kotle. O rok později byla instalována kogenerační jednotka a odstavena původní kotelna.

Instalovaný tepelný výkon: 16,9 MW<sub>t</sub>

Instalovaný elektrický výkon: 0,736 MW<sub>e</sub>

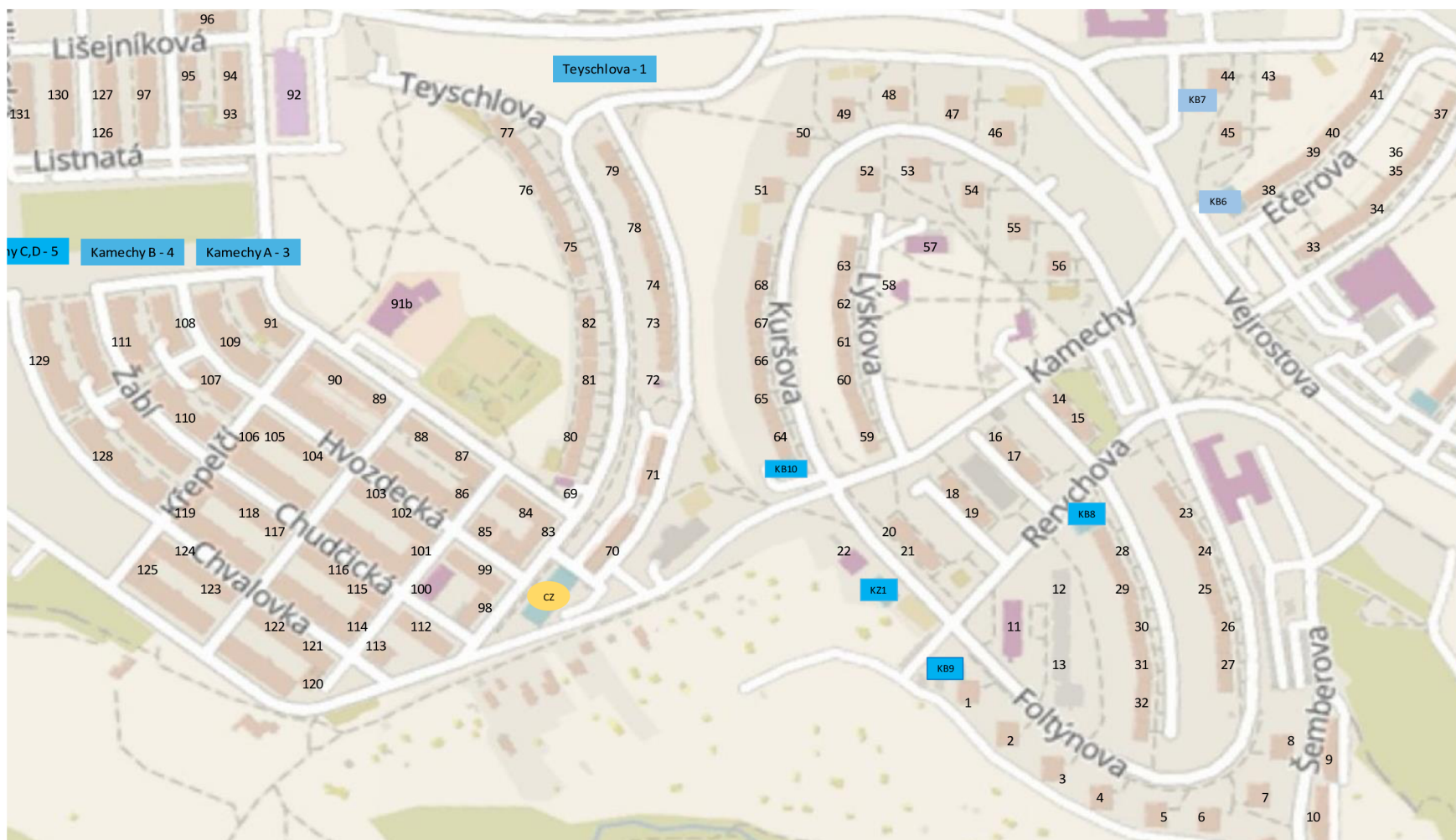
### **Teyschlova**

Provozu Teyschlova, který zásobuje městskou část Brno-Bystrc, je tvořen plynovou kotelnou v kombinaci s biomasovým zdrojem. Kotelna s částí na biomasu byla rekonstruována, čímž došlo ke snížení emisí, zvýšení výkonu a rozšíření soustavy CZT. Soustava byla rozšířena o propojení lokálních kotelen Ečerova a Vejrostova s kotelnou Teyschlova z důvodu snížení spotřeby a nahrazení zemního plynu dřevní štěpkou [33]

Instalovaný tepelný výkon: 21,2 MW<sub>t</sub>



Po získání délky potrubní trasy větví jsou dle mapy určena odběrná místa, která tvoří obytné a veřejné prostory, připojená k centrálnímu zásobování teplem. Pro následující výpočty je každé odběrné místo očíslováno a zaneseno do mapy, jak je uvedeno na obr. 19. Kromě bytových prostorů se v oblasti nachází také mateřská škola, domov důchodců, zdravotní středisko, supermarket, hospody a restaurace, kostel a obchod s potravinami.



Obr. 19: Mapa s odběrnými místy

V dalším kroku je nutné zjistit plochu a objem jednotlivých odběrných míst pro výpočet tepelných ztrát objektů. Plocha jednoho patra je určena opět pomocí aplikace GIS Brno, která obsahuje i katastrální mapu. Poté je zjištěn počet pater každé budovy pomocí google.maps street view nebo pomocí funkce panorama na seznam.mapy. Pro obytné budovy je zvolena výška patra 2,8 m vycházející z ČSN 734301 vyhlášky 268/2009 Sb., která definuje světlou výšku v obytných a pobytových místnostech na minimální hodnotu 2600 mm. Z plochy objektu, počtu a výšky pater je dopočítán objem každé z budov dle rovnice (4.1).

Výpočet objemu budovy  $V$  pro odběrné místo č. 1.

$$V = A \cdot n_p \cdot h = 403 \cdot 8 \cdot 2,8 = 9072 \text{ m}^3 \quad (4.1)$$

Kde:  $A$  – plocha jednoho patra [ $\text{m}^2$ ]

$n_p$  – počet pater

$h$  – výška jednoho patra [m]

#### 4.1 Výpočet potřeby tepla na vytápění

Na základě zjištěných objemů budov jsou vypočítány tepelné ztráty sdílením tepla do okolí, které jsou nahrazeny dodávajícím množstvím tepla pro vytápění. Pro zjištění tepelných ztrát se v literatuře nachází více postupů. Jedním z nich je zjednodušený postup obálkovou metodou. Za obálku budovy je považována podlaha, střecha a boční stěny. Pro výpočet je potřeba znát polohu budovy a vnitřní a vnější výpočtovou teplotu pro danou oblast. Dále je potřebná tloušťka stěn, počet vrstev, materiál, z kterého jsou stěny tvořeny a také typy oken a dveří. Hodnoty pak stačí zadat do vhodné online kalkulačky, která tepelné ztráty dopočítá.

Pro výpočet tepelných ztrát modelu v příloze č. 1 je vzhledem k nedostatku údajů použit následující postup s přibližným odhadem tepelných ztrát. Výchozím krokem je rovnice (4.2), která vychází z normy ČSN 73 0540-2, popisující tepelnou charakteristiku objektu na základě poměru obvodového pláště a obestavěného prostoru budovy. Norma je určena pro nově stavěné a rekonstruované objekty, což zohledňuje číslo  $q_{c,k}$ , které stanovuje požadované hodnoty, hodnoty doporučené, které jsou o 30% nižší než požadované a hodnoty přípustné, které jsou určeny pro rekonstruované objekty a jsou zhruba o 45% vyšší než doporučené. Tento postup je zvolen z důvodu nového a rozšiřujícího se sídliště. Pro starší část modelové oblasti jsou použity přípustné hodnoty, protože většina starších bytových domů prošla rekonstrukcí pro snížení tepelných ztrát nebo ji rekonstrukce v blízké době čeká. [36]

$$q_{c,n} = q_{c,k} \cdot \frac{3 \cdot \left(\frac{A}{V} + 0,1\right)}{\frac{A}{V} + 1,1} \cdot e \quad (4.2)$$

Kde:  $q_{c,n}$  – tepelná charakteristika budovy [ $W/m^3K$ ]

$q_{c,k}$  – charakteristika pro doporučenou, požadovanou a přípustnou hodnotu [ $W/m^3K$ ]

$A$  – plocha obvodového pláště obestavěného prostoru s okolním prostředím a stěny sousedící se zemí se započítávají za polovinu [ $m^2$ ]

$V$  – obestavěný prostor budovy (nezapočítávají se lodžie, prostory domovního vybavení ve spodní části) [ $m^3$ ]

$e$  – součinitel typu budovy, pro obytné a občanské budovy (školské, ubytovací, správní) je součinitel  $e = 1$  [-]

Hodnoty dílčí charakteristiky  $q_{c,k}$ :

$q_{c,k} = 0,4 W/m^3K$  – doporučená hodnota

$q_{c,k} = 0,5 W/m^3K$  – požadovaná hodnota

$q_{c,k} = 0,7 W/m^3K$  – rekonstruovaná hodnota

Celková tepelná ztráta budovy je dána vztahem (4.3).

$$Q_{c,n} = q_{c,n} \cdot V \cdot (t_i - t_e) \quad (4.3)$$

Kde:  $Q_{c,n}$  – tepelná ztráta [W]

$t_i$  – vnitřní průměrná teplota vytápěné budovy [ $^{\circ}C$ ]

$t_e$  – výpočtová normovaná teplota venkovního vzduchu [ $-15^{\circ}C$ ]

Vnitřní průměrná teplota je stanovena na  $20^{\circ}C$ . Venkovní výpočtová teplota má hodnotu ( $-12$ ;  $-15$ ;  $-18$ ) na základě posuzované lokality. Pro Brno platí  $t_e = -12^{\circ}C$ .

Podle klimatických podmínek je dáno charakteristické číslo  $B$ , které je uvedeno v tab. 4. Pro řadové budovy platí, že delší strany je minimálně 5x delší než kratší strana. Pro výpočet dle vzorce (4.3) je uvažována výpočtová teplota  $-15$  a charakteristické číslo  $B = 8$ .

Tab. 4: Charakteristické číslo budovy  $B$  (převzato z [37])

Krajinná oblast se zřetelem k intenzitě větru	Poloha budovy v krajině	Rychlost větru $w$ [m/s]	Charakteristické číslo budovy $B$	
			Řadové budovy	Osaměle stojící budovy
Normální krajina	chráněná	4	3	4
	nechráněná	6	6	8
	velmi nepříznivá	8	9	12
Krajina s intenzivními větry	chráněná	6	6	8
	nechráněná	8	9	12
	velmi nepříznivá	10	12	16

V případě jiné teplotní oblasti a jiných klimatických podmínek je potřeba korekce předcházející rovnice podle vztahu (4.4).

$$Q_{c,n}^k = \left[ Q_p + \frac{B}{8} Q_v \right] \cdot \frac{(t_i - t_e)}{(t_i + 15)} \quad (4.4)$$

Kde:  $Q_{c,n}^k$  – korigovaná tepelná ztráta [W]

$Q_p$  – podíl tepelné ztráty prostupem z celkové tepelné ztráty  $Q_{c,n}$  (70-60%) [W]

$Q_v$  – podíl tepelné ztráty infilrací z celkové tepelné ztráty  $Q_{c,n}$  (30-40%) [W]

$B$  – charakteristické číslo budovy dle ČSN 06 0210

Pro zkrácení a zjednodušení výpočtu je uvedena tab. 5, která nahrazuje rovnici (4.2). Hodnoty uvedené v tabulce jsou určeny pro obytné a občanské budovy, tedy  $e = 1$ , venkovní výpočtovou teplotu  $t_e = -15$  a charakteristické číslo budovy  $B = 8$ . Pro jiné varianty je potřeba použít přepočít z rovnice (4.4). [36]

Tab. 5: Hodnoty tepelné charakteristiky  $q_{c,n}$  (převzato z [36])

Geometrická charakteristika budovy A/V [m <sup>-1</sup> ]	Tepelná charakteristika $q_{c,n}$ [W/m <sup>3</sup> K]		
	požadovaná	doporučená	přípustná
0,2	0,35	0,28	0,48
0,3	0,43	0,34	0,60
0,4	0,50	0,40	0,70
0,5	0,56	0,45	0,79
0,6	0,62	0,49	0,86
0,7	0,67	0,53	0,93
0,8	0,71	0,57	0,99
0,9	0,75	0,60	1,05
1	0,79	0,63	1,1



Příklad výpočtu je uveden pro odběrná místo č. 1, bytový dům s 8 patry na ulici Foltýnova, kde plocha  $A = 2418,9 \text{ m}^2$  a objem budovy  $V = 9072 \text{ m}^3$ . Dům je rekonstruovaný, zjišťuje se tedy přípustná hodnota. Protože poměr  $A/V$  neodpovídá tabulkové hodnotě, pomocí interpolace se dopočítá příslušná hodnota  $q_{c,n}$ . Měrná tepelná ztráta se pak vynásobí objemem budovy a rozdílem teplot;  $t_i = 20 \text{ °C}$  a za venkovní výpočtovou teplotu je dosazeno  $t_e = -15 \text{ °C}$ . Dům je osaměle stojící budova v nechráněném území, tedy  $B = 8$  s venkovní výpočtovou teplotou pro Brno  $-12 \text{ °C}$ . Po korekci na správnou teplotu je výsledkem tepelná ztráta budovy.

$$\frac{A}{V} = \frac{2418,9}{9072} = 0,267 \rightarrow q_{c,n} = 0,564 \text{ W/m}^3\text{K}$$

$$Q_{c,n} = q_{c,n} \cdot V \cdot (t_i - t_e) = 0,564 \cdot 9072 \cdot (20 - (-15)) = 179\,081 \text{ W}$$

$$Q_p = 0,65 \cdot Q_{c,n} = 0,65 \cdot 179\,081 = 116\,403 \text{ W}$$

$$Q_v = 0,35 \cdot Q_{c,n} = 0,35 \cdot 179\,081 = 62\,678 \text{ W}$$

$$Q_{c,n}^k = \left[ Q_p + \frac{B}{8} Q_v \right] \cdot \frac{(t_i - t_e)}{(t_i + 15)} = \left[ 116\,403 + \frac{8}{8} 62\,678 \right] \cdot \frac{(20 + 12)}{(20 + 15)} = 163,73 \text{ kW}$$

Pro většinu budov platí výše zmíněný postup. Kromě obytných a občanských budov jsou součástí i budovy, na které tabulka nesedí a tepelné ztráty byly určeny odlišným postupem.

Pro výpočet tepelné ztráty kostela byla použita měrná tepelná ztráta pro halové stavby pro objekt bez světlíku, volně stojící s venkovní výpočtovou teplotou  $t_e = -12 \text{ °C}$ , kde  $q = 22 \text{ W/m}^3\text{K}$ .

Pro výpočet tepelné ztráty supermarketu Albert byla použita měrná tepelná ztráta objektu pro obchodní domy od  $5000 \text{ m}^3$  do  $100\,000 \text{ m}^3$  pro volně stojící stavby s rokem výstavby mladší než 2000 a venkovní výpočtovou teplotou  $t_e = -12 \text{ °C}$ . Měrná tepelná ztráta objektu byla z tabulky stanovena na  $q = 18 \text{ W/m}^3\text{K}$ .

Tabulky pro měrnou tepelnou ztrátu halové stavby a objektu pro obchodní domy jsou uvedeny ve Výpočtových tabulkách pro vytápění [36].

## 4.2 Výpočet potřeba tepla na ohřev TUV

Kromě potřeby tepla na vytápění je nutné počítat i s potřebou tepla pro ohřev teplé vody. Potřebné množství tepla na ohřev vody se určí z rovnic (4.5).

$$Q_{TUV,d} = (1 + z) \cdot \frac{\rho \cdot c \cdot V_{2p} \cdot (t_2 - t_1)}{3600} \quad (4.5)$$

Kde:  $Q_{TUV,d}$  - denní potřeba tepla pro ohřev teplé vody [kWh]

$z$  – koeficient energetických ztrát systému,  $z = 1$  pro okružkové rozvody

$\rho$  – hustota vody,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$c$  – měrná tepelná kapacita vody,  $c = 4180 \text{ J/kgK}$

$V_{2p}$  – celková potřeba teplé vody za 1 den [ $\text{m}^3/\text{den}$ ]

$t_1, t_2$  – teplota studené, resp. ohřáté vody;  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$

Potřebné množství teplé vody je definováno legislativními požadavky. Denní potřeba tepla je vztažena na měrnou jednotku, v případě obytných budov se jedná o jednu osobu. V jiných zařízeních může být měrnou jednotkou lůžko nebo jídlo. V literatuře se nachází více hodnot pro denní potřebu množství vody na jednu osobu. Rozdílné hodnoty, které jsou uvedeny v normách pro bytové domy jsou pro porovnání zapsány v tab. 6.

Tab. 6: Legislativní požadavky (převzato z [38])

Okrajové podmínky	$V_{2p}$ [ $\text{m}^3/\text{osoba.den}$ ]
ČSN 06 0320	0,082
ČSN EN 15 316-3	0,04

Norma ČSN 060 0320 uvádí požadavek na vodu  $0,08 \text{ m}^3/\text{den}$  na osobu, zatímco evropská norma ČSN EN 15 316-3 uvádí poloviční spotřebu, tedy  $0,04 \text{ m}^3/\text{den}$  na osobu. Tento rozdíl je dán jinými kritérii a účelem těchto norem. ČSN 060 0320 je určena pro návrhové výpočty teplé vody s ohledem na uživatelský komfort, zatímco norma ČSN EN 15316-3-1 se zaměřuje na potřebu snižování náročnosti přípravy teplé vody a je tudíž určena pro bilanční výpočty celkové energetické náročnosti. S ohledem na požadavky vyhlášky č. 120/2011 Sb. na návrhovou potřebu studené vody je proto vhodnější vycházet z normy ČSN EN 15316-3-1 pro návrhový výpočet potřeby teplé vody. Další vstupní hodnoty pro výpočet potřeby teplé vody dle ČSN EN 15 316-3 jsou uvedeny v tab. 7. [38]

Tab. 7: Potreba teple vody na měrou jednotku v zařízeních (převzato z [39])

Druh budovy	Potreba teple vody $V_{2p}$ [m <sup>3</sup> /měrná jednotka.den]	Měrná jednotka
Rodinný dům	0,04-0,05	osoba
Bytový dům	0,04	osoba
Ubytovací zařízení	0,028	lůžko
Domov pro seniory	0,04	lůžko
Čtyřhvězdičkový hotel s prádelnou	0,132	lůžko
Škola	0,005-0,01	osoba
Restaurace	0,01-0,02	jídlo
Průmyslový závod	0,03	sprchová koupel

Pro každé odběrné místo byla denní potřeba teple vody vynásobena počtem měrných jednotek, přičemž u bytových domů bylo přes katastr nemovitostí zjištěn počet bytů a za předpokladu obsazenosti bytu 3 osobami spočtena potřeba teple vody. Poté byla sečtena tepelná ztráta a potřeba tepla na ohřev teple vody jako potřebný výkon pro jednotlivá odběrná místa, vzorec (4.6). Odběrná místa v mapě byla nahrazena spočítanými výkony a rozdělena do skupin a trasa rozvodů rozdělena na menší úseky, které byly očíslovány dle obr. 20.

$$Q_c = Q_{cn}^k + Q_{TUV} \quad (4.6)$$

Kde:  $Q_c$  – celkový potřebný tepelný výkon pro odběrné místo [kW]

Příklad výpočtu uveden pro odběrné místo č. 1.

$$Q_{TUV,d} = (1 + z) \cdot \frac{\rho \cdot c \cdot V_{2p} \cdot (t_2 - t_1)}{3600}$$

$$Q_{TUV,d} = (1 + 1) \cdot \frac{1000 \cdot 4180 \cdot (0,04 \cdot 32 \cdot 3) \cdot (55 - 10)}{3600}$$

$$= 401,9 \text{ kWh} \rightarrow 16,75 \text{ kW}$$

$$Q_c = Q_{cn}^k + Q_{TUV} = 163,73 + 16,75 = 180,5 \text{ kW}$$



### 4.3 Průměr potrubí

Po výpočtu tepla potřebného pro dodání ke spotřebitelům, je nutné navrhnout potrubí, kterým bude teplo dodáváno. Pro zjištění potřebného průměru potrubí byla použita rovnice kontinuity, která vyjadřuje zákon zachování hmotnosti pro ustáleně proudící kapalinu ve vztahu (4.7). Z rovnice kontinuity je po rozepsání průřezu vyjádřen pomocí hmotnostního toku průměr potrubí ve vztahu (4.8). Jako maximální rychlost proudění v potrubí je zvolena rychlost 1,4 m/s. Výsledný průměr potrubí je zaokrouhlen na nejbližší hodnotu standardizovaných předizolovaných potrubí.

$$\dot{Q}_v = S \cdot w = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.7)$$

Kde:  $\dot{Q}_v$  – objemový průtok [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
S – průřez potrubí [ $\text{m}^2$ ]  
w – rychlost proudění [ $\text{m/s}$ ]  
 $\dot{m}$  – hmotnostní průtok [ $\text{kg/s}$ ]

$$d = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{w \cdot \rho \cdot \pi}} \cdot 1000 \quad (4.8)$$

Kde: d – průměr potrubí [mm]

Chybějící hmotnostní tok je vyjádřen z kalorimetrické rovnice (4.9). Pro výpočet je počítáno s vodou o teplotě 80 °C v přívodním potrubí a s teplotou 60 °C pro vratné potrubí. Za průtok Q je dosazen potřebný tepelný výkon pro spotřebitele, který je vypočítaný v předchozí kapitole. Tepelné výkony tvoří skupina odběratelů nacházejících se v úseku, pro který je průměr potrubí počítán. Z hmotnostního toku a průměru potrubí je zpětně dopočítána skutečná rychlost proudění v potrubí.

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \quad (4.9)$$

Kde: Q – tepelný výkon [kW]  
 $t_1$  – vstupní teplota vody [80 °C]  
 $t_2$  – teplota vratné vody [60 °C]

Určení hmotnostního toku, průměru potrubí a skutečné rychlosti proudění pro úsek č. 9b.  
Tepelný výkon na úseku  $Q = 1689,9$  kW.

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{1689,9}{4,18 \cdot (80 - 60)} = 21,8 \text{ kg/s}$$

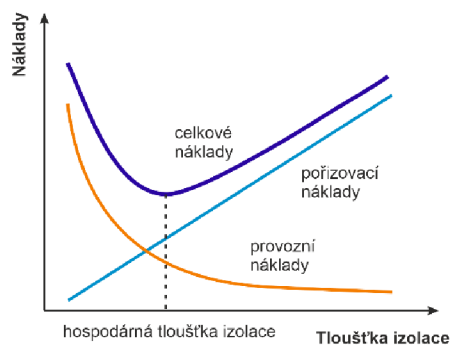
$$d = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{w \cdot \rho \cdot \pi}} \cdot 1000 = \sqrt{\frac{21,8 \cdot 4}{1,4 \cdot 1000 \cdot \pi}} = 140,7 \text{ mm}$$

$$v_{skut} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\left(\frac{d}{1000}\right)^2 \cdot \rho \cdot \pi} = \frac{21,8 \cdot 4}{\left(\frac{150}{1000}\right)^2 \cdot 1000 \cdot \pi} = 1,23 \text{ m/s}$$

### 4.3.1 Izolace potrubí

Kromě návrhu průměru potrubí je důležitá také jeho tepelná izolace. Hlavním úkolem izolace je snížit intenzitu tepelného toku a tím eliminovat množství tepelných ztrát. Tepelná izolace má důležitá především pro ekonomiku, protože s menšími tepelnými ztrátami klesají i provozní náklady. Izolace se používá pro přivodní i vratné potrubí soustavy. Kromě snížení tepelných ztrát je izolace významná pro udržení požadované teploty při transportu s jednoho místa na druhé. Dále slouží jako ochrana proti poškození potrubí a zajištění bezpečnosti provozu, především ochrana proti popálení osob horkým potrubím. V zimním období izolace chrání potrubí před mrazem.

Použitím izolace potrubí se zvyšují celkové náklady, a proto je důležité zvolit vhodnou tloušťku. Cena tepelné izolace závisí na průměru potrubí, použitém materiálu a její tloušťce. S rostoucí tloušťkou izolace na jednu stranu klesají tepelné ztráty naopak ale roste cena. Z tohoto důvodu se hledá tzv. hospodárná tloušťka izolace v závislosti na nákladech na obr. 21. Za hospodárnou tloušťku je považována tloušťka, kdy je součet nákladů na izolaci a nákladů na tepelné ztráty z dlouhodobého hlediska co nejmenší. [40]

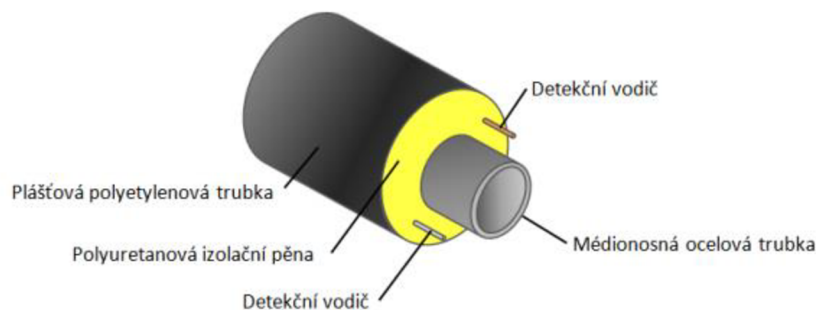


Obr. 21: Grafické stanovení hospodárné tloušťky izolace

Důležité jsou také posuzované vlastnosti izolací. Kromě tepelných vlastností jako jsou součinitel přestupu tepla a nejvyšší provozní teplota, jsou důležité i fyzikální a protipožární vlastnosti. Sledované fyzikální vlastnosti jsou objemová hmotnost, teplotní odolnost, odpor proti vlhkosti a odolnost proti kyselinám. U protipožárních vlastností se sleduje teplota tání a reakce materiálu na oheň.

Vhodný materiál se volí především na základě provozní teploty. Prvním používaným materiálem je pěnový polyetylen vyráběný z ropy. Jedná se o nejběžnější variantu tepelné izolace pro vnitřní rozvody. Používá se pro menší průměry do 150 mm. Často využívanou izolací pro vnitřní rozvody je také minerální vlna tvořená přírodním materiálem. Minerální vlna je ve většině případů opatřena povrchovou úpravou z hliníkové folie, čímž je odolnější vůči vlhkosti a vysokým teplotám. Dalším materiálem je syntetický kaučuk, který je vhodný pro použití vnitřních i vnějších rozvodů. Kaučuk se využívá hlavně ve vzduchotechnice a klimatizacích. Posledním a pro venkovní rozvody nejvhodnějším materiálem je polyuretanová pěna. [40]

Pro vytvořený model je počítáno s instalací bezkanálových rozvodů tepla za použití prefabrikovaného, tepelně izolovaného potrubí splňující požadavky evropské normy ČSN EN 253. Norma se vztahuje pouze na tepelně izolované armatury s nepřetržitým provozem s horkou nebo teplou vodou při provozních podmínkách do 120 °C. Potrubí se skládá z ocelových trubek, tepelné izolace z tvrdé polyuretanové pěny a vnějšího pláště z polyetylenu, jak je znázorněno na obr. 22.



Obr. 22: Schéma předizolovaného bezkanálového potrubí (převzato z [41])

Pro model je vybráno předizolované potrubí z katalogu firmy Fintherm z kategorie Standart, která je navržena pro max. teplotu 142 °C s přetlakem do 2,5 MPa. Životnost potrubí firma udává 30 let. Ocelové trubky, v kterých proudí médium jsou běžně vyráběna ze svařovaných trubek v průměru od 25 mm do 700 mm. PUR pěna, která tvoří izolaci, je tvořena směsí polyalkoholů a jako nadouvadlo pro pění je použit cyklopentan. Vlastnosti materiálů tvořící potrubí jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8: Vlastnosti předizolovaného potrubí (převzato z [41])

	Koeficient tepelné vodivosti $\lambda$ [W/mK]	Pevnost v tahu (tlaku) $\sigma$ [MPa]	Koeficient tepelné roztlačnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Materiál
ocelová trubka	46 – 54,5	350	$1,2 \cdot 10^{-5}$	P 235 GH, P265 GH
izolační pěna (+50 °C)	0,025	≥0,3 (tlak)	-	Polyuretan
plášť	0,43	≥17	$1,8 \cdot 10^{-4}$	PE-HD

Podle provozních podmínek se určuje izolační třída. Pro výpočet ideální izolační třídy je vypočítán tzv. provozní parametr  $I$  rovnici (4.10). Izolační třída se počítá pro nejvyšší provozní parametr. Pro model je počítáno s izolační třídou 2, pro kterou platí  $0,17 < I < 0,35$ . Tloušťka izolační vrstvy pro standartní průměry potrubí je uvedena na obr. 23.

$$I = f_a \cdot (t_w - t_e) \cdot \tau \quad (4.10)$$

Kde:  $I$  – provozní parametr

$f_a$  – součinitel daný podílem tepla, které je považováno za ztrátu

$t_w, t_e$  – teplota vody, resp. teplota okolí [°C]

$\tau$  – délka topného období [s]

DN	d . s (mm)	D (mm)	L (m)	Hmotnost (kg/m)	Tloušťka izolace (mm)	Objem vody (l/m)
25	33,7 . 2,6	110	6, 12	3,6	35	0,64
32	42,4 . 2,6	125	6, 12	4,5	38	1,09
40	48,3 . 2,6	125	6, 12	4,8	35	1,46
50	60,3 . 2,9	140	6, 12	6,3	37	2,33
65	76,1 . 2,9	160	6, 12	7,8	39	3,88
80	88,9 . 3,2	180	6, 12	9,7	43	5,35
100	114,3 . 3,6	225	6, 12, 16	14,1	52	9,01
125	139,7 . 3,6	250	6, 12, 16	17,1	52	13,79
150	168,3 . 4,0	280	6, 12, 16	22,2	52	20,18
200	219,1 . 4,5	355	6, 12, 16	32,8	63	34,67
250	273,0 . 5,0	450	6, 12, 16	47,0	83	54,30
300	323,9 . 5,6	500	6, 12, 16	61,0	82	76,80
350	355,6 . 5,6	560	6, 12, 16	70,1	95	93,20
400	406,4 . 6,3	630	6, 12, 16	89,3	104	121,80
450	457,0 . 6,3	630	6, 12, 16	94,6	79	155,10
500	508,0 . 6,3	710	6, 12, 16	107,9	93	192,80
600	610,0 . 7,1	800	6, 12, 16	145,4	84	276,70
700	711,0 . 8,0	900	6, 12, 16	188,7	82	377,62
800 až 1200 na vyžádání						

Obr. 23: Izolační třída 2 pro potrubí (převzato z [41])



## 4.4 Tepelné ztráty

Tepelné ztráty lze popsat jako množství tepelné energie, která uniká z proudící kapaliny o vyšší teplotě uvnitř trubek do okolí o nižší teplotě. K tepelné výměně dochází vždy z teplejšího povrchu do chladnějšího. Tepelná výměna je charakterizována třemi způsoby; vedením, konvekcí a sáláním.

### 4.4.1 Vedení

Vedení je způsob šíření tepla především v pevných látkách, kdy se vnitřní energie přenáší z místa s vyšší teplotou na místo s nižší teplotou. Vedení se vyskytuje také v kapalinách a plynech, kde je ovšem oproti zbylým dvěma způsobům přenosu tepla zanedbatelné. Veličina, která popisuje schopnost látky vést teplo se nazývá tepelná vodivost. Udává rychlost, s jakou se teplo šíří s teplejšího části látky do chladnější. Tepelná vodivost materiálu je dána součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda$ . Vedení tepla je dáno hustotou tepelného toku ve Fourierově zákoně v rovnici (4.11). [42]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \quad (4.11)$$

Kde:  $\dot{q}$  – hustota tepelného toku [W/m]  
 $\lambda$  – součinitel tepelné vodivosti [W/mK]  
 $dt$  – gradient teploty [°C]

Poslední člen rovnice (4.11) popisuje přímou úměru tepelného toku na teplotním gradientu. Výpočet tepelného toku je množství tepelné energie, které projde danou plochou v rovnici (4.12). Tepelný tok má vždy opačný směr než tepelný gradient, proto záporná hodnota součinitele tepelné vodivosti ve Fourierově zákoně.

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S \quad (4.12)$$

Kde:  $\dot{Q}$  – tepelný tok [W]  
 $S$  – plocha [m<sup>2</sup>]

### Vedení tepla rovinou a válcovou stěnou

Hustota tepelného toku u rovinné stěny je dána rozdílem teplot a tloušťkou povrchu  $\delta$ . U válcové stěny je rovnice (4.13) komplikovanější, protože dochází ke změně plochy, kterou teplo prochází. Tepelný tok u válcové stěny je vztažen na délku trubky, zatímco u rovinné stěny se jedná o její plochu. V případě složené stěny se výpočet hustoty tepelné vodivosti provádí sčítáním jednotlivých vrstev v rovnici (4.14). To platí pro rovinnou i válcovou stěnu.

$$\dot{q}_r = \lambda \cdot \frac{t_2 - t_1}{\delta_s} ; \quad \dot{q}_v = 2\pi\lambda \cdot \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (4.13)$$

Kde:  $\dot{q}_r$  – hustota tepelného toku pro rovinnou stěnu [W/m<sup>2</sup>]

$\dot{q}_v$  – hustota tepelného toku pro válcovou stěnu [W/m]

$t_1, t_2$  – teplota vnitřního a vnějšího povrchu [K]

$r_1, r_2$  – vnitřní a vnější poloměr trubky [m]

$\delta_s$  – tloušťka stěny [m]

$$\dot{q}_r = \frac{\Delta t}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} ; \quad \dot{q}_v = \frac{2\pi\Delta t}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad (4.14)$$

Pro zjednodušení v případě více vrstev lze použít analogií s elektrickým proudem a sériově řazenými odpory, které se sčítají. Vyjádření pomocí tepelných odporů pro rovinnou a válcovou stěnu je v rovnici (4.15).

$$R_r = \frac{\delta}{\lambda} ; \quad R_v = \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (4.15)$$

Kde:  $R_r$  – tepelný odpor pro rovinnou stěnu [m<sup>2</sup>K/W]

$R_v$  – tepelný odpor pro válcovou stěnu [mK/W]

#### 4.4.2 Konvekce

Konvekce neboli proudění je způsob přenosu tepla, který probíhá mezi tekutinami nebo při obtékání těles. Teplo se přenáší pohybem jednotlivých částí hmoty s rozdílnou teplotou. Tepelný tok konvekcí je dán Newtonovým ochlazovacím zákonem v rovnici (4.16). Charakteristickou veličinou je součinitel přestupu tepla  $\alpha$ , který udává přestupující tepelný tok za 1 vteřinu plochou 1 m při rozdílu teplot 1 K. Součinitel přestupu tepla nelze obecně vyjádřit, protože je ovlivněn více faktory jako jsou rychlost proudění, rozměry plochy nebo tepelná vodivost. Hustota tepelného toku pro rovinou a válcovou stěnu je uvedena v rovnici (4.17). [42]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot \Delta t \quad (4.16)$$

Kde:  $\dot{Q}$  – tepelný tok [W]

$\alpha$  – součinitel přestupu tepla [W/m<sup>2</sup>K]

$S$  – plocha stěny [m<sup>2</sup>]

$\Delta t$  – rozdíl teplot [K]

$$\dot{q}_r = \alpha \cdot \Delta t ; \dot{q}_v = 2\pi r \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad (4.17)$$

Kde:  $r$  – poloměr trubky [m]

Pro určení  $\alpha$  slouží podobnostní kritéria. Pro přestup tepla je základní bezrozměrnou veličinou Nusseltovo kritérium (4.18).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (4.18)$$

Nusseltovo číslo je funkcí Prandtlova a Reynoldsova nebo Grashofova kritéria v závislosti na typu proudění. V případě stacionárního přirozeného proudění je Nusseltovo číslo dáno vztahem (4.19). Pro nucené proudění pak platí (4.20).

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (4.19)$$

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4.20)$$

- Přirozená konvekce – proudění tekutiny je dáno pouze rozdílem teplot
- Nucená konvekce – proudění probíhá pomocí vnějšího zdroje, např. čerpadla

Prandtlovo kritérium popisuje vliv látkových vlastností a přestup tepla ve vztahu (4.21).

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\lambda} \cdot \rho \cdot c_p \quad (4.21)$$

Kde:  $\nu$  – kinematická viskozita [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$a$  – součinitel teplotní vodivosti [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$\lambda$  – součinitel tepelné vodivosti [ $\text{W}/\text{mK}$ ]

$\rho$  – hustota [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$c_p$  – měrná tepelná kapacita [ $\text{J}/\text{kgK}$ ]

Reynoldsovo kritérium popisuje vliv proudění na přestup tepla ve vztahu (4.22).

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (4.22)$$

Kde:  $w$  – rychlost proudění [m/s]  
 $l$  – charakteristický rozměr [m]  
 $\nu$  – kinematická viskozita [m<sup>2</sup>/s]

Grashofovo kritérium popisuje přestup tepla při volném proudění vztahem (4.23).

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t \quad (4.23)$$

Kde:  $g$  – gravitační zrychlení [m/s<sup>2</sup>]  
 $l$  – charakteristický rozměr [m]  
 $\beta$  – součinitel teplotní roztažnosti [1/K]

#### 4.4.3 Sálání

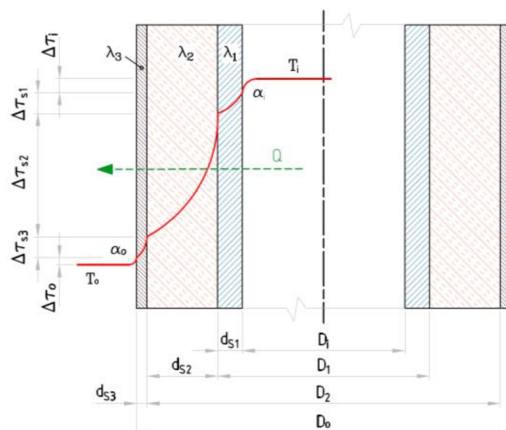
K přenosu tepla sáláním dochází vyzařováním elektromagnetických vln. Všechna tělesa vyzařují elektromagnetické záření v závislosti na teplotě, povrchu a barvě povrchu, která je popsána emisivitou. Na rozdíl od vedení a konvekce se sálání vyskytuje i ve vakuu. Při dopadu záření na jiné těleso je energie částečně pohlcena, částečně odražena a část energie projde tělesem. Přenos tepla sáláním popisuje Stefan-Boltzmannův zákon pro absolutně černé těleso v rovnici (4.24). Pro černá tělesa platí, že emisivita je rovna 1. Pro ostatní tělesa nabývá emisivita nižších hodnot.

$$E = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4 \quad (4.24)$$

Kde:  $E$  – celková energie [W]  
 $\varepsilon$  – emisivita, černé těleso  $\varepsilon = 1$  [-]  
 $\sigma_0$  – Stefan-Boltzmannova konstanta,  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>  
 $T$  – absolutní teplota [K]

#### 4.4.4 Prostup tepla

Prostup tepla se uplatňuje při průchodu tepla překážkou. Jde o kombinaci konvekce a vedení tepla viz obr. 24. Prostup tepla je dán obecným vztahem (4.25). Charakteristickou veličinou je součinitelem prostupu tepla  $k$ , který lze vyjádřit pomocí série tepelných odporů. Pro součinitel  $k$  u složené stěny pak platí rovnice (4.26).



Obr. 24: Schéma prostupu tepla

$$\dot{Q} = S \cdot k \cdot \Delta T \quad (4.25)$$

Kde:  $k$  – součinitel prostupu tepla [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$$k = \frac{1}{R_i + \sum_i^n R + R_e} \quad (4.26)$$

Kde:  $R_i$  – vnitřní součinitel přestupu tepla

$R_e$  – vnější součinitel přestupu tepla

$R$  – teplotní vodivost materiálů

### Prostup tepla válcovou stěnou

Tepelné ztráty jsou popsány takové v právních předpisech, kde vyhláška č. 193/2007 Sb. stanovuje součinitel prostupu tepla vztaženého na jednotku délky trubky v rovnici (4.27).

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2\lambda_{tr}} \ln \frac{d_1}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{iz} \cdot d_2}} \quad (4.27)$$

Kde:  $d_i$  – vnitřní průměr trubky [m]

$d_1$  – vnější průměr trubky [m]

$d_2$  – vnější průměr izolace [m]

$\alpha_{iz}$  – součinitel přestupu tepla na povrchu izolace [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$\alpha_i$  – součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$\lambda_{iz}$  – součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace [ $\text{W}/\text{mK}$ ]

$\lambda_{tr}$  – součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky [ $\text{W}/\text{mK}$ ]

Dle vyhlášky se součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky určí z kritériálních rovnic a na vnější straně tepelné izolace se respektuje také sálavá složka v rovnici (4.28).

$$\alpha_{iz} = \alpha_{iz,K} + \alpha_{iz,S} \quad (4.28)$$

Kde:  $\alpha_{iz,K}$  – součinitel přestupu tepla na povrchu izolace konvekcí [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha_{iz,S}$  – součinitel přestupu tepla na povrchu izolace sáláním [W/m<sup>2</sup>K]

Vyhláška také udává určující hodnoty součinitelů prostupu tepla vztažených na jednotku délky u rozvodů uložených v zemi. Hodnoty jsou uvedeny v tab. 9, kde řádek A platí pro pevná potrubí a řádek B pro pružná a zdvojená potrubí.

Tab. 9: Určující hodnoty součinitelů prostupu tepla (převzato z [43])

DN		20	25	40	50	65	80	100	150	200
k [W/mK]	A	0,14	0,17	0,21	0,23	0,25	0,27	0,28	0,36	0,39
	B	0,16	0,19	0,24	0,26	0,30	0,31	0,32	0,40	0,46

Pro výpočet prostupu tepla u rozvodů uložených v zemi se ve vztahu pro určení součinitele přestupu tepla  $k$  nahradí poměr  $l/\alpha_{iz}$  tepelným odporem vrstvy 1 m přilehlé zeminy  $R_z$  [m<sup>2</sup>K/W], pro který platí:

- sypká zemina a písek  $R_z = 1,11$  m<sup>2</sup>K/W
- skála  $R_z = 0,42$  m<sup>2</sup>K/W
- zemina nebo skála pod hladinou spodní vody  $R_z = 0$  m<sup>2</sup>K/W [43]

Zvolením tepelného odporu odpadá potřeba uvažovat sálavou složku při přestupu tepla.

Následující výpočet prostupu tepla a tepelné ztráty je uveden pro úsek č. 9b. Pro vyjádření Nusseltova čísla je uvažován případ nucené konvekce, protože pracovním médiem je voda, která je v potrubí dopravována pomocí oběhových čerpadel. Hodnotu Prandtlova čísla lze odečíst z tabulek pro teplotu 80 °C, kde  $Pr = 2,22$ .

Reynoldsovo číslo je vypočítáno z průměru potrubí, skutečného rychlosti proudění a kinematické viskozity.

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{1,23 \cdot 0,015}{3,645 \cdot 10^{-7}} = 506\,846$$

Nuseltovo číslo se vypočítá ze vztahu pro turbulentní proudění a z výpočtu se vyjádří součinitel přestupu tepla  $\alpha$ ,  $\lambda$  se určí z termodynamických tabulek pro vodu při teplotě 80 °C.

$$Nu = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4} = 0,023 \cdot 506846^{0,8} \cdot 2,22^{0,4} = 1159,2$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{1159,2 \cdot 0,668}{0,015} = 5162,4$$

Po zjištění součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky se dopočítá součinitel prostupu tepla potrubím pro vnitřní průměr potrubí 150 mm s tloušťkou izolace 52 mm.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{5162,4 \cdot 0,15} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,168}{0,150} + \frac{1}{2 \cdot 0,025} \ln \frac{0,272}{0,168} + \frac{1}{2 \cdot 0,43} \ln \frac{0,280}{0,273} + 1,11 \cdot \frac{1}{0,28}}$$
$$= 0,23 \text{ W/mK}$$

Hodnota součinitele prostupu tepla pro potrubí o vnitřním průměru je  $k = 0,23 \text{ W/mK}$ , což splňuje požadavky normy, kdy je pro 150 mm určující hodnota  $k = 0,36 \text{ W/mK}$ .

Pro zjištění součinitele prostupu tepla by se běžně použil výše uvedený postup. Ve vytvořeném modelu ale bylo pro určení součinitele přestupu tepla využito empirického vztahu. Vztah byl určen na základě dřívějších výpočtů vztažených na podmínky potrubní sítě v městě Brně a byl již použit v diplomové práci Ing. Ivy Pařízkové. Součinitel prostupu tepla je vyjádřen vztahem (4.29) pro úsek č. 9b.

$$k = 2,1 \cdot \frac{0,4d}{200} = 2,1 \cdot \frac{0,4 \cdot 150}{200} = 0,63 \text{ W/mK} \quad (4.29)$$

Kde:  $d$  – průměr trubky [mm]

Tepelná ztráta úseku je pak dána vztahem (4.30), kde je teplota okolí  $T_k = 8 \text{ °C}$  a  $T_i$  je vstupní teplota úseku.

$$Q_z = k \cdot L \cdot (T_i - T_k) = 0,63 \cdot 230 \cdot (79,8 - 8) = 12,5 \text{ kW} \quad (4.30)$$

Kde:  $Q_z$  – tepelná ztráta [kW]

$L$  – délka úseku [m]

#### 4.5 Účinnost potrubí z hlediska tepelných ztrát

Účinnost potrubí je dle vyhlášky 193/2007 Sb. dána vztahem (4.31). [43]

$$\begin{aligned}\eta_z &= \frac{\sum_{i=1}^n Q_{OD,i}}{Q_{ZD}} \\ &= \frac{\sum 12,70 + 47,89 + 2,27 + 9,17 + 34,59 + 1,64}{3795,1} \quad (4.31) \\ &= 0,0285 \rightarrow 2,85\%\end{aligned}$$

Kde:  $Q_{OD,i}$  – teplo odebrané i-tým odběrným místem [kW]

$Q_{ZD}$  – teplo dodané zdrojem [kW]

Celková účinnost potrubí jedné větve je poměrem odebraného tepla ve všech úsecích přivodního i vratného potrubí ku celkovému výstupnímu výkonu zdroje.

Tepelné ztráty jednotlivých větví jsou uvedeny v tab. 10.

Tab. 10: Přehled tepelných ztrát v oblasti

Úsek	Tepelná ztráta [kW]	Tepelná ztráta [%]
Teyschlova	79,81	2,11
Kamechy KVS	590,09	4,55
Kamechy A	89,00	4,05
Kamechy B	50,74	2,56
Kamechy C, D	104,51	4,60
<b>Celkem</b>	<b>914,15</b>	<b>3,94</b>



## 4.6 Metodika výpočtu

Po zjištění tepelné ztráty na přívodním potrubí je tato ztráta přičtena k tepelnému výkonu a označena jako vstupní tepelný výkon daného úseku. Za základě vstupního tepelného výkonu je přepočítán hmotnostní tok a následně průměr potrubí. Snižující se teplota vody je dopočítána z kalorimetrické rovnice pomocí tepelné ztráty úseku a teploty vody vystupující z předchozího úseku. U zdroje je počítáno s teplotou vody 80 °C. Iteračním postupem je dopočítána teplota vody v koncového úseku. Hmotnostní toky jsou naopak sčítány od koncového uživatele až ke zdroji. Tepelné ztráty jsou určeny i pro vratné potrubí. Po dopočítání teplot a tepelných ztrát úseku je určena účinnost potrubí z hlediska tepelných ztrát. Výpočtová tabulka je uvedena na obr. 25.

### 1. větev

#### Teyschlova

úsek	č.	1	2a	2b	3	
délka úseku	m	350	470	130	25	
kor. délka úseku	m	420	564	156	30	
tepelný výkon	kW	822,9	1909,3	2934,9	3780,0	
tepelná ztráta přívoc	kW	12,7	25,6	9,4	2,3	
vstup. tepelný výkon	kW	835,6	1934,8	2944,3	3782,2	
max rychlost proudě	m/s	1,4	1,4	1,4	1,4	
vstupní voda teor.	°C	80,0	79,9	80,0	80,0	
výstupní teplota vod	°C	79,7	79,7	79,9	80,0	
vratná voda	°C	60	60	60	60	
hm. Tok	kg/s	10,15	23,54	35,35	45,27	
průměr potrubí	mm	96,10	146,31	179,31	202,90	
potrubí	mm	100	150	200	250	
teplota okolí	°C	8	8	8	8	
skut, rychlost proudě	m/s	1,29	1,33	1,13	0,92	
k	W/mK	0,42	0,63	0,84	1,05	
tepelná ztráta	kW	12,70	25,56	9,43	2,27	49,96
tepelná ztráta vratky	kW	9,17	18,48	6,81	1,64	36,10
						2,28%

Obr. 25: Výpočtová tabulka

## 4.7 Tlakové ztráty

Výpočet proudění potrubím v každém úseku je dán Bernoulliho rovnicí (4.32), která popisuje zákon zachování energie při proudění ideální kapaliny (pro vstupní a výstupné průřez daného úseku). Při proudění kapaliny v potrubí vznikají odporové síly, které působí proti pohybu tekutiny. Vlivem odporových sil vznikají tlakové ztráty způsobující pokles tlaku tekutiny.

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho = p_2 + \rho gh_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho + \Delta p_{z1,2} \quad (4.32)$$

Kde:  $p_1, p_2$  – tlak na vstupu a výstupu úseku [Pa]

$\rho gh$  – hydrostatický tlak na vstupu a výstupu [Pa]

$\frac{w^2}{2} \rho$  – dynamický tlak [Pa]

$\Delta p_z$  – tlaková ztráta úseku [Pa]

Úpravou Bernoulliho rovnice vyjádříme tlakové ztráty potrubního úseku, které lze rozdělit na tlakové ztráty třením a místními odpory. Výsledná tlaková ztráta je pak jejich součtem dle rovnice (4.33).

$$\Delta p_z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta \quad (4.33)$$

Kde:  $\Delta p_z$  – celková ztráta [Pa]

$\Delta p_\lambda$  – tlaková ztráta třením [Pa]

$\Delta p_\zeta$  – tlaková ztráta místními odpory [Pa]

### Tlaková ztráta třením

Tlaková ztráta třením vzniká po celé délce potrubí. Ztrátu způsobuje třením kapaliny o povrch průtočného kanálu. Vlivem tření se snižuje kinetická energie. Pro dodržení průtoku v potrubí dochází ke snížení tlaku a tím se zajistí dostatek kinetické pro proudění tekutiny. Tlaková ztráta třením je popsána vzorcem (4.34). [44]

$$\Delta p_\lambda = l \cdot \frac{\lambda}{d} \frac{\omega^2}{2} \rho = l \cdot R \quad (4.34)$$

Kde:  $\lambda$  – součinitel tření [-]

$l$  – délka úseku potrubí [m]

$d$  – vnitřní průměr potrubí [m]

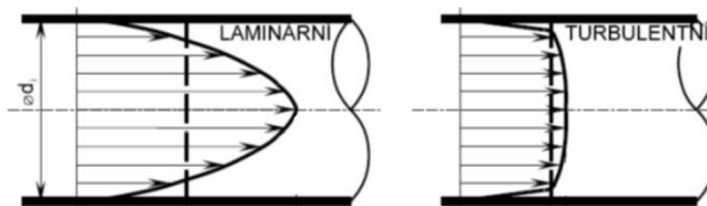
$\omega$  – rychlost proudící látky [m/s]

$\rho$  – hustota proudící látky [kg/m<sup>3</sup>]

Součinitel tření závisí na typu proudění, které určuje Reynoldsovo číslo, viz rovnice (4.22) v kapitole Tepelné ztráty. Proudění se znázorňuje pomocí proudnic, což jsou myšlené čáry znázorňující trajektorie jednotlivých částic proudící kapaliny. Rozlišuje se proudění laminární, turbulentní a přechodná oblast.

**Laminární proudění** se vyskytuje při menších rychlostech. Proudnice zůstávají rovnoběžné a částice se pohybují vedle sebe ve vrstvách, která se vzájemně nepromíchávají. Rychlostní profil laminárního proudění na obr. 21 zobrazuje, že nejrychleji se pohybují částice v ose trubice a směrem ke stěnám se rychlost snižuje. Laminární proudění je omezeno kritickou hodnotou  $Re_k = 2320$ .

**Turbulentní proudění** vzniká zvýšením rychlosti v laminárním proudění. Částice se nepohybují ve vrstvách, ale různě mezi jednotlivými vrstvami přechází. Dochází k promíchávání proudnic a tvorbě vírů a nepravidelným změnám rychlosti jednotlivých částic. Rychlost na obr. 26 je ve většině profilu stálá. Výjimku tvoří úzká část tzv. mezní vrstva, kde dochází k výrazné změně rychlosti. Turbulentní proudění vzniká postupně a vyskytuje se až v delších kanálech, které jsou dostatečně dlouhé pro přechod z laminárního na turbulentní proudění. Udává se délka 10 až 60 průměrů pro plně vyvinuté turbulentní proudění. [44]



Obr. 26: Rychlostní profil laminárního a turbulentního proudění (převzato z [45])

**Přechodná oblast** se nachází mezi laminárním a plně vyvinutým turbulentním prouděním v rozmezí  $2320 > Re < 6000$ . Jedná se o nestabilní oblast s pulsujícím prouděním. V návrhových výpočtech je snahou se této oblasti vyhnout.

### Součinitel tření

Pro laminární proudění,  $Re < 2320$ , platí jednoduchý vztah (4.35), závislý pouze na Reynoldsově čísle.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.35)$$

Pro turbulentní a přechodné proudění,  $Re > 2320$ , je součinitel tření určen z poloempirického Colebrookova vztahu (4.36).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \cdot \left[ \frac{\varepsilon}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]; \quad \varepsilon_p = \frac{k_p}{d} \quad (4.36)$$

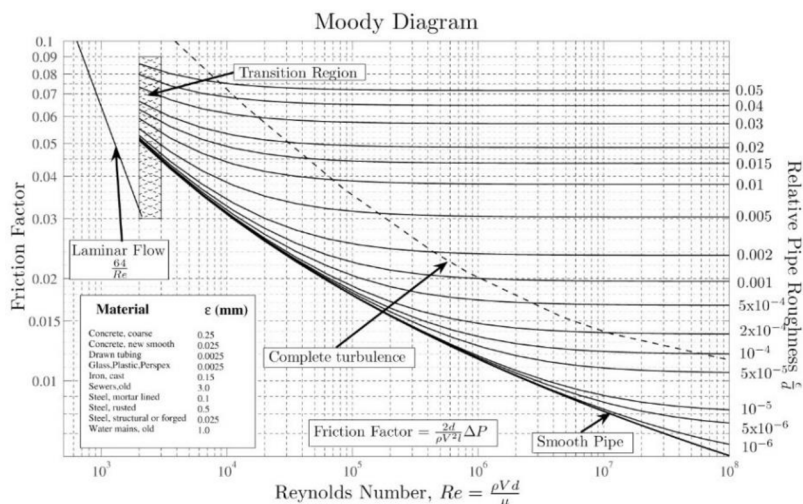
Kde:  $\varepsilon_p$  – relativní drsnost potrubí [-]  
 $k_p$  – absolutní drsnost potrubí [m]  
 $d$  – vnitřní průměr potrubí [m]

Drsnost potrubí se určuje dle použitého materiálu a délky používání viz tab. 11. Déle používané potrubí bude mít drsnější povrch než potrubí nově instalované. Za hydraulicky hladká potrubí jsou považována potrubí vyráběná ze skla, mosazi, hliníku nebo plastu.

Tab. 11: Drsnost potrubí (převzato z [46])

Druh potrubí	Stav potrubí	$\Delta$ [mm]
azbestocementové	nové	0,5
	po použití	1
ocelové bezešvé	nové	0,01 – 0,02
	po použití	0,15
	po delším provozu	0,3
ocelové svařované	nové	0,03 – 0,1
	mírně zrezivělé	0,3 – 0,7
	silně zrezivělé	2 - 4
litinové	nové	0,01 – 0,16
	po použití	0,5 – 1,5
	silně zrezivělé	2 - 3
plastové (PVC, PE)	nové	0,001 – 0,003
	po delším provozu	0,01 – 0,015
betonové	nové	0,15 – 0,5
	po delším provozu	1 - 3

Pro teplotní proudění je téměř vždy uvažováno turbulentní proudění. Součinitel tření u turbulentního proudění je závislý na Reynoldsově čísle  $Re$  a relativní drsnosti  $k$ . Od mezní hodnoty Reynoldsova čísla  $Re_M$  součinitel tření již nezávisí  $Re$ , ale pouze na drsnosti potrubí. Výpočet se provádí, dle již zmíněného vztahu 4.36, nebo lze hodnoty odečíst z Moodyho diagramu na obr. 27. Diagram zobrazuje závislost součinitele tření na relativní drsnosti a Reynoldsově čísle.



Obr. 27: Moodyho diagram (převzato z [47])

### Tlaková ztráta místními odpory

U přímého potrubí, které má stejný průměr po celé délce a neobsahuje žádné změny směru, zúžení nebo odbočky, uvažujeme pouze tlakové ztráty třením. Takové potrubní sítě se ovšem téměř nevyskytují. Většinu potrubí tvoří také armatury, kolena, oblouky, dělení proudů a další prvky, které způsobují změnu směru proudění, tvar průtočného kanálu nebo škrcení proudící kapaliny. Tlaková ztráta v těchto místech je označována jako tlaková ztráta místními odpory, která je závislá především na součiniteli místního odporu  $\zeta$ . Dále ji ovlivňuje rychlost proudění a hustota, jak je uvedeno v rovnici (4.37).

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho \quad (4.37)$$

Kde:  $\zeta$  – součinitel místního odporu [-]

Součinitel  $\zeta$  se určuje experimentálně zvlášť po každou armaturu. V literatuře lze nalézt množství rozdílných hodnot pro jednotlivé typy armatur. Jako výchozí zdroj je použita publikace jejíž autorem je Idelchik. Pro vytvořený model jsou počítány místní tlakové ztráty v úseku Kamechy B za předpokladu použitých tvarovek uvedených v tab. 12.

Tab. 12: Součinitel místního odporu (převzato z [48])

tvarovka	$\zeta$
koleno 90°	1
T průchod	0,2
T rozdělení	2
armatura (ventil)	0,3
redukce	0,5

### **Celková tlaková ztráta**

Pro výpočet celkové tlakové ztráty se pak použije vztah (4.38), což je součet místních a délkových ztrát celého úseku.

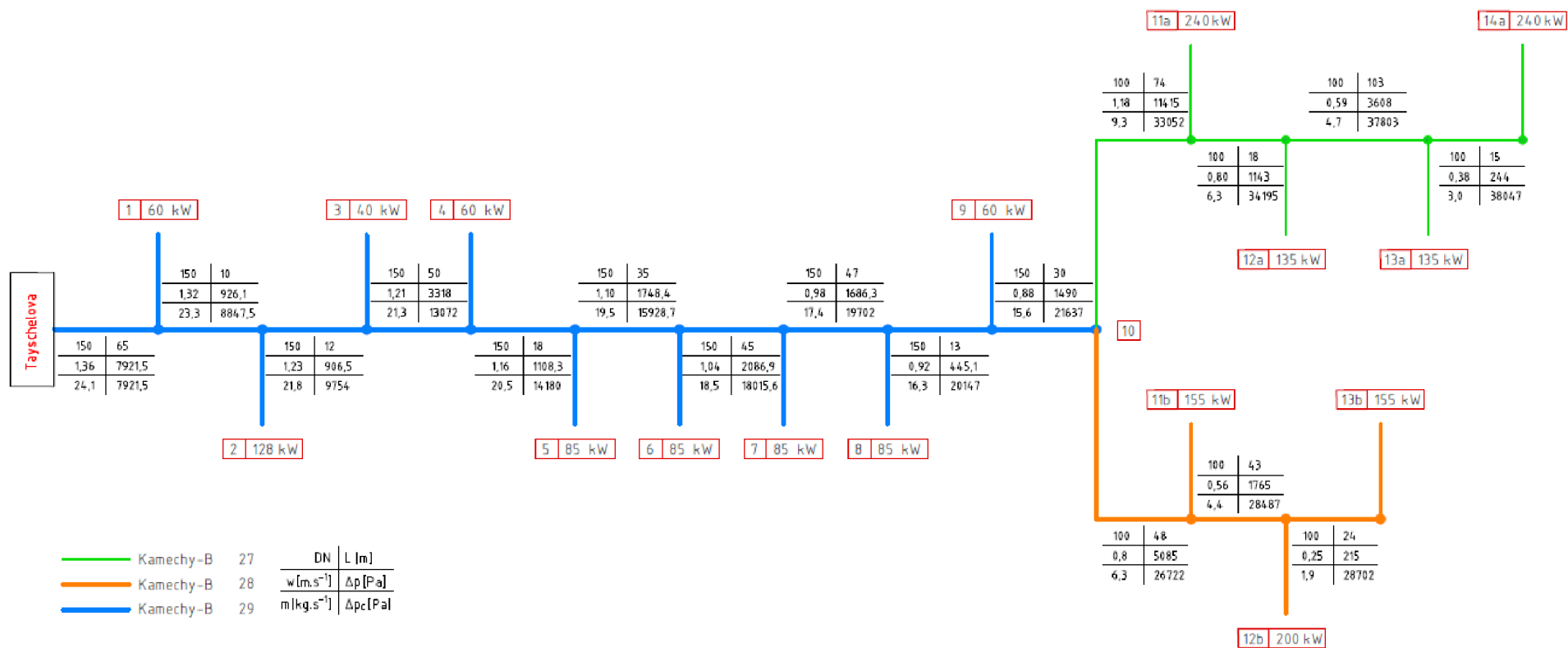
$$\Delta p_z = \sum (R \cdot l + Z) \quad (4.38)$$

V modelu byla vypočítána tlaková ztráta třením a tlaková ztráta místními odpory pro jeden vybraný úsek, přesněji pro Kamechy B. Tlaková ztráta třením byla vypočítána pro úsek dlouhý 778 m. Hodnota drsnosti potrubí byla zvolena  $k = 0,1$  mm na základě drsnosti materiálu pro ocelová svařovaná potrubí. Tlakové ztráty místními odpory byly určeny z dostupné mapy potrubní sítě.

Použité a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 13. Tlaková ztráta třením  $\Delta p_{tr}$  je nejdříve spočtena pro 1 metr délky a poté vynásobena délkou úseku. U tlakové ztráty místními odpory je vypočten součinitel místního odporu  $\zeta$  a poté dopočítána ztráta  $\Delta p_m$ . Následující sloupec  $\Delta p$  tvoří součet tlakové ztráty třením a místní tlakové ztráty pro jeden dílčí úsek. V posledním sloupci  $\Delta p_c$  jsou vyjádřeny kumulativní tlakové ztráty všech předchozích úseků na trase. Místo s největší tlakovou ztrátou je označeno jako hydraulicky nejvzdálenější místo, které je potřebné pro návrh čerpadla. Místo s největší tlakovou ztrátou pro větev Kamechy B je odběrné místo 14a, jak vyplývá z obr. 28.

Tab. 13: Tlakové ztráty, Kamechy B

Poz	Vz	m	n.v.	DN	Qc	hm. tok [kg/s]	w [m/s]	$\Delta p_{tr}$ [Pa/m]	$\Delta p_{tr}$ [Pa]	$\zeta$	$\Delta p_m$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]
0	0	0	339,7	150		24,1	1,36						
1	65	65	338,9	150	63,8	24,1	1,36	68,03	5306,34	2,90	2615,13	7921,47	7921,5
2	10	75	338	150	128,4	23,3	1,32	63,08	756,96	0,20	169,08	926,04	8847,5
3	12	87	337	150	39,7	21,8	1,23	52,71	759,02	0,20	147,50	906,52	9754,0
4	50	137	337	150	63,0	21,3	1,21	49,42	2965,20	0,50	352,82	3318,02	13072,1
5	18	155	337	150	86,3	20,5	1,16	45,23	976,97	0,20	131,28	1108,25	14180,3
6	35	190	337,6	150	87,2	19,5	1,10	38,81	1630,02	0,20	118,36	1748,38	15928,7
7	45	235	337,2	150	87,8	18,5	1,04	33,74	1821,96	0,50	264,92	2086,88	18015,6
8	47	282	337	150	87,9	17,4	0,98	28,23	1592,17	0,20	94,17	1686,34	19701,9
9	13	295	337	150	61,0	16,3	0,92	23,21	362,08	0,20	83,04	445,11	20147,0
10	30	325	337	150	1,6	15,6	0,88	20,35	732,60	2	757,22	1489,82	21636,8
11a	74	399	332	100	243,2	9,3	1,18	102,70	9119,76	3,40	2295,56	11415,3	33052,2
12a	18	417	332	100	135,3	6,3	0,80	50,00	1080,00	0,20	62,66	1142,66	34194,8
13a	103	520	334	100	138,4	4,7	0,59	28,50	3522,60	0,50	85,62	3608,22	37803,0
14a	15	535	333	100	241,1	3,0	0,38	12,80	230,40	0,2	13,84	244,24	38047,3



Obr. 28: Schéma větve Kamechy B s vyjádřením tlakových ztrát.



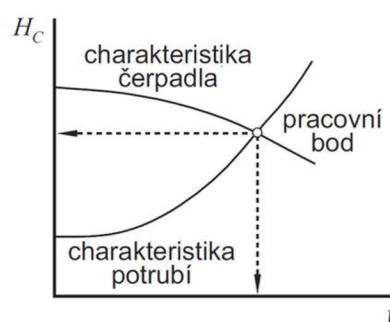
## Oběhové čerpadlo

Pro zajištění cirkulace vody v teplovodní síti jsou potřeba oběhová čerpadla. Starají se o dopravu horké vody ze zdroje k odběratelům a návrat ochlazené vody od odběratelů zpátky do kotle. Pro rozvody teplé vody se používají čerpadla mokroběžná nebo suchoběžná. Pro rozvody v domácnostech je častější varianta s mokroběžnými čerpadly, která jsou navržena tak, že kolem jejich rotujících částí proudí voda, která zároveň obstarává chlazení motoru a promazání ložisek. U suchoběžných čerpadel je motor oddělen ucpávkou a chlazen pomocí ventilátoru. Mazání ložisek probíhá samostatně. Oběhová čerpadla se rozlišují také podle regulace otáček na čerpadla

- bez regulace otáček,
- se stupňovitou regulací otáček
- s plynulou elektronickou regulací otáček.

Požadavky na čerpadla nejsou konstantní, a proto je na místě regulace. Starší typy mokroběžných čerpadel bez regulace otáček již byly Evropskou unií zakázány. U stupňovité regulace odpovídá každému stupni jiný výkon. Plynulá regulace otáček probíhá pomocí frekvenčního měniče. [49]

Pro návrh čerpadla je důležitá charakteristika čerpadla, která je dána objemovým průtokem a dopravní výškou. Objemový průtok čerpadla je součet předaného tepla spotřebitelům a tepelných ztrát úseku. Dopravní výška je vzdálenost, do které musí být čerpadlo schopno dopravit požadovanou kapalinu a vypočítá se z rovnice (4.39) pomocí tlakových ztrát. Průsečíkem charakteristiky čerpadla s charakteristikou potrubí se stanoví pracovní bod čerpadla na obr. 29. Pracovní bod je rovnováha mezi tlakem čerpadla, jeho výtlačnou výškou a hydraulickou ztrátou potrubí.



Obr. 29: Stanovení pracovního bodu čerpadla (převzato z [54])

$$h = \frac{2 \cdot \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta p_{ps}}{\rho \cdot g} = \frac{(2 \cdot 38 + 10 + 30) \cdot 1000}{9,81 \cdot 971,8} = 13,4 \text{ m} \quad (4.39)$$

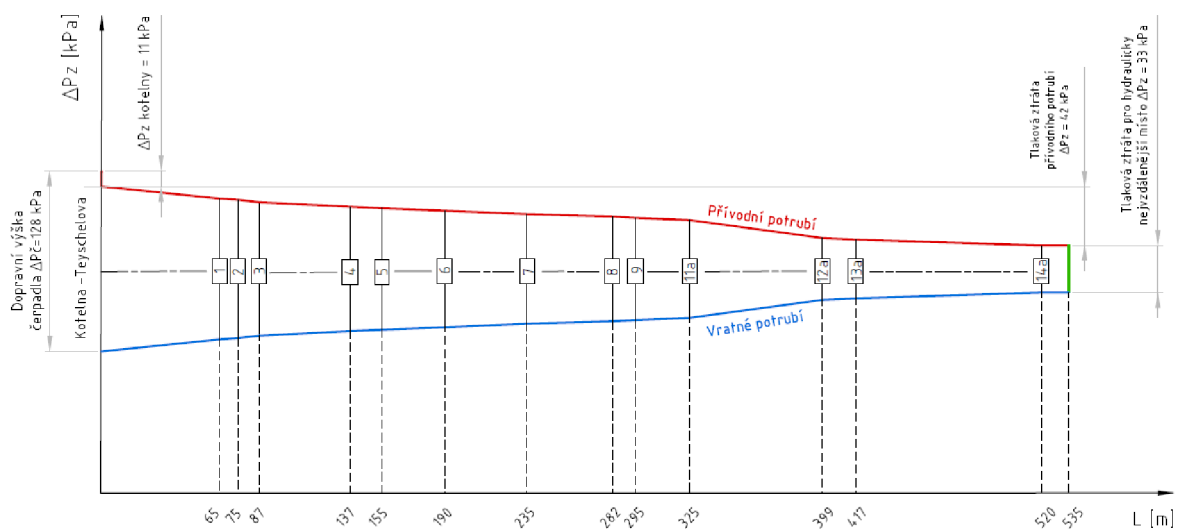
Kde:  $\Delta p_z$  – celková tlaková ztráta přívodního, resp. vratného potrubí [kPa]

$\Delta p_k$  – tlaková ztráta kotelní [kPa]

$\Delta p_{ps}$  – tlaková ztráta předávací stanice [kPa]

Tlaková ztráta kotelny zahrnuje 10 kPa a tlaková ztráta předávací stanice posledního odběratele byla pomocí softwaru společnosti Secespol vypočtena do 30 kPa pro trubkový nebo deskový pájený výměník.

Ztráty na daném úseku popisuje tlakový diagram tepelné sítě na obr. 30. Znárodnjuje tlakové poměry, které musí čerpadlo překonat v přívodním a vratném potrubí, v předávací stanici a u zdroje kotelny. Diagram je důležitý pro správné dimenzování sítě a musí splňovat několik podmínky, např. že v žádném místě nesmí být tlak vyšší, než je nejvyšší přípustný přetlak pro připojené předávací stanice nebo zajištění dostatečného tlakového spádu ve všech místech tepelné sítě, v kterých jsou připojeny předávací stanice. Kromě tlakových ztrát se v diagramu nachází také neutrální bod s konstantní hladinou tlaku, což je místo, kde má tlak za všech okolností a provozních režimů stejnou hodnotu. Hladina konstantního tlaku zajišťuje, že při výpadku oběhového čerpadla nedojde v žádném místě trasy k odpaření vody. [50]



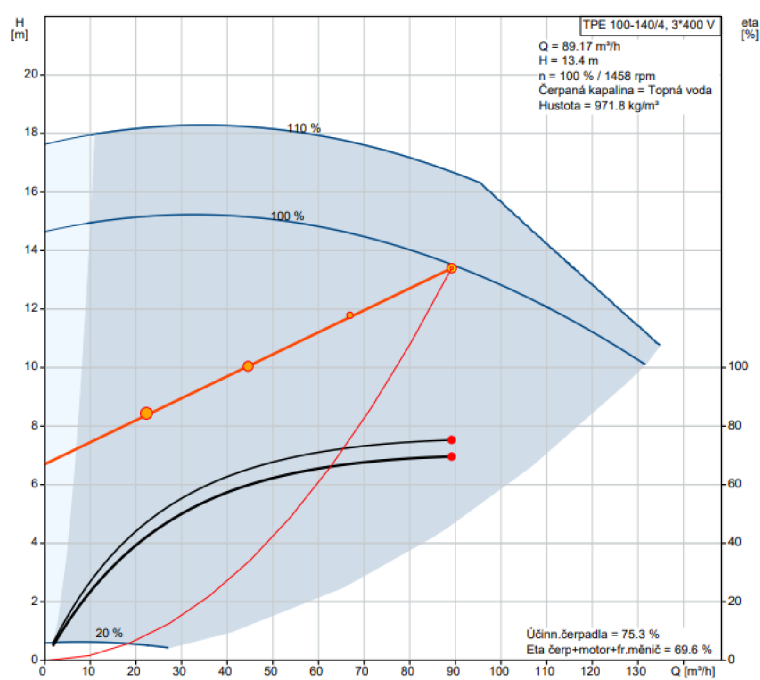
Obr. 30: Tlakový diagram tepelné sítě



Obr. 31: čerpadlo TPE 100-1140/4 (převzato z [51])

Čerpadlo je vybráno na základě průtoku a dopravní výšky podle návrhu na stránkách výrobce čerpadel Grundfos. Tlaková ztráta je dimenzována na hodnotu o 10% vyšší než výsledná celková ztráta. Softwarem zvolený model čerpadla je TPE 100-140/4 na obr. 31. Jedná se o jednostupňové suchoběžné odstředivé čerpadlo s frekvenčním měničem. Sací a výtlačné potrubí leží v jedné ose. Čerpadlo má odnímatelnou horní konstrukci s motorem a oběžným kolem pro snadné provedení údržby a servisní prohlídky.

Poloha pracovního bodu čerpadla na obr. 32 je dána dopravní výškou 13,4 m a objemovým průtokem 89,2 m<sup>3</sup>/h. Účinnost čerpadla je 75,3 %. [51]



Obr. 32: Charakteristika a pracovní bod oběhového čerpadla TPE 100-140/4 (převzato z [51])

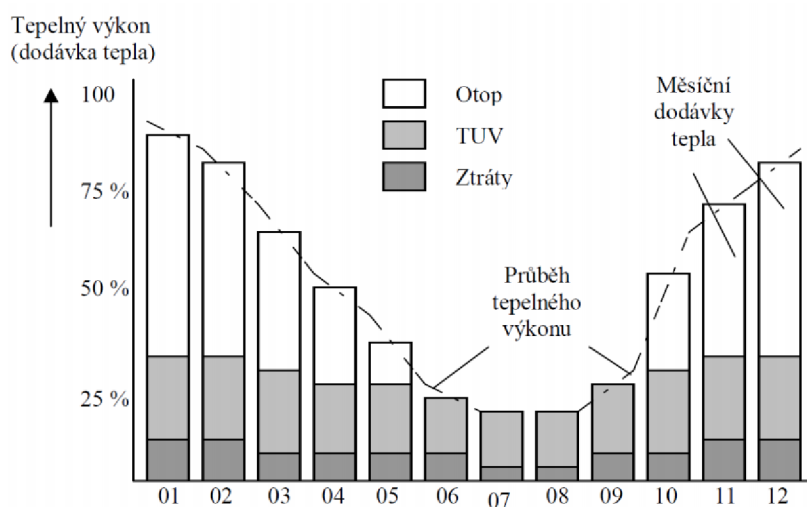
## 5 ZMĚNY VSTUPNÍCH PODMÍNEK

V předchozí kapitole je popsána situace pro zimní období, kdy probíhá topná sezona. Teplo se dodává do objektů pro vytápění a ohřev TUV. Potrubí je dimenzováno pro největší potřebný průtok, který nastává právě v zimním období.

### 5.1 Letní období

Mimo topnou sezónu se hovoří o tzv. letním režimu. Teplo je dodáváno pouze na ohřev teplé vody, proto je tepelný výkon výrazně nižší, jak znázorňuje diagram na obr. 33 (měsíce 06, 07, 08, 09). Dodávky tepla tvoří přibližně 15 ÷ 20 % zimní maximální potřeby tepla. Jak již bylo zmíněno v dřívější kapitole tepelné ztráty jsou závislé na prostupu tepla, teplotě vody a okolí a délce úseku. V případě, že se teplota vody pro zimní i letní období zůstává stejná, hodnoty tepelných ztrát se mění minimálně.

Jiná situace nastává z hlediska účinnosti tepelných ztrát potrubí, která závisí na poměru tepelných ztrát ku celkovému průtoku. Nižší potřeba tepla pro letní období snižuje množství požadovaného průtoku a s tím klesá i rychlost proudění v potrubí dimenzovaném na zimní provoz. Vlivem nižšího průtoku narůstá tepelná ztráta potrubí.



Obr. 33: Průběh tepelného výkonu během roku (převzato z [11])

V modelu bylo dodávka tepla snížena na 18 % původních hodnot. V tab. 14 jsou uvedeny tepelné výkony a ztráty pro jednotlivé větve i pro celou soustavu v porovnání se zimním obdobím. Z uvedených hodnot vyplývá, že v letním režimu tedy dochází ke snížení rychlosti vody v potrubí, tudíž i při obdobných tepelných ztrátách (s ohledem na zimní období) dochází k celkovému procentuálnímu zvýšení tepelné ztráty soustavy.

Pro vytvořený model je předpoklad nového předizolovaného potrubí bez parazitních ztrát s přesně dimenzovanými rozměry a teplotou. Díky těmto předpokladům dosahují tepelné ztráty pouze 4 % pro zimní období a 20 % v letním období. V rámci celé tepelné soustavy města Brna ovšem ztráty dosahují vyšších hodnot, což je způsobeno starším a předimenzovaným potrubím s vyšší provozní teplotou.

Tab. 14: Účinnost potrubí z hlediska tlakových ztrát pro zimní a letní období

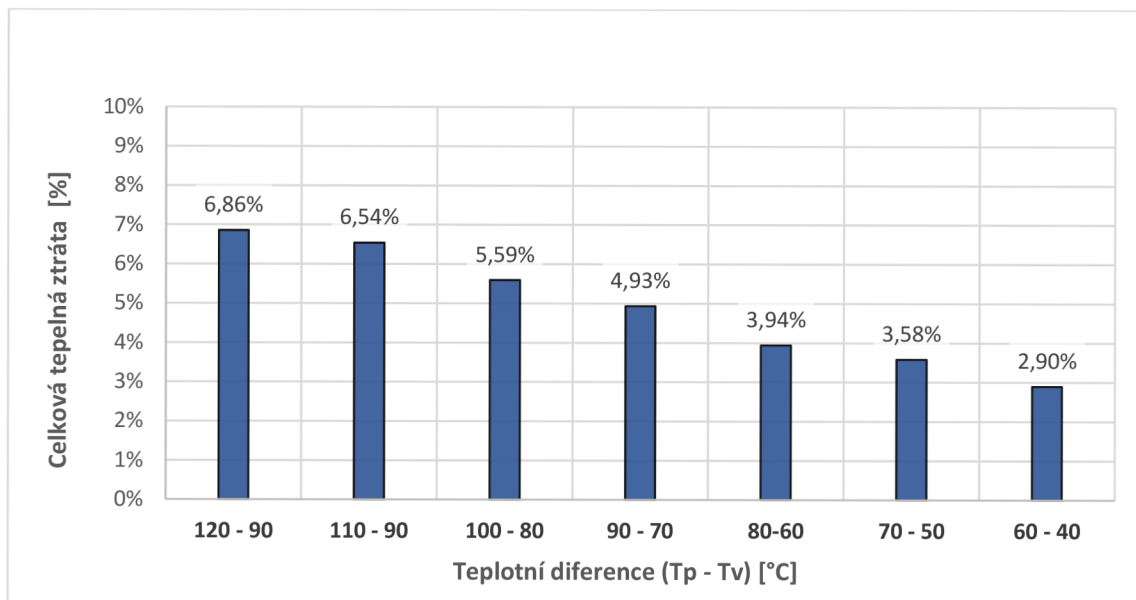
OBLAST	LETNÍ OBDOBÍ			ZIMNÍ OBDOBÍ		
	Tepelný výkon Q [kW]	Tepelná ztráta Q <sub>z</sub> [kW]	Tepelná ztráta [%]	Tepelný výkon Q [kW]	Tepelná ztráta Q <sub>z</sub> [kW]	Tepelná ztráta [%]
Teyschlova	721,6	85,93	11,91	3782,2	86,1	2,28
Kamechy KVS	2585,6	584,9	22,62	12942,2	590,1	4,56
Kamechy A	437,7	88,5	20,21	2199,8	89,0	4,05
Kamechy B	381,0	50,8	13,35	1983,2	50,8	3,20
Kamechy C, D	457,7	103,4	22,58	2272,6	103,6	4,56
<b>Celkem</b>	4583,7	913,5	19,93	23176,4	919,5	3,97

Množství tepelných ztrát lze ovlivnit změnou teploty proudícího média. Čím je vyšší teplota média, tím jsou tepelné ztráty potrubí vyšší. Tepelné ztráty jsou dány rozdílem teplot, protože další veličiny, kterými jsou délka a součinitel prostupu tepla se nemění. Mění se pouze teplota a s ní i množství dopravovaného média. Při snížení provozní teploty média, dochází k nižším tepelným ztrátám, ale také se výrazněji snižuje teplota u jednotlivých odběratelů. Je důležité kontrolovat, aby se voda o požadované teplotě dostala i k poslednímu zákazníkovi. Snižování teploty média je vhodnou variantou pro letní období, kdy není potřeba dodávat velké množství tepla. Snížením teploty klesnou tepelné ztráty a zajistí se ekonomičtější provoz. Následující grafy ukazují, jak teplota média ovlivňuje velikost tepelných ztrát.

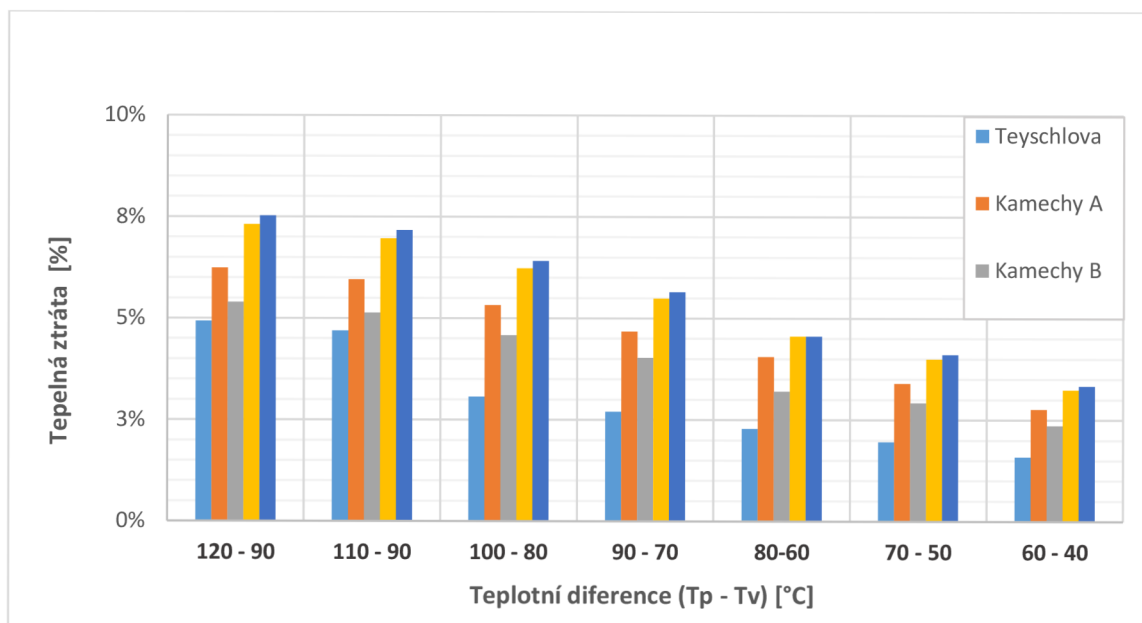
Na obr. 34 je jsou znázorněny měnící se tepelné ztráty v závislosti na klesající teplotě celé oblasti CZT Teyschlova pro zimní období. Pro porovnání byly uvažovány teploty od 60 °C do 120 °C. Při teplotě 120 °C a 110 °C s teplotou vratného potrubí 90 °C lze pozorovat rozdíl tepelných ztrát pouze o 0,3 %. Vynecháme-li nejvyšší teplotu a porovnáme druhou nejvyšší teplotu, tedy 110 °C, s nejnižší uvažovanou teplotou 60 °C s teplotní diferencí 20 °C v obou případech, zjistíme že tepelná ztráta 6,54 % u 110 °C je více než dvojnásobná oproti tepelné ztrátě 2,90 % při 60 °C. Použití nižších teplot je z hlediska tepelných ztrát sice výhodnější ale častější variantou je médium o vyšší teplotě s větší tepelnou ztrátou pro zajištění dostatečného teplotního spádu ve výměňkových stanicích všech odběratelů.

Druhý graf na obr. 35 popisuje měnící se tepelné ztráty v závislosti na teplotě pro každou větev zvlášť. Nejnižších hodnot dosahuje větev Teyschlova, což je ovlivněno nejkratší

délkou potrubní sítě. Naopak část Kamechy C+D a VS a kotelny dosahují nejvyšších tepelných ztrát ve všech případech. Na tomto grafu lze také pozorovat jednotlivé poměrové rozdíly mezi větvemi při různých teplotních diferencích.



Obr. 34: Celková tepelná ztráta oblasti v závislosti na teplotní diferenci pro zimní období



Obr. 35: Tepelné ztráty úseků v závislosti na teplotní diferenci v zimním období

## 6 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

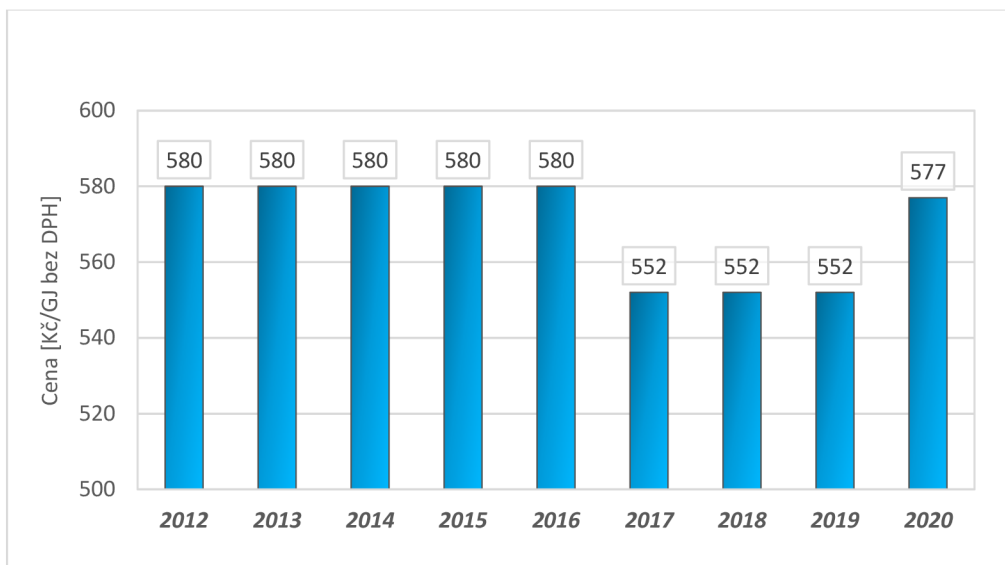
Důležitým faktorem pro CZT jsou ceny tepla. Výpočet ceny tepla je dán zákonem o cenách č. 526/1990 Sb. a cenovým rozhodnutím Energetického regulačního úřadu. Cena tepla se určuje na kalendářní rok a promítají se do ní ekonomicky oprávněné náklady, přiměřený zisk a daň z přidané hodnoty. V rámci jedné cenové lokality s odběrnými místy se cenová kalkulace během kalendářního roku nemění. Cenu tepelné energie v cenové lokalitě si určuje sám dodavatel na základě cenových předpisů.

Cena tepla na kalendářní rok se počítá jako předběžná a teprve po skončení kalendářního roku se určuje výsledná cena na základě skutečného množství tepelné energie a skutečných uplatněných ekonomicky oprávněných nákladů. Ekonomicky oprávněné náklady jsou náklady, které nezbytně souvisí s výrobou a rozvodem tepelné energie. Rozdělují se na proměnné a stálé ekonomické náklady. Hodnota proměnných ekonomických nákladů je přímo závislá na množství tepelné energie a tvoří ji především náklady spojené s palivem, nakoupenou tepelnou energií pro další rozvod a rozvod tepelné energie. Naopak stálé náklady nejsou přímo závislé na množství tepelné energie a jsou tvořeny náklady na opravy, odpisy, nájmy a mzdami.

Přiměřený zisk je posuzován z hlediska návratnosti použitého kapitálu v přiměřeném časovém období a z hlediska dlouhodobě obvyklé výše zisku dosahovaného při srovnatelných ekonomických činnostech. Teplárenství je různorodé odvětví a je obtížné určit jednotný ukazatel přiměřenosti zisku, a proto se zisk posuzuje individuálně v závislosti na konkrétních podmínkách. Kontroly přiměřeného zisku provádí Energetický regulační úřad (ERÚ), který je kontrolním orgánem v oblasti cen.

ERÚ ceny neurčuje ani neschvaluje, pouze zadává podmínky, dle kterých jsou ceny stanoveny. Ceny tepelné energie mohou být jednosložkové nebo dvousložkové. Jednosložková cena je vztažena na jednotkové množství tepelné energie (Kč/GJ). Dvousložkovou cenu tvoří proměnná složka a stálá složka ceny. Proměnná složka této ceny je vztažena na cenu paliva pro výrobu tepla a je spojena se skutečnou spotřebou tepla odběratelem. Obě složky jsou vztaženy na jednotkové množství energie (Kč/GJ). Účelem zavedení dvousložkové ceny je zamezit zvýhodnění dodavatele či odběratele při výrazných výkyvech počasí. Ceny jsou závislé také na jednotlivých krajích a na palivu, které se v dané oblasti využívá. V Jihomoravském kraji je hlavním zdrojem zemní plyn a průměrná cena tepla k roku 2019 je 614 Kč/GJ vč. DPH.

V městě Brně, pro které byl vytvořen model, zásobování teplem zajišťují Teplárny Brno. Od roku 2012 městské teplárny udržují stabilní cenu. V roce 2017 došlo dokonce ke snížení ceny o 5 %. Vývoj ceny tepla bez DPH od roku 2012 do 2020 je na obr. 36. Pro rok 2020 se cena za GJ tepla zvýšila o 4,5 %, ale také od 1.1.2020 došlo ke snížení DPH z 15 % na 10 % pro dálkové vytápění. Z toho vyplývá že cena zůstává pro zákazníky i nadále stejná. V současné době je cena za 1 GJ tepla v primární síti 533,5 Kč vč. DPH a 577 Kč resp. 634,7 Kč vč. DPH pro sekundární síť.



Obr. 36: Vývoj prodejní ceny tepla v Brně (Kč bez DPH/GJ) (upraveno dle [52])

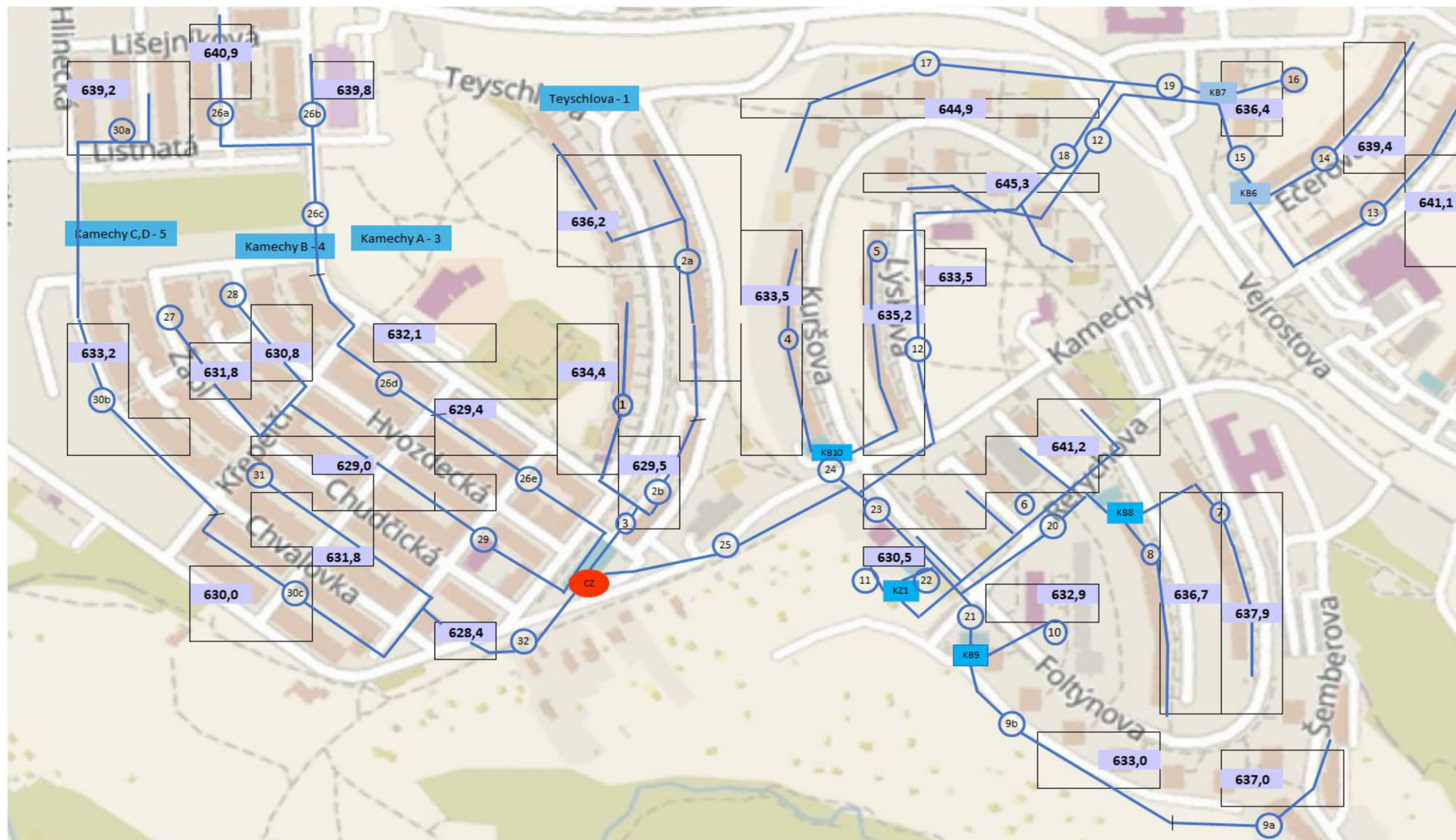
Cena tepla z CZT zahrnuje všechny provozní a výrobní náklady, proto na první pohled působí vyšší než alternativní zdroje tepla., které často v ceně nezahrnují náklady na údržbu a provoz, náklady na pravidelné kontroly a revize a odpisy.

Cena tepla dodávaného CZT je pro všechny zákazníky v cenové lokalitě stejná, ale náklady na dodávku tepla pro jednotlivé odběratele se liší. Teplo dodávané do vzdálenějších úseků má větší tepelné ztráty než místa, která jsou blíže zdroji tepla. S většími tepelnými ztrátami je potřeba dodávat více tepla a s tím se mění i cena pro vzdálenější zákazníky.

Vliv tepelných ztrát na cenu je znázorněno obr. 37. Pro jednotlivé skupiny odběratelů byla spočítána tepelná ztráta v rámci příslušné délky rozvodů, vynásobena cenou tepla za GJ a rozpočítána mezi množství odběratelů, kteří musí tuto ztrátu pokrýt.

Z obr. 37 vyplývá že nejvyšší ceny dosahují nejvzdálenější místa. Největší tepelná ztráta 43,5 kW se nachází na úseku 25, kde je hlavní spojovací potrubí mezi centrálním zdrojem a druhou větví, které je nejrozsáhlejší. Ve výsledku tato ztráta nemá na cenu nějak zásadní vliv, protože je rozpočítána mezi všechny odběratele druhé větve a tvoří pouze 1,4 Kč pro jedno odběrné místo. Velká tepelná ztráta 41,3 kW je také v úseku 6, kde je teplo dodáváno velkým panelovým domům na úseku téměř 700 m s předpokladem průměru potrubí 200 mm. Při volbě menšího návrhového průměru potrubí by však byla překročena maximální povolená rychlost, a proto je zvoleno potrubí s větším průměrem což způsobuje větší tepelné ztráty. Kvůli velké tepelné ztrátě je pak cena v této části 641,2 Kč/GJ i když v okolních úsecích je cena nižší. Nejvyšší ceny se zohledněním tepelných ztrát dosahují úseky č. 17 a 18, které jsou ve vzdálenější části od centrálního zdroje. Tyto úseky jsou poměrně dlouhé s malým počtem odběrných míst. Pro úsek č. 17 je cena 644,9 Kč/GJ a pro úsek č. 18 je cena 645,3 Kč/GJ tepla. Nejnižší cena 628,4 Kč/GJ je stanovena pro odběratele nejbližší zdroj.





Obr. 37: Cenová mapa oblasti

## ZÁVĚR

V předkládané práci je popsán princip centrálního zásobování teplem (CZT), který spočívá ve výrobě tepelné energie, rozvodu a dodávce tepla pro zákazníky. Jsou zde uvedeny zdroje pro získávání tepla a popsán rozdíl mezi teplárnou, elektrárnou, výtopnou a kotelnou. Dále je tepelná síť rozdělena na primární síť, která vede ze zdroje přímo k zákazníkovi a na sekundární síť, která je oddělena výměňkovou stanicí od primární sítě. Nositelem tepelné energie proudící v potrubní síti je buď pára nebo voda. V současné době jsou parní potrubí nahrazována horkovodními potrubím, a to i přes to, že pára má až pětinasobnou energetickou přenosovou schopnost oproti vodě. Bohužel pára má vyšší provozní teploty (až 210 °C) a vznikají velké tepelné ztráty. Náhradou parního potrubí za horkovodní tedy vzniká menší teplotní rozdíl mezi vstupním a výstupním potrubím a tím se snižují i tepelné ztráty a celý systém se stává úspornější.

Dále je popsán princip kombinované výroby elektřiny a tepla, který spočívá ve výrobě elektrické a tepelné energie v jednom zdroji a tím je dosaženo vyšší účinnosti a úspory paliva až o 30 % než u oddělené výroby elektřiny a tepla. Na kogeneraci navazují tepelné cykly používané v teplárenství, především paroplynový cyklus s účinností okolo 50 %, který je dosažen spojením Braytonova a Rankinova cyklu a na základě kterého pracují teplárny.

V evropském měřítku je teplem z CZT zásobováno přibližně 10 % obyvatel. V ČR je teplo z CZT poskytováno 40 % domácnostmi, přičemž je více než polovina (59 %) tepelné energie vyrobena z černého nebo hnědého uhlí.

V další části práce je vytvořen návrh tepelné sítě pro oblast Brno-Bystrc s jedním hlavním zdrojem. Oblast je rozdělena do 5 větví, které zásobují sídliště s délkou tepelné sítě téměř 12 km. Každá větev byla nejprve rozdělena na několik větších úseků. Pro každý tento úsek bylo spočítáno potřebné množství tepla, z kterého byly pomocí bilančních rovnic dopočítány rozměry potrubí a následně ideální tloušťka izolace pro minimalizaci tepelných ztrát. Poté byly vypočteny tepelné ztráty pro jednotlivé úseky a určena účinnost potrubí z hlediska tepelných ztrát. Pro topnou sezonu s teplotou vody 80 °C v přívodním potrubí a 60 °C ve vratném potrubí byly vyčísleny tepelné ztráty celé oblasti na 3,94 %. Výpočet tlakových ztrát byl proveden pro jeden vybraný úsek, konkrétně pro úsek Kamechy B. Na základě tlakového diagramu bylo pro zmíněnou oblast navrženo oběhové čerpadlo TPE 100-1140/4 s dopravní výškou 13,4 m a objemovým průtokem 89,2 m<sup>3</sup>/h s řízením pomocí frekvenčního měniče. Návrh tepelné sítě zahrnuje také změny průtoku a tepelných ztrát v letním období, kdy je teplo využíváno pouze pro ohřev TUV. Pro letní období je průtok snížen na 18 % původního množství a tepelné ztráty potrubí tvoří 19,93 %. Závislost tepelných ztrát na teplotě proudícího média je vyjádřena změnou teploty v přívodním potrubí, kdy s nižší teplotou klesají tepelné ztráty. Při 60 °C tvoří tepelné ztráty pouze 2,90 %. Snížením teploty se provoz stává více ekonomický, což je vhodné především pro letní provoz za sníženého průtoku.

Vliv tepelných ztrát je zohledněn také v ceně tepla, protože s rostoucím mařeným teplem roste i cena za GJ tepla. Následně vytvořená cenová mapa v poslední kapitole zobrazuje,

jak závisí výsledná cena tepla na tepelných ztrátách a vzdálenosti od zdroje. Při průměrné ceně 634,7 Kč/GJ tepla a zohlednění tepelných ztrát v zadané oblasti je cena pro vzdálenější úsek s velkými tepelnými ztrátami 645,3 Kč/GJ, zatímco pro oblast nejbližší zdroji s minimálními tepelnými ztrátami je cena 628,4 Kč/GJ tepla.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] HOLOUBEK, Dušan. *Kombinová výroba elektriny a tepla, trigenerácia a tepelná sieť*. Košice: Elfa, 2008. ISBN 978-80-8073-977-5.
- [2] POLESNÝ, Bohumil. *Teplárenství a potrubní sítě*. Vyd. 2. Brno: Ediční středisko VUT, 1989. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0057-9.
- [3] Základní pojmy v zásobování teplem. *Pražská teplárenská* [online]. Praha: Pražská teplárenská, 2019 [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <https://www.ptas.cz/cs/dodavky-tepla/prakticke-informace-pro-zakazniky/zakladni-pojmy-v-zasobovani-teplem/>
- [4] Způsoby výroby dálkově dodávaného tepla. *Dálkové vytápění - ekologické teplo bez starostí* [online]. Praha: Teplárenské sdružení České republiky, 2019 [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <http://www.naseteplo.cz/?id=0505>
- [5] Soustava zásobování teplem. In: *Teplárenské sdružení České republiky* [online]. Praha: Teplárenské sdružení České republiky, c2000-2020 [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: <http://www.tscr.cz/schema/?ids=10&h=550>
- [6] Rozvod tepla. *Dálkové vytápění - ekologické teplo bez starostí* [online]. Praha: Teplárenské sdružení České republiky, 2019 [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <http://www.naseteplo.cz/index.php?id=0510&1581003535#>
- [7] BROŽ, Karel. *Zásobování teplem*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2521-7.
- [8] Předávací stanice u odběratele a tlakově závislé připojení spotřebičů tepla. In: *TZBinfo* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2020 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/4848-predavaci-stanice-tepla-ve-vodnich-soustavach-czt-i>
- [9] ANDREOVSKÝ, Jan. Spalování paliv - Kotle. In: *Ekomonitor* [online]. Praha: Ekomonitor, 2013 [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: [http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/6\\_dil\\_1\\_andreovsky.pdf](http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/6_dil_1_andreovsky.pdf)
- [10] KADRNOŽKA, Jaroslav. Průběh zatížení, diagramy zatížení. *Teplárenství*. 1. vydání. Brno: CERM, 2001, s. 10-14. ISBN 80-7204-222-x.
- [11] KARAFIÁT, Josef. *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektriny a tepla* [online]. Praha: ORTEP, 2006 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>

- [12] POVÝŠIL, Roman. Mikrokogenerace – efektivní nástroj stability a bezpečnosti dodávek energie. In: *MPO-EFEKT.cz* [online]. Praha: Ministerstvo průmyslu a obchodu ČR., 2011 [cit. 2020-02-07]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/mikrokogenerace.pdf>
- [13] Výhody kombinované výroby. *Kombinovaná výroba - efektivní a ekologické využití paliva* [online]. Praha: Teplárenské sdružení České republiky, 2019 [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <http://www.kombinovana-vyroba.cz/?id=05&1581163604#>
- [14] BUDÍN, Jan. Kogenerace - princip, technologie a výhody. *O energetice* [online]. Třebíč: OM Solutions, 2020 [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektrina/kogenerace-princip-technologie-a-vyhody>
- [15] O kogeneraci. In: *ČEZ Energo* [online]. Praha: ČEZ, 2020 [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: <http://www.cezenergo.cz/cs/o-kogeneraci.html>
- [16] NĚMEC, Petr. Elektrárny. In: *DocPlayer* [online]. DocPlayer, 2020 [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: [docplayer.cz/9393660-Elektrarny-a2b13pel-2015-pel-1.html](http://docplayer.cz/9393660-Elektrarny-a2b13pel-2015-pel-1.html)
- [17] KADRNOŽKA, Jaroslav a Zdeněk SKÁLA. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1981. ISBN 04-240-81.
- [18] A Brief View upon Carnot Cycle and Gas Power Cycles. In: *Willy Yanto Wijaya* [online]. Indonesie: Willy Yanto Wijaya, 2009 [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <https://willyyanto.wordpress.com/tag/carnot-cycle/>
- [19] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [20] SEDLÁK, Rudolf. Termodynamika a termodynamické oběhy. In: *DocPlayer* [online]. Praha: DocPlayer, 2020 [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/44409098-Elektroenergetika-1-termodynamika-a-termodynamicke-obehy.html>
- [21] Historie a budoucnost dálkového vytápění. *Dálkové vytápění - ekologické teplo bez starostí* [online]. Praha [cit. 2020-02-01]. Dostupné z: <http://www.naseteplo.cz/?id=2020&1580567329#>
- [22] Historie dálkového vytápění v Praze. *Pražská teplotné* [online]. Praha: Pražská teplotné, 2014 [cit. 2020-02-01]. Dostupné z: <https://www.ptas.cz/cs/o-nas/aktuality-informace/aktualni-informace/historie-dalkoveho-vytapeni-v-praze-10285/>
- [23] Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on an EU Strategy for Heating and Cooling. In: *EUR-Lex*

- [online]. Brusel: EUR-Lex, 2020 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: [https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:4e259746-d559-11e5-a4b5-01aa75ed71a1.0001.02/DOC\\_2&format=PDF](https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:4e259746-d559-11e5-a4b5-01aa75ed71a1.0001.02/DOC_2&format=PDF)
- [24] KAVVADIAS, Konstantinos. *Decarbonising the EU heating sector* [online]. In: . 2019, s. 1-22 [cit. 2020-02-09]. DOI: 102760/943257. ISBN 978-92-76-08386-3. ISSN 1831-9424.
- [25] District Energy in Denmark. In: *Euroheat & Power* [online]. Brusel: Euroheat & Power, 2020 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.euroheat.org/knowledge-hub/district-energy-denmark/>
- [26] District Energy in Iceland. In: *Euroheat & Power* [online]. Brusel: Euroheat & Power, 2020 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.euroheat.org/knowledge-hub/district-energy-iceland/>
- [27] District Energy in Germany. In: *Euroheat & Power* [online]. Brusel: Euroheat & Power, 2020 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.euroheat.org/knowledge-hub/district-energy-germany/>
- [28] District Energy in Finland. *Euroheat & Power* [online]. Brusel: Euroheat & Power, 2019 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.euroheat.org/knowledge-hub/district-energy-finland/>
- [29] District heating and cogeneration in the EU-28. In: *Science Direct* [online]. Madrid: Elsevier, 2016 [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116301149#bib21>
- [30] Roční zpráva o provozu teplárenských soustav ČR. In: *Energetický regulační úřad* [online]. Jihlava: Energetický regulační úřad, c2014-2019 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: [http://www.eru.cz/documents/10540/5391330/Zprava\\_o\\_provozu\\_TS\\_2018.pdf/bec4c828-cc45-4c94-89dd-f156bf49165c](http://www.eru.cz/documents/10540/5391330/Zprava_o_provozu_TS_2018.pdf/bec4c828-cc45-4c94-89dd-f156bf49165c)
- [31] Centrální a decentrální výroba elektřiny a tepla. In: *EGÚ Brno* [online]. Brno: EGÚ Brno, 2019 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.egubrno.cz/wp-content/uploads/2018/03/EFEKT-centralni-a-decentralni-vyroba.pdf>
- [32] Situace v teplárenství je velmi vážná a vyžaduje okamžité řešení. In: *TZBinfo* [online]. Praha: Topinfo, 2001-2020 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/teplarenstvi/18152-situace-v-teplarenstvi-je-velmi-vazna-a-vyzaduje-okamzite-reseni>
- [33] Provozy. *Teplárny Brno* [online]. Brno: Teplárny Brno, c2014-2016 [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/provozy>
- [34] *Modernizace provozu Brno-Sever* [online]. Brno: Teplárny Brno, 2020 [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.stepkavbrne.cz/>

- [35] Mapa rozvodů. In: *Teplárny Brno* [online]. Brno: Teplárny Brno, a.s., c2014-2016 [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/mapa-rozvodu/>
- [36] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, Odborná sekce Vytápění, 2001. ISBN 80-02-01466-9.
- [37] Výpočet tepelné ztráty objektu dle ČSN 06 0210. In: *TZBinfo* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2020 [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: [https://vytapani.tzb-info.cz/docu/tabulky/0001/000107\\_help.html#B](https://vytapani.tzb-info.cz/docu/tabulky/0001/000107_help.html#B)
- [38] Legislativní požadavky v oblasti přípravy teplé vody. In: *TZBinfo* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2020 [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/14837-legislativni-pozadavky-v-oblasti-pripravy-teple-vody>
- [39] *ČSN EN 15316-3: Energetická náročnost budov - Metoda výpočtu potřeb energie a účinností soustav*. Praha: Evropský výbor pro normalizaci, 2018.
- [40] Tepelné izolace potrubí v nevytápěných prostorech - 1. část. *Topenářství instalace* [online]. Topin Media, **2016**(6), 48-56 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <http://www.topin.cz/clanky/tepelne-izolace-potrubu-v-nevytapanych-prostorech-1-cast-detail-1246>
- [41] *Fintherm* [online]. Praha: Fintherm, 2020 [cit. 2020-06-20]. Dostupné z: <https://www.fintherm.cz/>
- [42] BERGMAN, T. L., Adrienne S. LAVINE, Frank P. INCROPERA a David P. DEWITT. *Incropera's principles of heat and mass transfer*. Global edition. Hoboken: Wiley, 2018. ISBN 978-1-119-38291-1.
- [43] *Vyhláška č. 193/2007: Vyhláška stanovující požadavky na účinnost užití energie pro rozvod tepelné energie a vnitřní rozvod tepelné energie a chladu*. In: . Praha: Ministerstvo průmyslu a obchodu, 2007, ročník 2007, číslo 193.
- [44] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny. *Transformační technologie* [online]. 2010 [cit. 2020-06-15]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/38.html>
- [45] Systémy centrálního zásobování teplem - SCZT. In: *Slide Player* [online]. SlidePlayer, 2020 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/5628316/>
- [46] HAVLÍK, Aleš a Píček TOMÁŠ. Hydraulika potrubí. In: *ČVUT v Praze: Fakulta stavební* [online]. Praha: FSv ČVUT, 2018 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: [http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke\\_stazeni/prednasky/HY2V\\_04\\_Hydraulika\\_potrubu.pdf](http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubu.pdf)

- [47] FLACK, Karen A. Moving beyond Moody. *Journal of Fluid Mechanics* [online]. 2018, **842**, 1-4 [cit. 2020-06-21]. DOI: 10.1017/jfm.2018.154. ISSN 0022-1120. Dostupné z: [https://www.cambridge.org/core/product/identifier/S0022112018001544/type/journal\\_article](https://www.cambridge.org/core/product/identifier/S0022112018001544/type/journal_article)
- [48] IDELCHIK, Isaac E. *Handbook Of Hydraulic Resistance*. 4. vydání. New York: Begell House Publishers Inc., U.S., 2007, 861 s. ISBN 9781567002515.
- [49] Jak vybrat oběhové čerpadlo. In: *AkoupelnyAtopeni* [online]. Rumburk: Akoupelnyatopeni, 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.akoupelnyatopeni.cz/clanky/jak-vybrat-obehove-cerpadlo>
- [50] JAUSCHOWETZ, Rudolf. Srdce teplovodního topení, hydraulika. In: *HERZ* [online]. Wien: HERZ, 2004 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.herz.cz/data/uploadHTML/files/Srdce-teplovodniho-topeni-hydraulika.pdf>
- [51] *Grundfos* [online]. Olomouc: Grundfos, 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://cz.grundfos.com/>
- [52] Cena tepla. *Teplárny Brno* [online]. Brno: Teplárny Brno, c2014-2016 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cena-tepla>
- [53] Teplárenské sdružení ČR oslavuje čtvrt století od svého založení. In: *Řízení a údržba průmyslového podniku* [online]. 2016: Trade Media International, c2007-2020 [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: [http://udrzbapodniku.cz/index.php?id=47&no\\_cache=1&tx\\_ttnews\[tt\\_news\]=6785&cHash=64ac54bf6d&type=98](http://udrzbapodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_ttnews[tt_news]=6785&cHash=64ac54bf6d&type=98)
- [54] Regulační charakteristiky čerpadel až po kvadratickou „Eco-Mode“. In: *TZBinfo* [online]. Praha: Topinfo, 2018 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/17756-regulacni-charakteristiky-cerpadel-az-po-kvadratickou-eco-mode>



## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	W/m <sup>2</sup> K
$a$	součinitel teplotní vodivosti	m <sup>2</sup> /s
$A$	plocha	m <sup>2</sup>
$A_0$	práce	J
$\beta$	součinitel teplotní roztažnosti	1/K
$B$	charakteristické číslo budovy	-
$c$	měrná tepelná kapacita	J/kgK
$\delta$	tloušťka stěny	m
$d$	průměr	m
$\varepsilon$	emisivita	-
$\varepsilon_p$	relativní drsnost potrubí	-
$e$	součinitel typu budovy	-
$E$	elektrická energie	J
$\zeta$	součinitel místního odporu	-
$f_a$	součinitel daný podílem tepla považovaného za ztrátu	-
$g$	gravitační zrychlení	m <sup>2</sup> /s
$\eta$	účinnost	%
$h$	výška	m
$I$	provozní parametr	-
$k$	součinitel prostupu tepla	W/m <sup>2</sup> K
$k_p$	absolutní drsnost potrubí	m
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	W/mK
$l$	charakteristický rozměr	m
$L$	kondenzační teplo	J
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	kg/s
$\nu$	kinematická viskozita	m <sup>2</sup> /s
$n_p$	počet pater	-
$p$	tlak	Pa
$\Delta p$	tlaková ztráta	Pa
$\rho$	hustota	kg/m <sup>3</sup>
$q_{c,n}$	tepelná charakteristika budovy	W/m <sup>3</sup> K
$\dot{q}$	hustota tepelného toku	W/m <sup>2</sup> W/m
$\dot{Q}$	tepelný tok	W

$Q_{c,k}$	charakteristika budovy pro doporučenou, požadovanou a přípustnou hodnotu	$W/m^3K$
$Q_{c,n}$	tepelná ztráta	W
$Q_{c,n}^k$	korigovaná tepelná ztráta	W
$Q_p$	podíl tepelné ztráty prostupem z celkové tepelné ztráty	W
$Q_{pal}$	spotřeba paliva	J
$Q_{tuv,d}$	denní potřeba tepla na ohřev teplé vody	kWh
$Q_v$	podíl tepelné ztráty infiltrací z celkové tepelné ztráty	W
$\sigma$	teplárenský modul	-
$\sigma_0$	Stefan-Boltzmanova konstanta	$W/m^2K^4$
$r$	poloměr	m
$R$	tepelný odpor	$m^2K/W$ $mK/W$
$s$	entropie	J/K
$S$	plocha	$m^2$
$\tau$	čas	s
$t$	teplota	$^{\circ}C$
$T$	teplota	K
$V$	objem	$m^3$
$V_{2p}$	celková potřeba teplé vody za 1 den	$m^3/den$
$w$	rychlost proudění	m/s
$z$	koeficient energetických ztrát systému	-

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Výpočtové tabulky modelu teplotní sítě