



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ZDROJ NA BIOMASU V TEPLÁRNĚ BRNO-SEVER

BIOMASS HEATING POWER PLANT BRNO-NORD

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MAREK SAŇKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Saňka

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Zdroj na biomasu v Teplárně Brno - sever

v anglickém jazyce:

Biomass Heating Power Plant Brno-nord

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte projektovou studii nového zdroje na biomasu v Teplárně Brno - Sever.

Zdroj bude pracovat celoročně do horkovodní soustavy CZT jako jeden ze základních zdrojů. Uvažujte variantní řešení bloku s výrobou elektrické energie nebo jen s výrobou tepla (pára nebo horká voda).

Výkon zdroje zvolte na základě podkladů zadavatele s výhledem potřeb soustavy CZT po roku 2020.

Cíle diplomové práce:

DP zpracujte v rozsahu:

- popis současného stavu zdrojů a soustavy CZT města Brna
- volba výkonu nového zdroje
- zjednodušené schéma variant řešení
- výběr nejvhodnější varianty a zdůvodnění volby
- ekonomické vyhodnocení a závěr

Seznam odborné literatury:

Kadrnožka, Tepelné elektrárny a teplárny, SNTL 1982
Fiedler, J.: Parní turbíny, CERM 2004
firemní podklady výrobců kotlů a parních turbin
firemní podklady Teplárny Brno, a.s.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. *Fiedl*

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 9.10.2013



Skála

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

Doupovec

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je projektová studie výstavby nového zdroje na biomasu v teplárně Brno-sever. Úvodní část práce se zaměřuje na historický a současný stav a budoucí rozvoj tepelné distribuční sítě a zdrojů města Brna. Podrobněji je popsán teplárenský provoz Brno-sever včetně uvedení stávajícího tepelného schématu provozu a plánu budoucího rozvoje. Další kapitoly se zaměřují na projektování nového zdroje na biomasu. Nejprve je na základě podkladů o skutečných potřebách tepelné sítě po modernizaci stanoven tepelný výkon, pásmo provozu a parametry nového zdroje. Následně jsou detailněji rozebrány zvolené koncepční varianty nového zdroje a pro každou z variant je proveden výpočet tepelné bilance a sestaveno tepelné schéma provozu. Současně je vždy zpracován výpočet skladového hospodářství a ekonomická analýza projektu. Závěrečná kapitola vyhodnocuje technicko-ekonomické parametry variant a doporučuje nejvhodnější variantu projektu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplárenství, kogenerace, výtopna, teplárna, tepelná účinnost, modul teplárenské výroby elektřiny, doba splatnosti, čistá současná hodnota, vnitřní výnosové procento

ABSTRACT

The master's thesis topic is the feasibility study of new biomass source construction in power heating plant Brno-North. The first part is focused on historical and current conditions and future development of heat distributions networks and sources of Brno. The power heating plant operation Brno-North is described in more detail including the current heat scheme of operation and plan for the future development. Next chapters are focused on projection of new biomass source. At first, it is defined heat output, operation range and parameters of the new source based on the data of real needs after the heating network modernization. Afterward, selected conceptual variants of the new source are discussed in more detail and for each of the variants are performed heat balance calculation and assembled heat scheme of operation. At the same time it is processed warehouse management calculation and economic analysis of the project. The final chapter evaluates the technical and economic parameters of variants and recommends the most suitable variant of the project.

KEY WORDS

District heating, cogeneration, heating plant, power heating plant, thermal efficiency, CHP module, maturity period, net present value, internal rate of return

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SAŇKA, M. *Zdroj na biomasu v Teplárně Brno - sever*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem předkládanou diplomovou prací „Zdroj na biomasu v Teplárně Brno-sever“ vypracoval samostatně s využitím literatury a podkladů uvedenými v seznamu použitých zdrojů a na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 25. května 2014

.....

Marek Saňka

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za odborné vedení a cenné připomínky při psaní diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat za poskytnuté informace a materiály Jaroslavu Ištvanovi ze společnosti Teplárny Brno, a.s., Stanislavu Kavalemu ze společnosti Thermoflow, Inc. a Ing. Vítu Vysoudilovi ze společnosti EKOL, spol.s.r.o. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat mé rodině a přítelkyni za podporu věnovanou během studia.



OBSAH

ÚVOD.....	15
1 TEPLÁRENSKÁ SOUSTAVA V BRNĚ.....	17
1.1 Historické milníky	17
1.2 Současný stav provozů	18
1.2.1 Provoz Špitálka	19
1.2.2 Provoz Staré Brno	20
1.2.3 Provoz Červený mlýn	20
1.2.4 Provoz Brno - sever.....	20
1.3 Současná podoba tepelné sítě	21
1.3.1 Parní soustava.....	21
1.3.2 Horkovodní soustava	22
1.4 Budoucí vývoj	23
2 TEPLÁRNA BRNO-SEVER.....	25
2.1 Popis provozu	25
2.1.1 Výroba tepelné energie	25
2.1.2 Výroba elektrické energie.....	26
2.2 Tepelné schéma provozu	27
2.3 Začlenění mezi zdroje SZTE	28
2.4 Koncepce rozvoje zdroje	28
3 NOVÝ ZDROJ – POPTÁVKA	29
3.1 Výchozí podmínky	29
3.1.1 Použité palivo	30
3.1.2 Emisní limity	30
3.1.3 Požadavky tepelné horkovodní sítě.....	31
3.2 Definice potřeb tepla do SZTE.....	31
3.2.1 Současný stav	32
3.2.2 Očekávaný stav	33
3.3 Optimalizace výkonu zdroje dle potřeb tepla	35
4 NOVÝ ZDROJ – ROZBOR VARIANT ŘEŠENÍ	38
4.1 Dostupné technologie	38
4.2 Technické zhodnocení varianty Výtopna	39
4.3 Technické zhodnocení varianty Teplárna.....	40

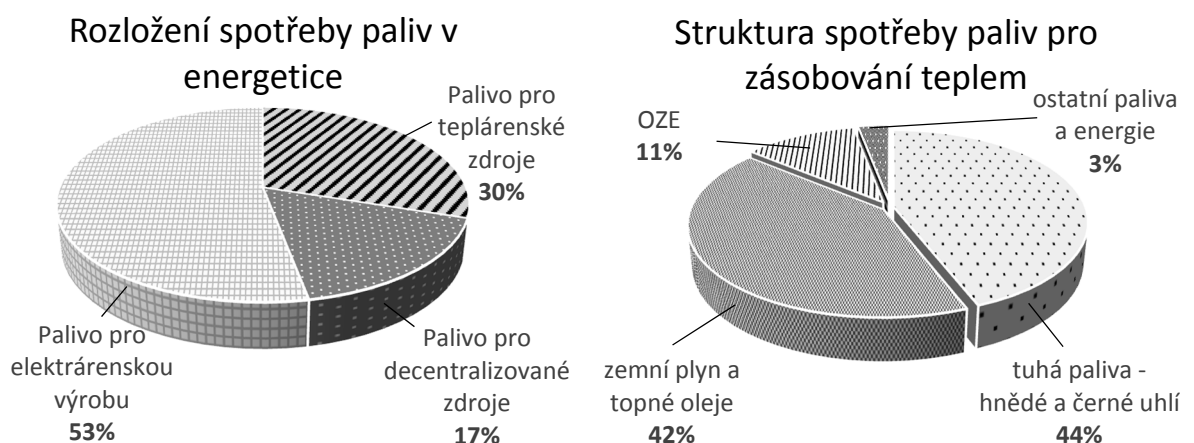
5	Varianta A – Výtopna	42
5.1	Výpočet tepelné bilance	42
5.1.1	Okruh topné vody	42
5.1.2	Okruh horkovodního kotle	43
5.2	Tepelné schéma	46
5.3	Výpočet skladového hospodářství	46
5.4	Popis technologických zařízení	48
5.5	Dispoziční schéma	49
5.6	Ekonomické vyhodnocení investice	50
5.6.1	Ekonomické hodnocení z hlediska projektu	51
5.6.2	Ekonomické hodnocení z hlediska investora	53
6	Varianta B - Parní teplárna	56
6.1	Výpočet tepelné bilance	56
6.1.1	Okruh topné vody	56
6.1.2	Okruh parní turbíny	57
6.1.3	Okruh parního kotle	60
6.2	Tepelné schéma	62
6.2.1	Porovnávací studie tepelné bilance v produktech THERMOFLOW	62
6.3	Výpočet skladového hospodářství	64
6.4	Popis technologických zařízení	64
6.5	Dispoziční schéma	66
6.6	Ekonomické vyhodnocení investice	67
6.6.1	Ekonomické hodnocení z hlediska projektu	68
6.6.2	Ekonomické hodnocení z hlediska investora	70
7	Shrnutí a volba výsledné varianty	72
7.1	Shrnutí výsledků variant projektu	72
7.1.1	Shrnutí technických výsledků	72
7.1.2	Shrnutí ekonomických výsledků	73
7.2	Multikriteriální rozhodování	74
7.3	Výběr nejvhodnější varianty a zdůvodnění volby	77
	ZÁVĚR	78
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	80
	SEZNAM OBRÁZKŮ	81
	SEZNAM TABULEK	82
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	83
	SEZNAM PŘÍLOH	87

ÚVOD

Mezi důležité potřeby současné civilizace patří bezesporu dodávka tepelné a elektrické energie. Přestože je známo, že jejich společná výroba v systémech kombinované výroby elektřiny a tepla (KVET) umožňuje obě tyto energie produkovat s vyšší účinností, jsou stále převážně vyráběny v oddělených systémech. Důvod zařazení KVET na okraj energetického trhu leží v dřívějších mírných ekonomických podmínkách, absencí emisních limitů a vyšších technických požadavcích na zařízení.[1] Vzhledem ke skutečnosti, že prostřednictvím mezinárodních úmluv je vyvíjen tlak na snižování produkce emisí klasickými konverzemi energie a současně na snižování nákladů na produkci těchto energií, lze v budoucnu očekávat vyšší využití potenciálu KVET, než je tomu doposud, kdy tato technologie pokrývá přibližně 21 % celkové výroby elektrické energie.

Teplárenství jakožto energetické odvětví zajišťující výrobu, dodávku a rozvod tepelné energie se historicky rozvíjelo v souladu s rostoucími požadavky na zásobování teplem vyvolanými růstem urbanizace a industrializace. Z původního lokálního vytápění v malých kotelnách pro jednotlivé domy nebo skupiny domů a v průmyslových kotelnách se postupně přešlo k centralizovanému zásobování teplem (CZT). Pomocí několika centrálních zdrojů propojených distribuční tepelnou soustavou jsou takto dálkově zásobovány tepelnou energií velké urbanistické celky i průmysloví spotřebitelé. Naproti tomu stojí trend decentralizovaného zásobování tepelnou energií (DZT), při němž je tepelná energie vyráběna v místě spotřeby a odpadá tak potřeba dopravy a rozvodu. Z environmentálního hlediska však nejsou decentralizované zdroje v městské zástavbě vhodné z důvodu nízkého rozptylu vypuštěných emitentů především NO_x vlivem malých komínů, přičemž důsledkem je překročení hygienického limitu koncentrace NO_x v přízemní vrstvě. Podíl teplárenských zdrojů CZT a DZT na krytí celkových potřeb tepelné energie je u nás v současnosti rovnoměrný. [1]

Teplárenský sektor má v České republice (ČR) stále nezastupitelnou funkci, neboť v současnosti je dálkovou tepelnou energií zásobováno přibližně 1,5 milionu domácností, což představuje 2/5 obyvatel. Na centrální výrobě tepelné energie se podílí přibližně 2 000 zdrojů s celkovou délkou tepelných distribučních sítí dosahující asi 10 000 km. Pro teplárenskou výrobu je v ČR použito zhruba 30 % z celkové spotřeby paliv v energetice, viz Obr. 1. [14]



Obr. 1 Rozložení a struktura paliv v ČR [14]



Pro potřeby tepelné energie v ČR – cca 330 PJ pro výrobní a veřejný sektor, je třeba spotřebovat přibližně 450 PJ energie primárních zdrojů. Palivový mix pro výrobu tepelné energie (Obr. 1) je dán surovinovou politikou státu a dostupností daného druhu paliva. V souvislosti se snižující se disponibilitou tuhých paliv a značnou závislostí na dovozu primárních paliv ze zahraničí vyvstává otázka, do jaké míry lze pro teplárenství využít obnovitelné zdroje energie (OZE). Podmínky ČR umožňují využít především biomasu, částečně pak energii geotermální, solární a energii bioplynu. V celkovém měřítku bilance potřeb paliva pro teplárenství je potenciál biomasy a ostatních obnovitelných zdrojů však vlivem neshody mezi potřebami tepla a aktuální dostupností OZE omezený a bude se jednat vždy pouze o doplňkové zdroje. [14]

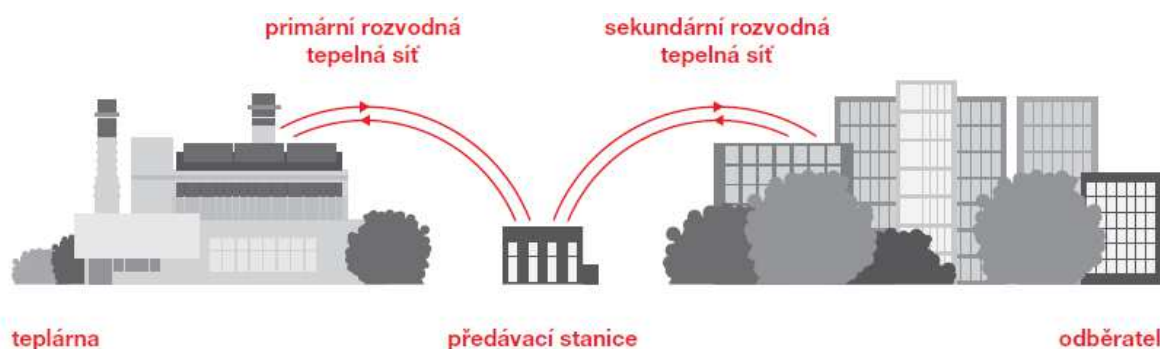
V rámci záměru zvýšit energetickou soběstačnost a efektivnost Evropská unie podporuje zvyšování podílu OZE v energetickém mixu. Konkrétně dle směrnice Evropského parlamentu a Rady č. 2009/28/EC o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů je stanoven závazný cíl platný pro celou EU dosáhnout v roce 2020 podílu 20 % energie z obnovitelných zdrojů na hrubé konečné spotřebě energie. Tento cíl je poté dekomponován pro jednotlivé členské země dle klimatických podmínek atd. do celkového národního cíle pro podíl energie z obnovitelných zdrojů v roce 2020, který je pro ČR stanoven na 13 %. [14]

Dosažení tohoto cíle je podmíněno realizací za daných podmínek techniky i ekonomicky efektivních projektů, kterým by měl být i předmět této diplomové práce – Zdroj na biomasu v Teplárně Brno – sever.

Úvodem do problematiky návrhu energetického zdroje jsou kapitoly popisující stav tepelné sítě a teplárenských zdrojů města Brna. Podrobněji je popsán provoz Brno-sever, v jehož areálu bude realizován projekt nového biomasového zdroje. Na základě výchozích podmínek poskytnutých investorem, Teplárnami Brno, a.s. (TB) je zpracován návrh provozních a výkonových parametrů nového zdroje. V dalších kapitolách práce jsou rozebrány možné varianty projektu a pro každou z nich detailněji provedeny potřebné kalkulace tepelné bilance a ekonomických ukazatelů. Tyto údaje jsou následně použity v závěrečné shrnující části, jejímž konečným výstupem je na základě použité metody rozhodnutí o technicko-ekonomicky nejvhodnější variantě projektu.

1 TEPLÁRENSKÁ SOUSTAVA V BRNĚ

Historicky první velká soustava centrálního zásobování teplem v ČR i Evropě byla vybudována v Brně s cílem zásobovat průmysl a domácnosti tepelnou a elektrickou energií pomocí vysoce účinné kogenerační výroby elektřiny a tepla a roku 2010 oslavila svou již 80. letou historií. Nyní je brněnská teplárenská soustava provozována společností Teplárny Brno, a.s. a vlastníkem a jediným akcionářem společnosti je statutární město Brno. Tepelná energie pro vytápění a přípravu teplé vody je v Brně dodávána přibližně 92 tisícům domácností a podnikům prostřednictvím soustavy zásobování tepelnou energií (SZTE). Tepelná síť je tvořena parním a horkovodním potrubím vzájemně propojeným se zdroji tepla, tudíž může být chod jednoho nahrazen chodem jiného. Dle způsobu napojení na tepelný zdroj je tepelné médium dodáváno přímo do otopné soustavy, nebo prostřednictvím předávací stanice, viz Obr. 2. [2]



Obr. 2 schéma rozvodu tepelné energie [2]

1.1 Historické milníky

S myšlenkou vybudovat v Brně tepelnou síť pro dodávku tepelné energie pomocí KVET přišel roku 1924 prof. Ing. Vladimír List, působící na fakultě elektrotechniky VUT v Brně. Pokroková technologie KVET znamenala nárůst účinnosti využití paliva z 30% až na 80%. Tato myšlenka se podařila uskutečnit a první teplárenský provoz Špitálka byl uveden do provozu 4.12.1930. Teplárna byla složena ze 4 kotlů o celkovém výkonu 135,5 MW, 3 protitlakových turbín 18 MW a 1 kondenzační turbíny 6 MW, což umožňovalo zásobovat párou 8 textilních továren parním potrubím délky 5,6 km. Díky výstavbě této teplárny bylo také odstraněno 68 kouřících továrních komínů, čímž se pozitivně zlepšilo brněnské ovzduší.[3]

Tepelná síť se postupně rozšiřovala v souladu s požadavky na připojení dalších odběratelů a vyžádala si tak investice do nových tepelných zdrojů. Historický rozvoj brněnské teplárenství shrnuje níže uvedený výběr z milníků výstavby viz Tab. 1. [3]

Důležitý milník	Popis
1. dubna 1929	Zahájení výstavby teplárny na ulici Špitálka.
4. prosince 1930	Uvedení teplárny na Špitálce do provozu

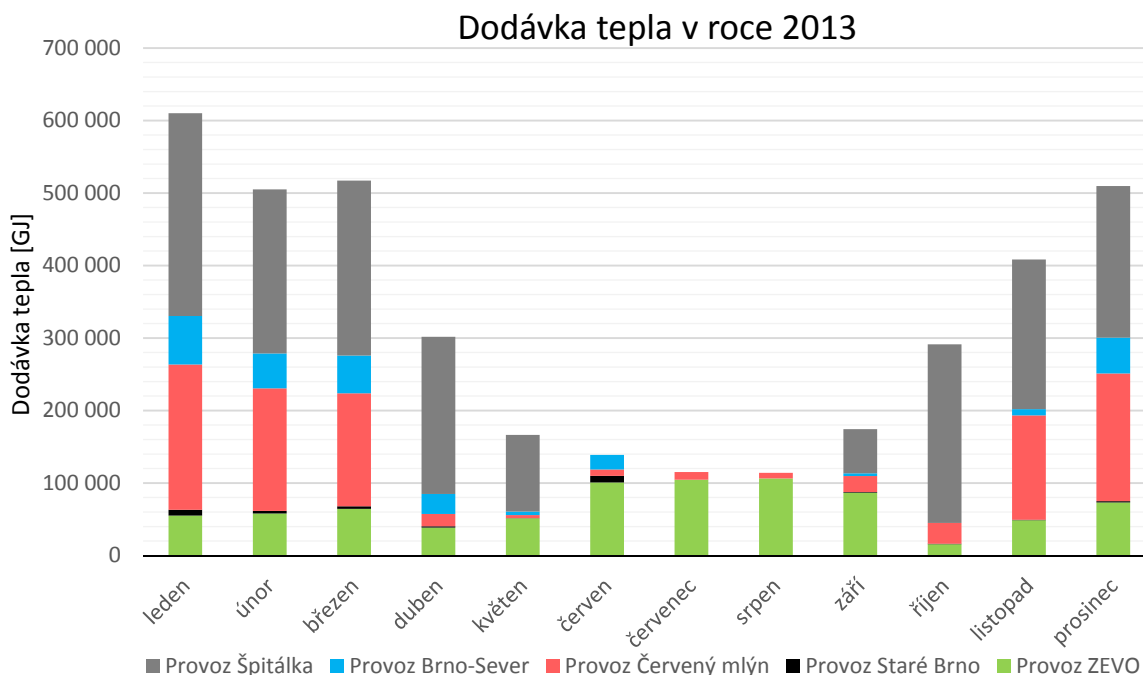
1949-1955	Rozšíření teplárny na Špitálce o 2 protitlaké a 2 kondenzační turbíny, výkon strojovny navýšen na 101,1 MW, rozvodná síť rozšířena na 45 km, celkem 350 odběratelů.
1963	Využívání spalování zemního plynu v teplárně na Špitálce, poměr směsi uhlí a plynu 1:3
1963-1965	Vybudována špičková výtopna ve Starém Brně se 4 parními kotli a výkonu 36 MW. Dále zahájena výstavba špičkové výtopny Červený mlýn se 4 horkovodními kotli o výkonu 139,4 MW. Obě výtopny propojeny s teplárnou na Špitálce.
1969	Teplárenské provozy zásobují již 680 odběratelů a dodávky tepla představují 75% tehdejších dodávek.
1969	V teplárně na Špitálce uveden do provozu kotel na těžký topný olej o výkonu 36 MW.
1971	Zahájení výstavby nového zdroje v Brně-Maloměřicích se 2 parními mazutovými kotli a celkovým výkonem 110 MW.
1975	Teplárna Brno-Maloměřice uvedena do provozu a připojena parovodem na teplárnu na Špitálce.
1975	Havárie v teplárně na Špitálce, ukončení spalování uhlí, nadále spalován pouze zemní plyn.
1996	Ukončení provozu uhelného zdroje Červený mlýn.
1999	Zahájení provozu nově zbudované paroplynové teplárny Červený mlýn s tepelným výkonem 140 MW a elektrickým výkonem 95 MW.
2007	Schválení záměru restrukturalizace brněnské teplárenské společnosti, zabezpečení působení jediné teplárenské společnosti, kterou se později staly Teplárny Brno, a.s. s jediným akcionářem statutárním městem Brno.

Tab. 1 Historické milníky rozvoje teplárenství v Brně [3]

1.2 Současný stav provozů

Teplárny Brno v současnosti zajišťují výrobu a distribuci tepelné energie do SZTE ve čtyřech velkých teplárenských provozech, kterými jsou provozy Špitálka, Staré Brno, Červený mlýn a Brno-sever. Dalším zdrojem dodávajícím tepelnou energii do SZTE provozovaným společností SAKO Brno, a.s. je zařízením pro energetické využití odpadu (ZEVO). Uvedené zdroje jsou převážně realizovány technologií KVET, při kterém je tepelná a elektrická energie produkována současně v jednom technologickém procesu, což umožňuje zvýšit účinnost zdroje a úsporněji a efektivněji nakládat s palivem. V okrajových částech města Brna, kde není vybudována tepelná síť, pak Teplárny Brno provozují pro dodávku tepla několik desítek lokálních plynových kotelen.

V roce 2013 dodaly Teplárny Brno do SZTE celkem 3 851 849 GJ tepelné energie, z toho 20,9 % bylo získáno ze ZEVO, které se nyní stává v letních měsících prakticky jediným producentem tepelné energie. Situaci s dodávkou tepla jednotlivých teplárenských zdrojů v roce 2013 bylo možné na základě získaných dat zobrazit ve skládaném diagramu na Obr. 3. [5]



Obr. 3 Dodávka tepelné energie v roce 2013 [5]

1.2.1 Provoz Špitálka

Provoz Špitálka (PŠ) je nejstarším brněnským teplárenským provozem ležícím v centru města a uvedeným do provozu v roce 1930. Původním palivem bylo uhlí, které bylo v 70. letech nahrazeno zemním plynem. Roku 1995 byly stávající kotle nahrazeny novým parním kotlem s vysokým výkonem a regulačním rozsahem. PŠ je provozním a řídicím centrem SZTE. V PŠ je realizována technologie KVET o instalovaném tepelném výkonu **411 MWt** a elektrickém výkonu **80,6 MWe**. Z hlediska SZTE je řazen jako základní zdroj parní části. Základní parametry shrnuje Tab. 2. [5]

kotel	tepelný příkon [MWt]	tepelný výkon [MWt/(t/h)]	uvedení do provozu [rok]	výroba tepla 2012 [GJ]	podíl na výrobě PŠ [%]
parní kotel K25	59,8	55/(75)	1938	36 437	1,6
parní kotel K28	84,0	79/(100)	1955	75 041	3,3
parní kotel K29	87,8	79/(100)	1954	63 586	2,8
parní kotel K1	210,6	198/(250)	1995	2 100 368	92,3
turbosoustrojí		elektrický výkon [MWe]	uvedení do provozu [rok]	výroba elektřiny 2012 [MWh]	podíl na výrobě PŠ [%]
TG20		5,0	1954	3 897	4,3
TG22		6,6	1964	3 919	4,3
TG26		9,0	1964	2 620	2,9
TG27		30,0	1983	7 706	8,6
TG28		30,0	1983	71 980	79,9

Tab. 2 Parametry výroby PŠ [5]

1.2.2 Provoz Staré Brno

Provoz Staré Brno (PSB) je výtopenským zdrojem uvedeným do provozu roku 1964. Původně uhelný zdroj byl roku 1993 kompletně modernizován a palivem se stal zemní plyn. V současnosti dodává PSB teplo do SZTE ve formě páry a prostřednictvím výměňkové stanice ve formě horké a teplé vody o celkovém instalovaném tepelném výkonu **37,4 MWt**. PSB je provozován sezónně v zimním období, kdy pokrývá špičky zatížení a vyrovnává parametry soustavy. Základní parametry jsou uvedeny v Tab. 3. [5]

kotel	tepelný příkon [MWt]	tepelný výkon [MWt/(t/h)]	uvedení do provozu [rok]	výroba tepla 2012 [GJ]	podíl na výrobě PSB [%]
parní kotel K1	18,7	17/(25)	1993	23 272	44,5
parní kotel K2	18,7	17/(25)	1993	29 061	55,5

Tab. 3 Parametry výroby PSB [5]

1.2.3 Provoz Červený mlýn

Provoz Červený mlýn (PČM) byl uveden do provozu roku 1966 jako špičkový výtopenský zdroj spalující uhlí. Tento zdroj byl však roku 1999 nahrazen moderní paroplynovou teplárnou s vysoce efektivní technologií KVET o instalovaném tepelném výkonu **140 MWt** a elektrickém výkonu **95 MWe**. Palivem je zemní plyn, provoz ale umožňuje jako záložní palivo využívat i lehký topný olej. PČM dodává teplo ve formě horké vody a v případě mimořádných provozních stavů i v páře. V letním období je teplárna využívána především ve službách pro ČEPS jako minutová záloha MZ15+, zato v zimním období je hlavním horkovodním zdrojem. Základní parametry viz Tab. 4. [5]

kotel	tepelný příkon [MWt]	tepelný výkon [MWt/(t/h)]	uvedení do provozu [rok]	výroba tepla 2012 [GJ]	podíl na výrobě PČM [%]
horkovodní kotel K1	28,7	27/(-)	1996	86 141	7,6
horkovodní kotel K1	28,7	27/(-)	1996	102 746	9,0
spalinový kotel K3	118	100/(123)	1998	950 061	83,4
turbosoustrojí		elektrický výkon [MWe]	uvedení do provozu [rok]	výroba elektřiny 2012 [MWh]	podíl na výrobě PČM [%]
spalovací TG10		75,0	1998	156 153	75,7
parní TG20		20,6	1998	50 066	24,3

Tab. 4 Parametry výroby PČM [5]

1.2.4 Provoz Brno - sever

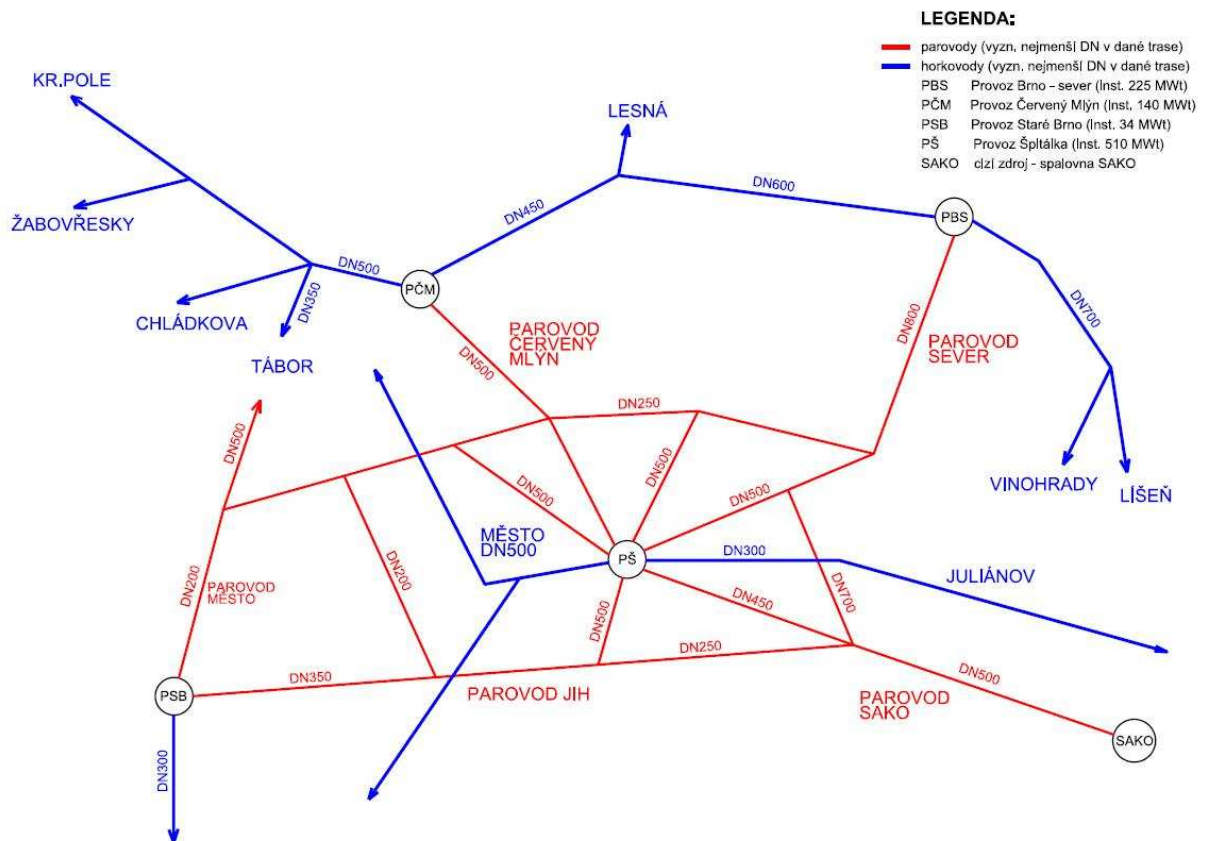
Provoz Brno-sever (PBS) byl spuštěn roku 1975. Výtopna se dvěma kotli spalujícími mazut byla později doplněna kotlem na zemní plyn a protitlakovou turbínou. V současnosti je PBS provozován jako špičkový zdroj pro zimní období, podrobněji viz kap. 2. [5]

1.3 Současná podoba tepelné sítě

Současná podoba tepelné sítě v Brně nese stopy dlouhodobého historického vývoje, který započal ve 20. letech minulého století budováním parní soustavy cíleně pro zásobování tepelnou energií průmysl a později v 60. a 70. letech výstavbou horkovodních soustav v důsledku rozvoje bytové výstavby sídlištního typu. Pozdější změna skladby odběratelů tepelné energie vedla ke snížení ekonomičnosti provozu vlivem zastaralých teplárenských provozů a existencí parní soustavy s parovody neodpovídajících rozměrů a s vysokými tepelnými ztrátami.

Současné teplárenské zdroje jsou propojeny a tvoří systém zásobování tepelnou energií (viz Obr. 4), přičemž dle teplotního média a parametrů můžeme tepelnou síť rozdělit na:

- Parní (tlak 1,6 MPa, teplota 240 °C)
- Horkovodní (tlak 2,5 MPa, teplotní spád 130/70 °C)
- Teplovodní (tlak 0,6 MPa, teplotní spád 100/70 °C)



Obr. 4 Zjednodušené schéma propojení zdrojů TB tepelnými sítěmi [5]

1.3.1 Parní soustava

Parní soustava je tvořena 6 větvemi páteřních parovodů vystupujících z provozu Špitálka, které jsou vzájemně propojeny a z hydraulického hlediska se chovají jako jeden celek. Tepelná parovodní síť tak není plně závislá na centrálním provozu Špitálka, ale lze jí pomocí



propojení provozovat i z jiných zdrojů. Na trase parovodů jsou umístěny sekční uzávěry umožňující v případě potřeby uzavřít jednotlivé části i celé trasy.

- Parovod MĚSTO
 - Parametry: tlak 0,9 MPa, teplota 210 °C, kapacita 81 MWt
 - Dodávka: centrum města
- Parovod SEVER
 - Parametry: tlak 0,9 MPa, teplota 210 °C, kapacita 81 MWt
 - Dodávka: severní oblast města
- Parovod JIH a ZEVO
 - Parametry: tlak 1,2 MPa, teplota 230 °C, kapacita 107 MWt
 - Dodávka: jižní oblast města, propojení PŠ, PSB a ZEVO
- Parovod TÁBOR
 - Parametry: tlak 0,9 MPa, teplota 210 °C, kapacita 81 MWt
 - Dodávka: oblast Tábor
- Parovod ČERVENÝ MLÝN
 - Parametry: tlak 0,9 MPa, teplota 210 °C, kapacita 81 MWt
 - Dodávka: propojení PČM a PŠ
- Parovod MALOMĚŘICE
 - Parametry: tlak 0,9-1,2 MPa, teplota 230 °C, kapacita 107 MWt
 - Dodávka: propojení PBS a PŠ

Popsaná parní soustava je v současné době nahrazována horkovodní soustavou, viz níže.

1.3.2 Horkovodní soustava

Horkovodní soustavu tvoří 9 větví horkovodu, z čehož 7 je propojeno do soustavy s možností provozu z jednoho nebo dvou zdrojů a 2 samostatných větví. Parametry horkovodní sítě jsou regulovány v závislosti na venkovní teplotě a to v zimním provozu 130/70 °C a letním provozu 80/55 °C. V současnosti dochází ke snížení provozních teplot z důvodu požadavků na úspory energie.

- Horkovod JULIÁNOV
 - Parametry: tlak do 1,6 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 30 MWt
 - Dodávka: oblast Juliánov, samostatná větev
- Horkovod STARÉ BRNO
 - Parametry: tlak do 1,6 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 30 MWt
 - Dodávka: oblast Vídeňská, samostatná větev
- Horkovod LESNÁ
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 90 MWt
 - Dodávka: oblast Lesná

- Horkovod LÍŠEŇ
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 80 a 180 MWt
 - Dodávka: oblast Líšeň
- Horkovod VINOHRADY
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 57 MWt
 - Dodávka: oblast Vinohrady
- Horkovod KRÁLOVO POLE
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 140 MWt
 - Dodávka: oblast Královo Pole
- Horkovod CHLÁDKOVA a ŽABOVŘESKY
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 67 MWt
 - Dodávka: oblast Žabovřesky
- Horkovod MĚSTO
 - Parametry: tlak do 2,5 MPa, teplota 130/70 °C, kapacita 100 MWt
 - Dodávka: oblast Tábor a centrum města, ve výstavbě

1.4 Budoucí vývoj

V rámci snahy o hospodárnou distribuci tepelné energie je v současné době realizován projekt modernizace SZTE a přestavby **parních** rozvodů na **horkovodní**. Tento projekt začal v roce 2010 a plánován je do roku 2019, s cílem 15 % úspory výdajů odběratelů za teplo a snížení provozních nákladů pro Teplárny Brno.

Z důvodu úspor energie bylo rozhodnuto o doplnění oběhových stanic regulací otáček čerpadel pro kvantitativní regulaci průtoku a ke snížení provozních teplot horkovodní sítě dle období na rozsah:

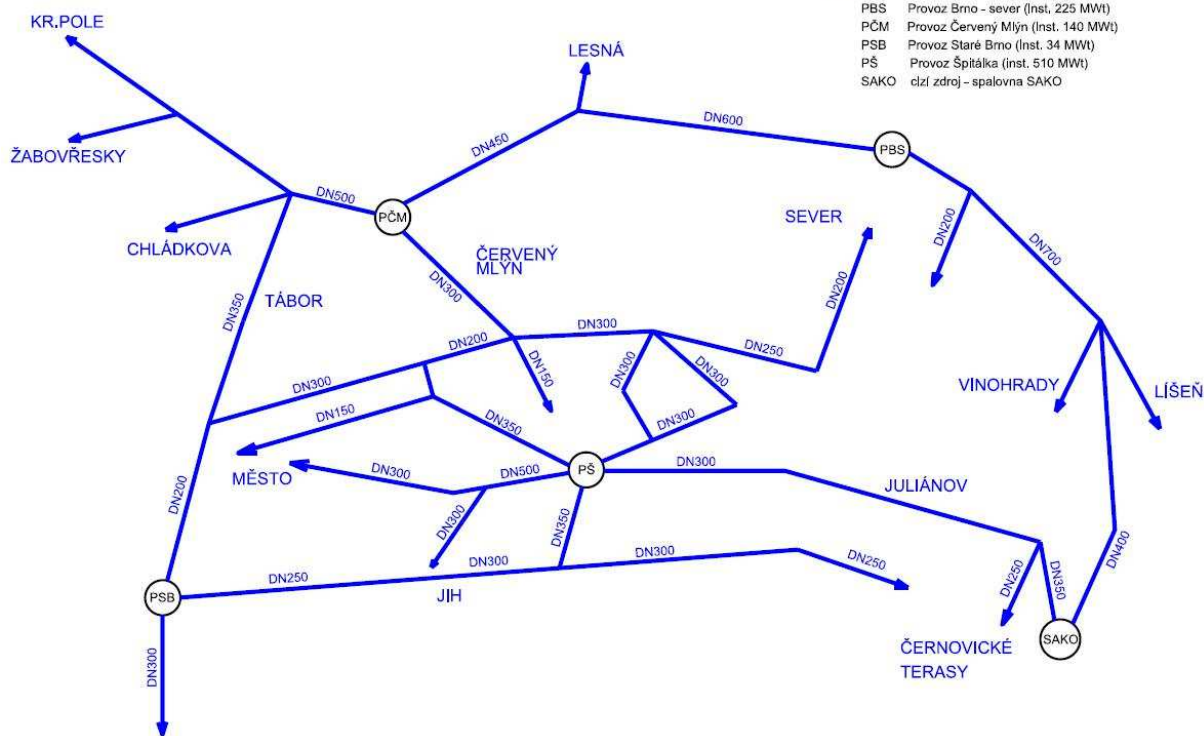
- 110 / 68 °C pro zimní provoz,
- 75 / 59 °C pro letní provoz.

Předpokládá se kompletní přechod na horkovodní tepelnou síť provozovanou horkovody 2x DN500, čímž se docílí propojení rozvodů historického jádra města s okolními oblastmi včetně propojení s provozem ZEVO větví horkovodu Juliánov a větví horkovodu Líšeň, viz Obr. 5.

Budoucí provoz horkovodní sítě a spolupráce mezi zdroji je podmíněna přestavbou zdroje v provozu Brno-sever s optimalizováním výkonu do horkovodní sítě. V souvislosti s přestavbou PBS se dále předpokládá dostavba horkovodního propojení 2x DN300 s PŠ z důvodu vyrovnávání špiček bez nutnosti budování akumulace. [5]

LEGENDA:

- horkovody (vzrn. nejmenší DN v dané trase)
- PBS Provoz Brno - sever (Inst. 225 MWt)
- PČM Provoz Červený Mlýn (Inst. 140 MWt)
- PSB Provoz Staré Brno (Inst. 34 MWt)
- PŠ Provoz Špitálka (inst. 510 MWt)
- SAKO cizí zdroj - spalovna SAKO



Obr. 5 Zjednodušené schéma výsledného propojení zdrojů TB tepelnými sítěmi [5]

2 TEPLÁRNA BRNO-SEVER

Teplárna Brno-sever byla vybudována v letech 1971-1975 v lokalitě Brno – Maloměřice jako nový teplárenský zdroj pokrývající navýšenou potřebu tepelné energie při rozvoji sídlištní bytové výstavby v 60. a 70. letech minulého století. Nejprve provoz fungoval jako výtopna se dvěma mazutovými parními kotli, následně byl přidán jeden parní kotel spalující zemní plyn. Od roku 1993 je provoz doplněn parní protitlakovou turbínou, což využitím technologie KVET umožňuje zvýšení účinnosti provozu. V současnosti je tato teplárna provozována jako špičkový zdroj teplárenské soustavy. [3]

Teplárna je v současnosti napojena na systém SZTE následujícím způsobem:

- parovodem s provozem Špitálka
- horkovodem s provozem Červený mlýn
- horkovodní napaječe městských částí Lesná a Líšeň-Vinohrady.



Obr. 6 Pohled na PBS [5]

2.1 Popis provozu

PBS vytváří hlavní propojovací uzel pro horkovodní napaječe oblastí Lesná, Líšeň a Vinohrady. Provoz teplárny je vybaven technologií KVET pro výrobu tepelné energie v podobě páry a horké vody a elektrické energie, dodávané do sítě distributora.

2.1.1 Výroba tepelné energie

V kotelně PBS jsou v současnosti instalovány tři identické přetlakové parní kotle. Dva z nich s provozním označením K14 a K15 jsou vybaveny olejoplynovým topením a třetí s provozním označením K13 jen pro spalování zemního plynu. Každý z kotlů dodává přehřátou

páru o tlaku 1,2 MPa a teplotě 240 °C. Tepelný výkon každého kotle dosahuje 75 MWt, celkový instalovaný výkon kotelny je 225 MWt. Základní parametry kotelny shrnuje Tab. 5.

Rozvod tepelné energie je realizován ve formě páry a horké vody. Pára je do SZTE dodávána o tlaku 0,9 MPa a teplotě 200 °C s maximálním výkonem v ranních špičkách a mimořádných provozních stavech o výkonu až 100 MWt. Horká voda je distribuována pro městské části Lesná a Líšeň-Vinohrady o teplotě 120/80 °C s maximálním výkonem výměňkové stanice 2 x 88 MWt. Výměňková stanice je napájena redukovanou výstupní párou z kotlů a výstupní párou z instalované parní turbíny. [5]

kotel	tepelný příkon	tepelný výkon	uvedení do provozu	tepelná účinnost kotle	výroba tepla 2012	podíl na výrobě TBS
	MWt	MWt/(t/h)	rok	%	GJ	%
parní kotel K13	82	75/(115)	1982-83	88,4	142 319	50,2
parní kotel K14	82	75/(115)	1982-83	88,9	11 080	3,9
parní kotel K15	82	75/(115)	1982-83	90,1	130 362	45,9
celkem	246	225	-		283 761	100,0

Tab. 5 Parametry výroby tepelné energie v PBS [5]

2.1.2 Výroba elektrické energie

Elektrická energie je v provozu teplárny vyráběna v turbosoustrojí s provozním označením TG1. Jedná se o protitlakovou parní turbínu o hltnosti 40 t/h spojenou s generátorem o výkonu 3 MWe. Přívod páry pro turbínu je veden z hlavního parního rozdělovače kotlů (K13-15). Turbosoustrojí je vřazeno na parní vstup do výměňkové stanice horkovodu městských částí Líšeň-Vinohrady a slouží k redukcí páry o teplotě 240 °C z tlaku 1,2 MPa na 0,11 MPa. Produkce elektrické energie není stabilní, závisí na zatížení výměňkové stanice. Základní parametry turbosoustrojí shrnuje Tab. 6.

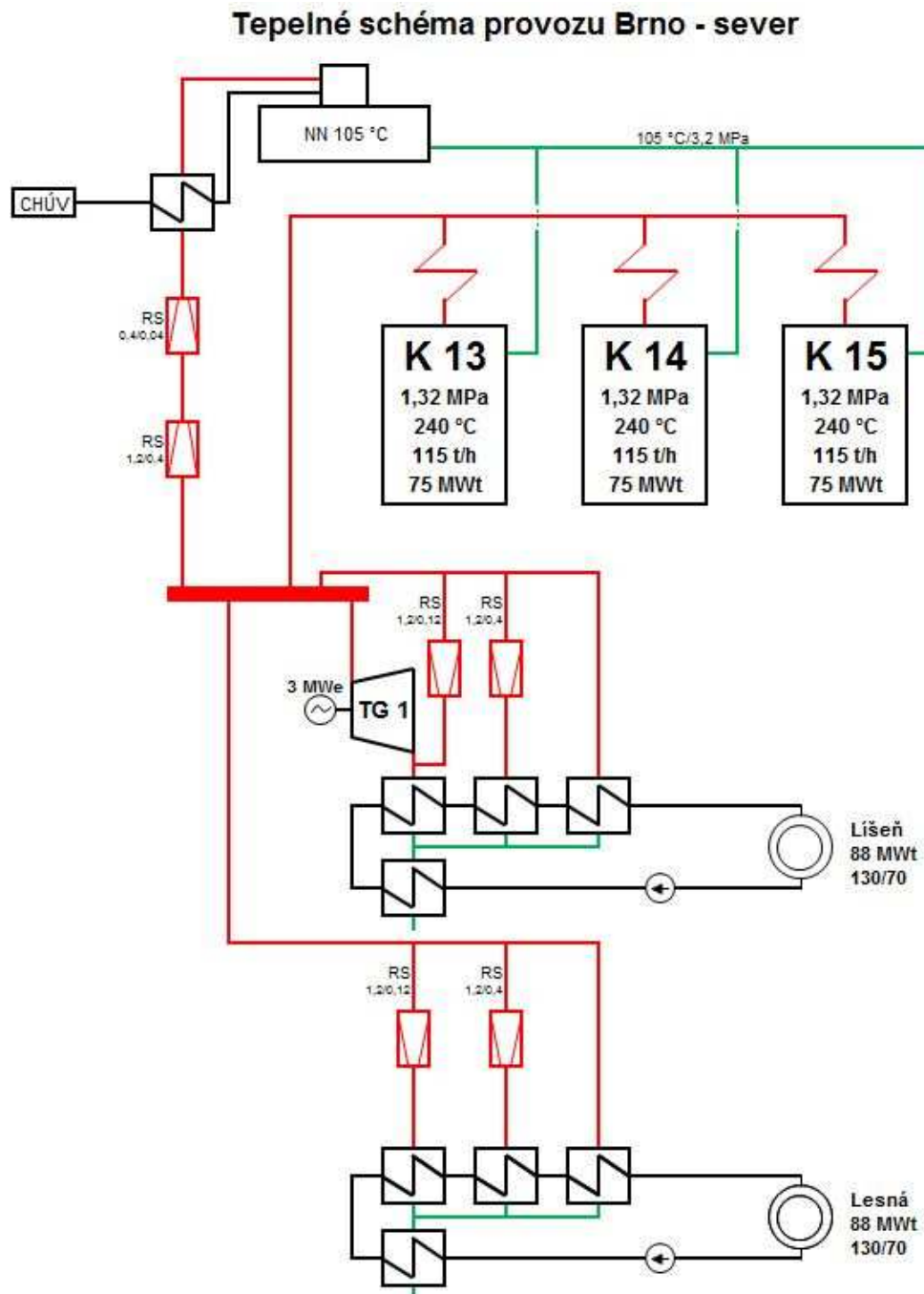
Vyvedení elektrického výkonu do distribuční sítě je realizováno dvěma transformátory 110/6,3 kV s provozním označením T101 a T102. Přívod elektrické energie je řešen volným vedením linkami velmi vysokého napětí (VVN) z rozvoden Čebín a Sokolnice. [5]

turbo-soustrojí	elektrický výkon	uvedení do provozu	parametry vstupní páry	protitlak	hltnost	výroba elektřiny 2012
	MWe	rok		MPa	t / hod	MWh
TG1	3,0	1993	1,2 MPa, 240 °C	0,11	40	2 767

Tab. 6 Parametry výroby elektrické energie v PBS [5]

2.2 Tepelné schéma provozu

Popis provozních zařízení a jejich zapojení v technologickém celku je uveden v kapitole 2.1. Schématické znázornění současného zapojení tepelných zdrojů v PBS a napojení na tepelnou přenosovou síť je přiblíženo v tepelném schématu na Obr. 7.

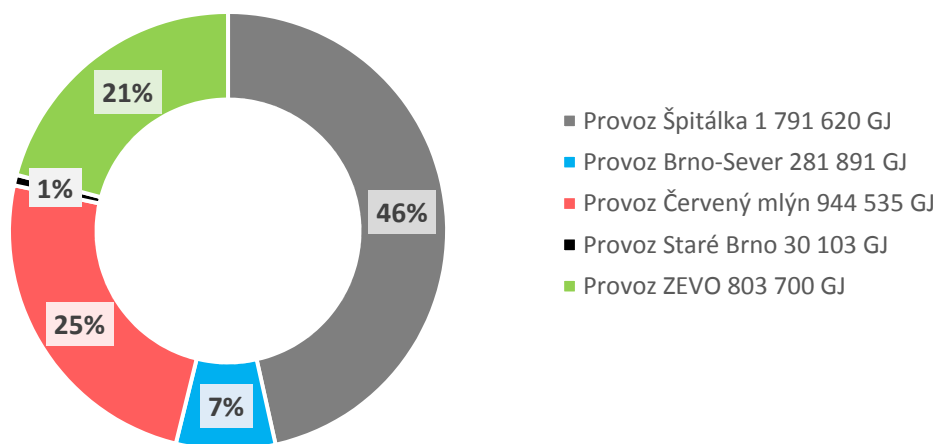


Obr. 7 Tepelné schéma PBS [5]

2.3 Začlenění mezi zdroje SZTE

Dodávka tepelné energie z teplárenského provozu Brno-sever v porovnání s výrobou v ostatních provozech dodávajících do sítě SZTE je zřejmá z Obr. 8. Roční produkce tepelné energie z PBS v roce 2013 činila 282 TJ, což je pouze **7 %** celkové roční produkce tepelné energie do SZTE (3 852 TJ). Lze jej tedy v současnosti považovat pouze za špičkový zdroj. Situace by se však měla v budoucnu podstatně změnit v souvislosti s plánovanou přestavbou na biomasový zdroj, který by po uvedení do provozu pracoval v režimu základního zdroje s očekávaným 9 měsíčním ročním trvalým provozem. [5]

Roční produkce tepla podle zdrojů 2012



Obr. 8 Dodávka tepelné energie v roce 2012

2.4 Koncepce rozvoje zdroje

V současnosti “dosluhující” zdroj bude třeba z hlediska dlouhodobého opatření modernizovat výstavbou nového energetického zdroje, stejně tak jako diverzifikovat palivovou základnu (v současnosti je jediným palivem zemní plyn) a snížit náklady na nákup paliva. Tyto požadavky by měly být splněny realizací výstavby biomasového zdroje, přičemž jsou z technicko-ekonomického hlediska zvažovány dvě variantní řešení a to horkovodní kotle nebo parní kotel s turbínou a výrobou elektrické energie. Výstavba nového zdroje je dále vázána na vybudování horkovodních potrubí spojující provozy ZEVO – PŠ – PBS – PČM – PŠ a odstranění původního parovodu spojující PŠ a PBS. Nyní je provoz Brno-sever využíván jako špičkový zdroj k nezbytné regulaci parní i horkovodní sítě SZTE, ovšem realizací výstavby zdroje na biomasu a horkovodních propojek dojde k vyrovnání nebo i záměně úloh provozů Brno-sever a Špitálka. Kladným dopadem pak bude vyšší efektivnost výroby a distribuce tepelné energie a zachování konkurenceschopné ceny tepla pro koncové zákazníky.

3 NOVÝ ZDROJ – POPTÁVKA

Tato kapitola shrnuje obecné požadavky na výstavbu zdroje na biomasu v areálu PBS kladené zadavatelem - společností Teplárny Brno, a.s. Podkladem pro zpracování kapitoly byla zadávací dokumentace dle [5].

3.1 Výchozí podmínky

Obecné podmínky projektu poskytnuté zadavatelem jsou:

- a) umístění nového zdroje ve stávajícím areálu PBS, Obřanská 60
- b) diverzifikace palivové základny (z důvodu zvýšení bezpečnosti dodávek tepla je třeba zařadit zdroj, který spaluje skladovatelné palivo, nezávisle na stavu dodávek zemního plynu)
- c) snížení nákladů na nákup paliva (požadavek na ekologické využívání paliva s nižší měrnou cenou Kč/GJ, než u stávajících zdrojů TB)
- d) prostor pro provoz nového zdroje musí být vytvořen omezením provozu zdroje Špitálka a omezením provozu stávajících kotlů v PBS
- e) musí být i nadále uvažováno s nákupem odpadního tepla z provozu ZEVO v rozmezí 830–850 tis. GJ/rok a výstavbou výměňkové stanice s vyvedením výkonu v horké vodě do horkovodů Juliánov a Líšeň
- f) nesmí být omezován provoz zdroje Červený mlýn, jehož provoz, regulační možnosti a poskytování podpůrných služeb jsou ekonomicky značně výhodné
- g) nutnost zachování provozu Staré Brno z důvodu doregulování výstupních parametrů důležitých technologických odběrů
- h) pro posouzení velikosti zdroje je nutno brát jako referenční hodnoty hodinové odečty příkonů jednotlivých parních a horkovodních sítí a výkony zdrojů z minulých let
- i) z důvodu očekávaného poklesu dodávek tepla do SZTE Brno musí být uvažována současná spotřeba tepla snížena na 90%

Podmínky projektu na tepelný a elektrický výkon nového zdroje poskytnuté zadavatelem jsou:

1. optimálně využít nově instalované kapacity s vazbou na ostatní zdroje pracující do SZTE a zohlednit minimální výkony
2. optimalizovat měrné investiční náklady
3. zohlednit požadavky na výrobu elektrické energie
4. zohlednit dispoziční možnosti ve vybrané lokalitě
5. splnit ekologické požadavky (nový zákon o ochraně ovzduší)
6. zohlednit dostupnost, možnosti dopravy a skladování paliva
7. posoudit možnosti vyvedení výkonu

8. zvážit úpravy a doplnění stávající technologie
9. sestavit varianty dimenzování zdroje a uvážit technicko-ekonomické vlastnosti těchto variant
10. v případě paliva s nízkou výhřevností (10 – 12 MJ/kg) bude pravděpodobně nezbytné instalovat technologii spalování fluidní s cirkulující nebo stacionární fluidní vrstvou
11. předpokládaný regulační rozsah by se měl vzhledem k velikosti výkonů pohybovat v rozmezí 40 – 100% jmenovitého výkonu
12. zhodnotit možné varianty s turbosoustrojím umožňující využití KVET s alternativami:
 - a. využít stávající turbogenerátor TG1 s výkonem 3 MWe.
 - b. nová protitlaková parní turbína TG3 s jedním regulovaným odběrem (1,2 MPa, 220°C) a protitlakem v rozmezí cca 0,2 až 0,47 MPa (120 - 150°C). Z odběru by byla napájena parní by-pasová stanice zdroje a soustava SZTE. Z protitlaků turbin by byly napájeny ohříváky horkovodní výměňkové stanice. Výkonové rozpětí TG3 se při jmenovitém průtoku dá předpokládat v rozmezí 15 – 24 MWe. Stávající parní turbína TG1 by nebyla využívána.
 - c. nová kondenzační odběrová turbína TG3 s jedním regulovaným odběrem (1,2 MPa, 220°C) a s dvěma neregulovanými odběry (0,2 a 0,45 MPa, 120 – 150°C). Z odběru 1,2 MPa by byla napájena parní by-pasová stanice zdroje a soustava SZTE, z neregulovaných odběrů 0,2 MPa a 0,45 MPa by byly napájeny ohříváky horkovodní výměňkové stanice. Výkonové rozpětí TG3 se při jmenovitém průtoku dá předpokládat v rozmezí 28 – 38 MWe. Kondenzátor by se připojil na okruh vzduchových chladících věží. Stávající parní turbína TG1 by nebyla využívána.

3.1.1 Použité palivo

Vzhledem k výše uvedeným podmínkám (diverzifikace palivové základny, použití skladovatelného paliva, nezávislost na dodávkách plynu, nízké měrné náklady na nákup paliva a ekologické požadavky) zůstává jedinou variantou použití jako základního paliva biomasa. Uvažována je biomasa ve formě neupraveného přírodního dřevního odpadu – dřevní štěpky ze zbytků lesní těžby. Parametry jsou shrnuty v Tab. 7.

Min. výhřevnost	Jmen. výhřevnost	Max. výhřevnost	Max. vlhkost	Max. obsah popela	Max. obsah cizích látek	Průměr. velikost paliva	Objemová hmotnost
MJ/kg	MJ/kg	MJ/kg	%	%	%	mm	kg/ m ³
7	10	12	55	5	2	50x50x20	225 - 450

Tab. 7 Parametry použitého paliva [5]

3.1.2 Emisní limity

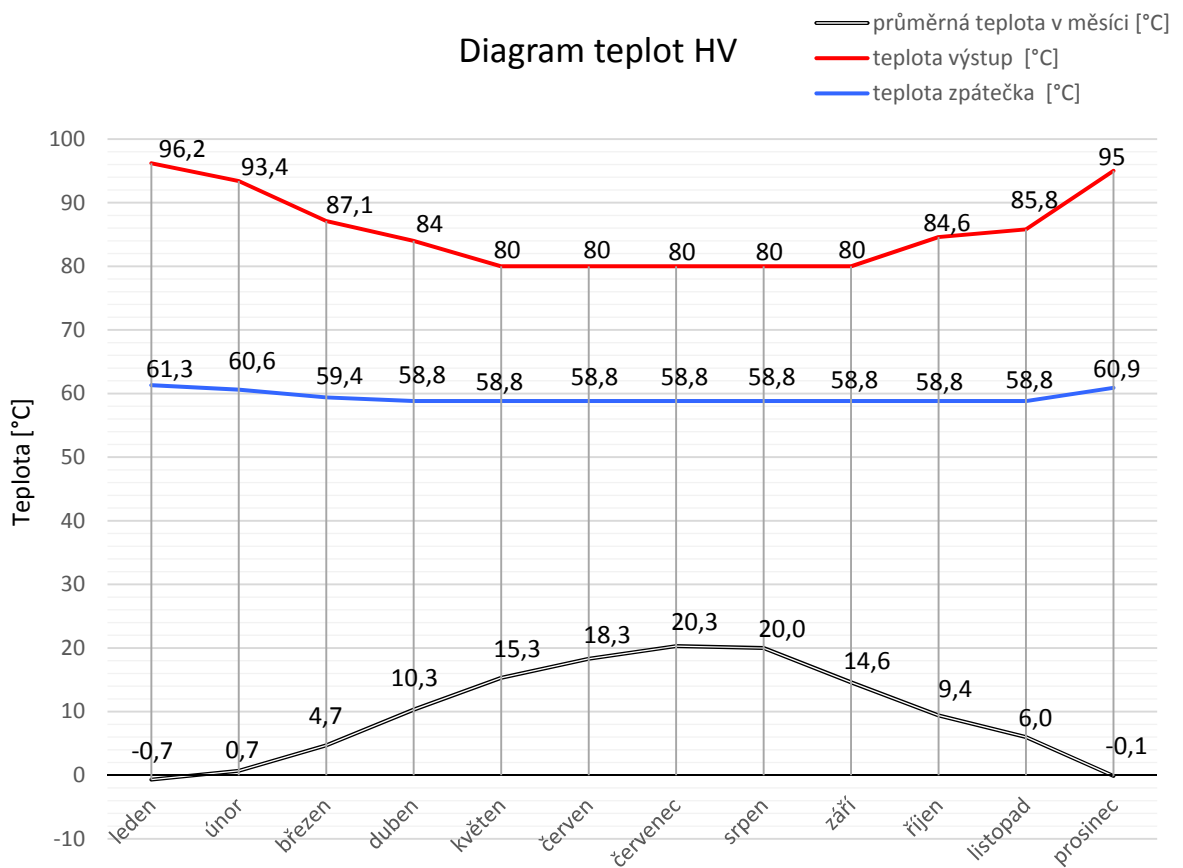
Emisní limity jsou stanoveny vyhláškou 415/2012: „o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší“, limitní hodnoty koncentrace látek jsou při uvažování obsahu kyslíku v odpadním plynu 6 % uvedeny v Tab. 8.

CO	NO _x	SO ₂	TZL
mg/ m ³	mg/ m ³	mg/ m ³	mg/ m ³
250	300	200	30

Tab. 8 Emisní limity [5]

3.1.3 Požadavky tepelné horkovodní sítě

Požadavky na teplotu oběhové vody jsou dány venkovní teplotou v jednotlivých měsících, přičemž pro konstrukci diagramu teplot v horkovodu (viz Obr. 9) se vychází z 25-ti letého průměru venkovních teplot. Parametry nového zdroje jsou navrženy na maximální teplotu výstupu oběhové vody pro zimní období s teplotním spádem **110/68** °C, což umožňuje i přípravu akumulované topné vody.



Obr. 9 Diagram průběhu teplot [5]

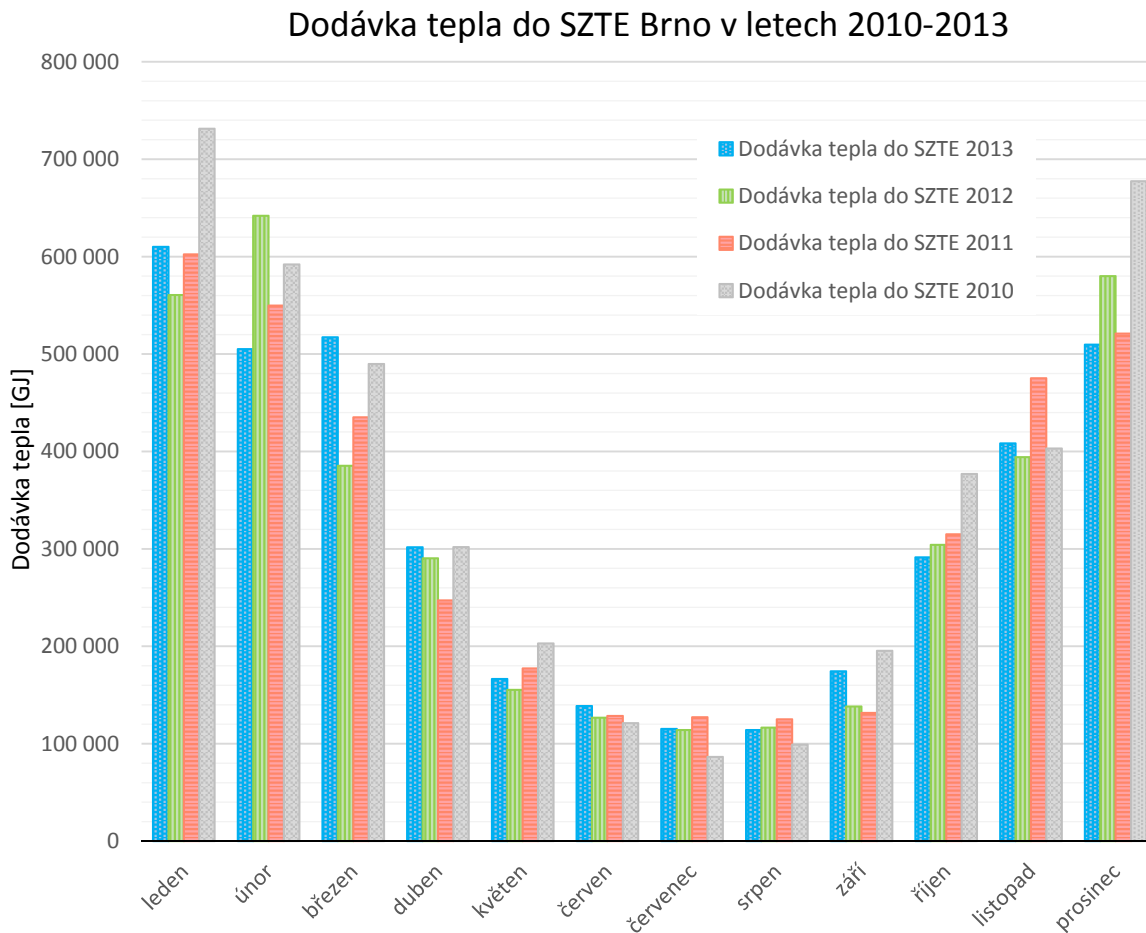
3.2 Definice potřeb tepla do SZTE

Stanovení potřeb tepla do SZTE je třeba věnovat zvýšenou pozornost. Důležitou roli pro návrh parametrů nového zdroje totiž hraje analýza současného stavu, odhad potřeby tepla s výhledem do roku 2020 a sledování vývoje trhu s teplem.

3.2.1 Současný stav

Podkladem pro budoucí návrh parametrů nového zdroje jsou data o provozu tepelné sítě v minulých letech, poskytnutá provozovatelem. Mezi sledované parametry patří kapacita tepelné sítě, maximální dosažitelný a ekonomický výkon zdrojů, možnosti akumulace tepla a vzájemná zastupitelnost zdrojů.

Na základě získaných dat bylo možné sestavit průběh **průměrných měsíčních dodávek tepla** do SZTE v letech 2010-2013, viz Obr. 10. Celkové množství dodaného tepla v jednotlivých letech shrnuje Tab. 9.



Obr. 10 Diagram průběhu dodávek tepla v letech 2010-2013 [5]

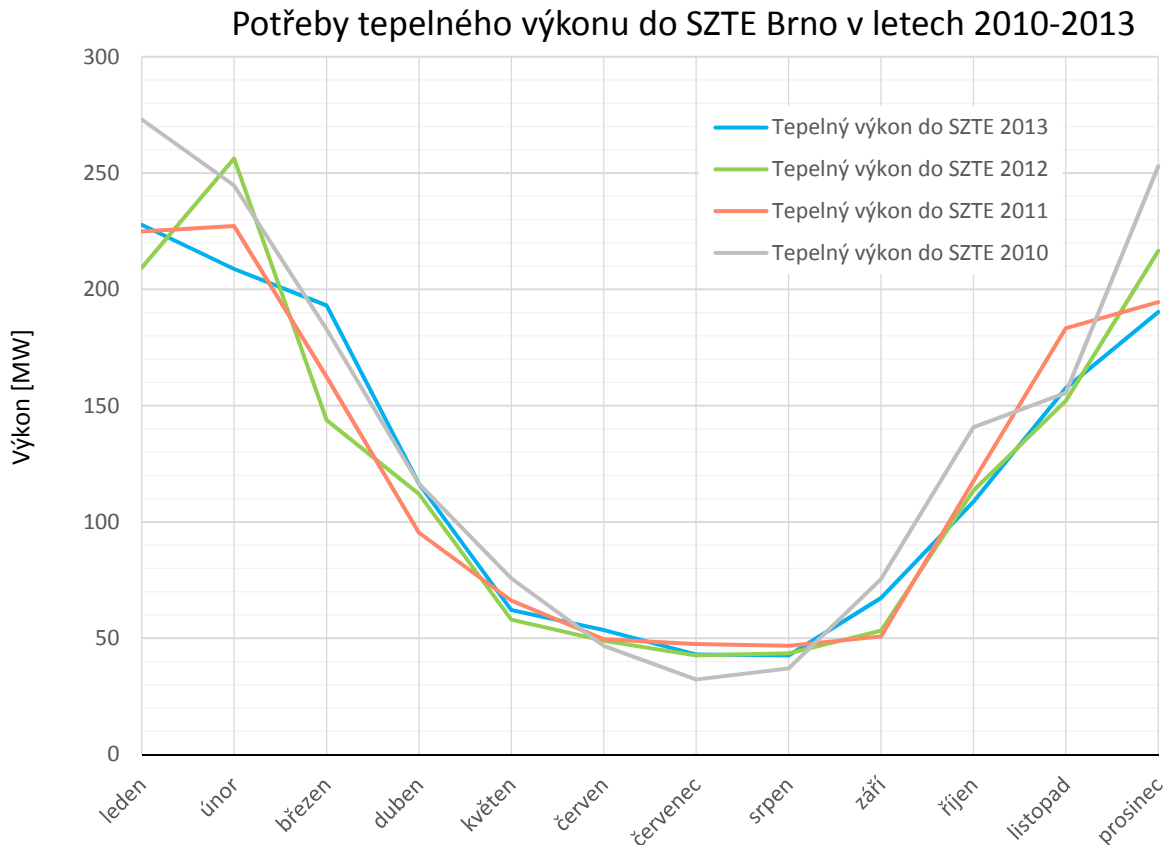
2013	2012	2011	2010
3 851 849 GJ	3 807 383 GJ	3 835 302 GJ	4 227 361 GJ

Tab. 9 Celková dodávka tepla v letech 2010-2013 [5]

Dostupná data o průměrné měsíční dodávce tepelné energie (GJ) je možné pro lepší představu o provozu teplárenských zdrojů přepočítat na **průměrný tepelný výkon zdrojů (MW)** dodávaný do SZTE v jednotlivých měsících.

$$MW = \frac{MWh/měsíc}{28.31 \cdot 24} = \frac{GJ/měsíc}{28.31 \cdot 24 \cdot 3,6} \quad (1)$$

Výsledek přepočtu lze zobrazit v diagramu průběhu tepelného výkonu, který dává představu o potřebném nasazení výkonů jednotlivých zdrojů do SZTE v průběhu roku, viz Obr. 11.



Obr. 11 Diagram průběhu tepelného výkonu v letech 2010-2013

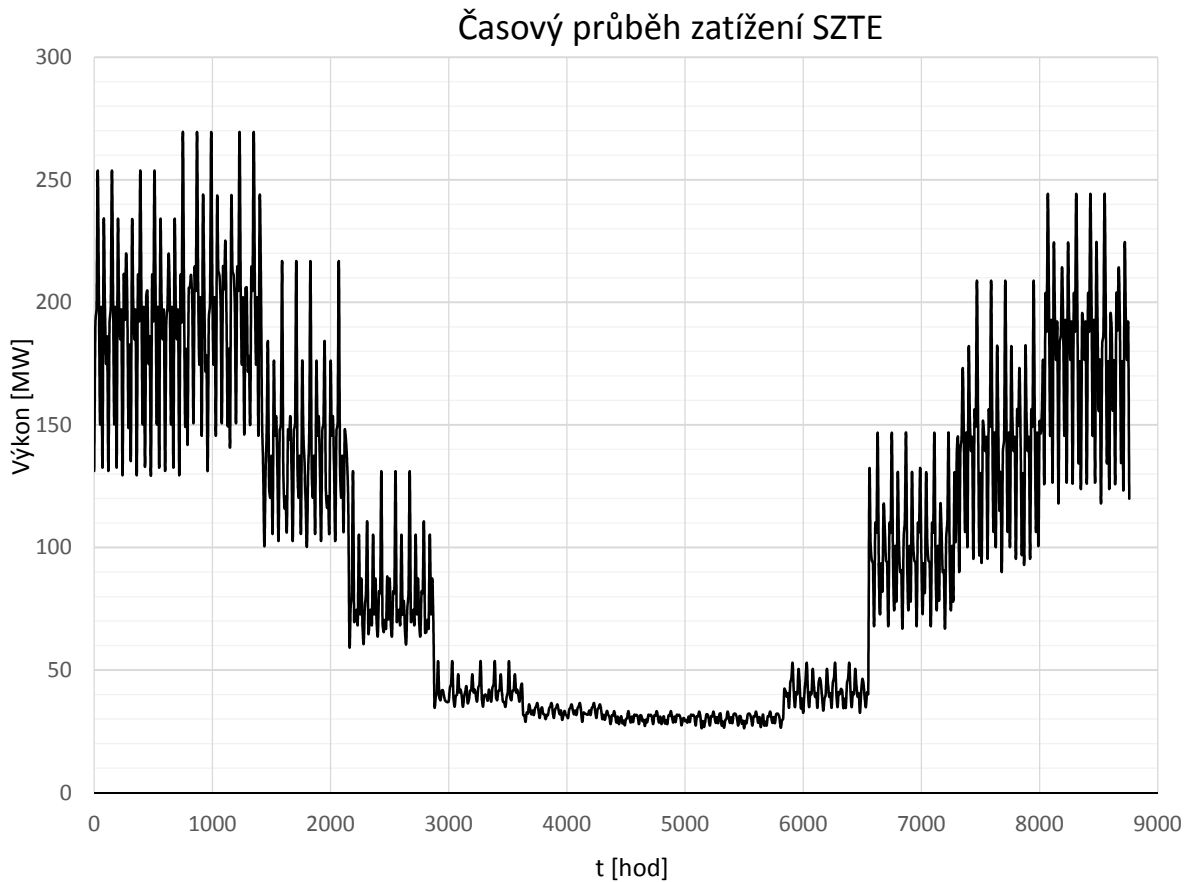
3.2.2 Očekávaný stav

Pro vyhodnocení potřebné velikosti nového zdroje je nezbytné znát očekávaný stav provozování tepelné sítě po celkové přestavbě na horkovodní síť a s výhledem do roku 2020. Podkladovým materiálem pro návrh nového zdroje byla **databáze přepočtených průměrných hodnot výkonů** zdrojů do budoucí SZTE poskytnutá Teplárnami Brno.

Sledováním vývoje dodávek tepla v uplynulých letech lze predikovat postupný pokles této potřeby, tudíž i výstavba nového zdroje není podmíněna rostoucí spotřebou, nýbrž předpokládá pokles dodávek tepla z důvodu:

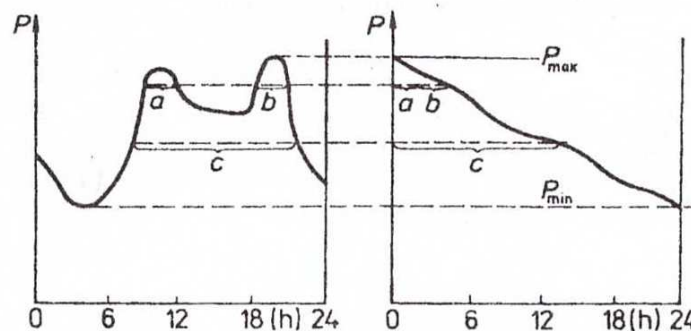
- úsporných opatření (zateplování obálky budov, výměna oken apod.)
- programů podporujících snížení energetické náročnosti objektů
- snížení tepelných ztrát v distribuci mezi zdrojem a koncovým odběratelem
- efektivnějšího způsobu regulace tepelné sítě (kvalitativní a kvantitativní)
- konkurence lokálních zdrojů tepla

Z výše uvedené databáze je možné sestavit **diagram ročního zatížení** (Obr. 12), který dokládá zmíněnou prognózu postupné stagnace dodávek tepla.

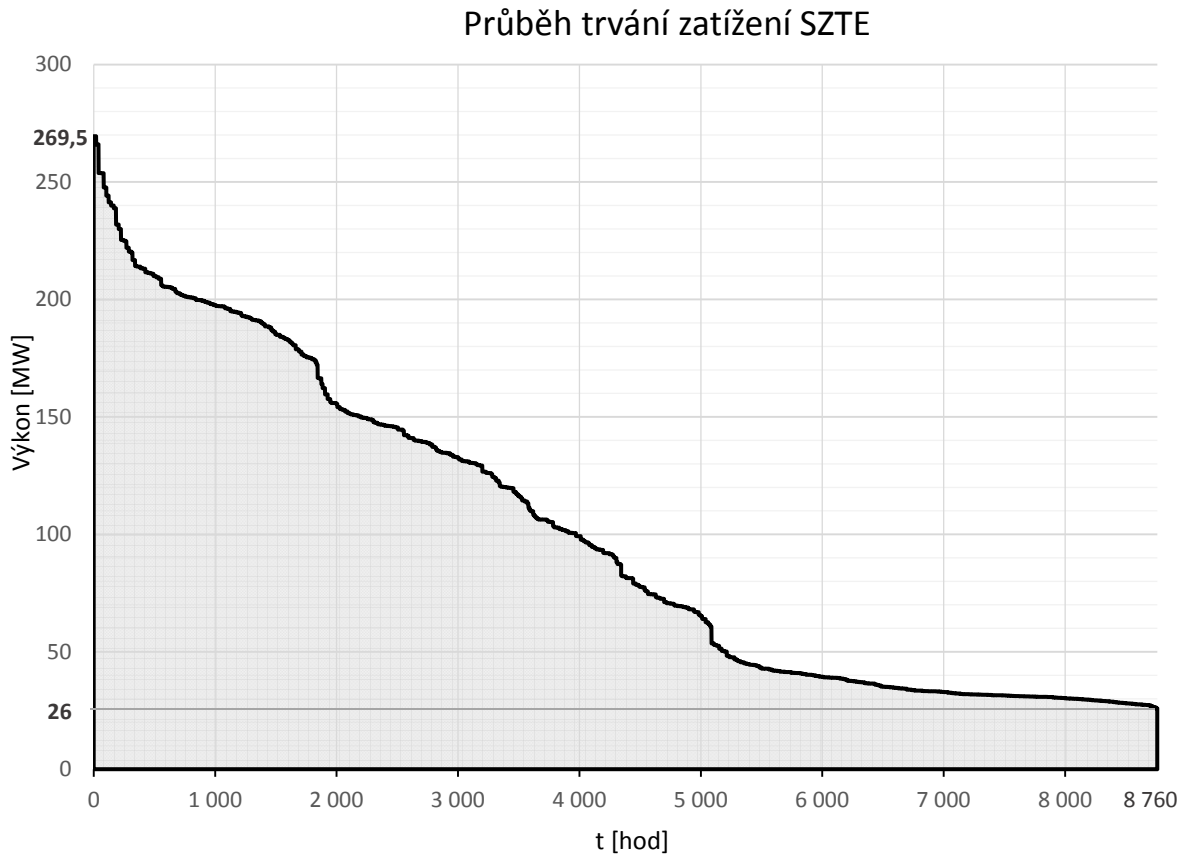


Obr. 12 Diagram ročního zatížení [5]

Pro projektové účely a reálnější představu o rozložení zatížení tepelné sítě je vhodné místo chronologického zobrazení zvolit v tzv. **diagramu trvání zatížení**. Pomocí tohoto diagramu lze stanovit dobu, po kterou byla tepelná síť zatížena danou velikostí zatížení. Charakteristikou diagramu trvání zatížení tepelné sítě pro městský systém SZTE je ostrá špička maximálního zatížení a prudký pokles po odstavení odběru pro vytápění. Metoda sestavení tohoto diagramu je zřejmá z Obr. 13 a výsledné zobrazení je na Obr. 14.



Obr. 13 Diagram trvání zatížení [1]



Obr. 14 Diagram trvání ročního zatížení

3.3 Optimalizace výkonu zdroje dle potřeb tepla

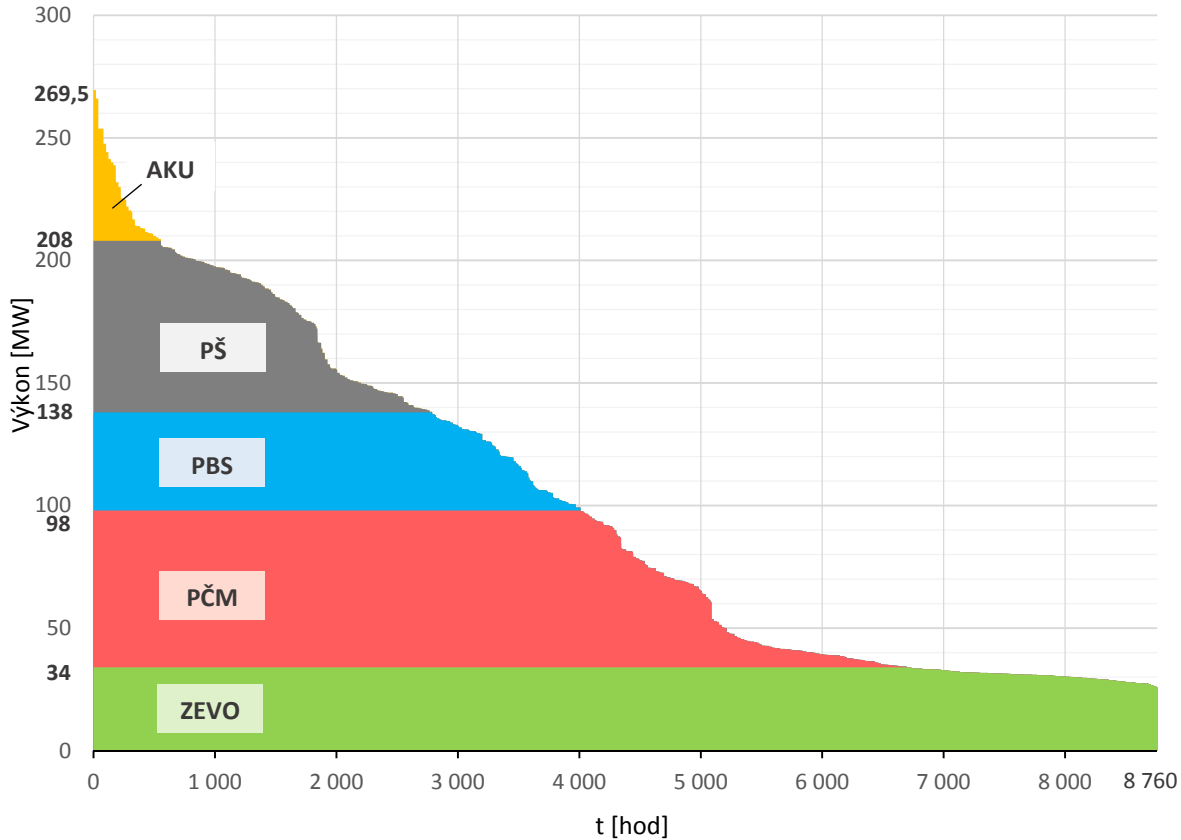
Volba výkonu nového zdroje na biomasu v areálu Teplárny Brno-sever je založena na znalosti hodnot přepočtených průměrných výkonů dodávaných do SZTE a spotřeb tepelné sítě po přestavbě na horkovodní soustavu. Na základě vyhodnocení faktorů ovlivňujících předpokládaný odběr tepla do roku 2020 byly vypočteny následující očekávané hodnoty odběru tepelné energie (Obr. 15):

- Celková dodávka tepla do SZTE: **873 685 MWh / 3 145 266 GJ**
- Maximální odběr SZTE: **318 MWt**
- Průměrný maximální odběr SZTE: **269,5 MWt**
- Průměrný minimální odběr SZTE: **26 MWt**

Porovnáním s kapacitními možnostmi stávajících zdrojů, zohledněním priority nasazení výkonu jednotlivých zdrojů a Energetické koncepce města Brna, dále možnostmi distribuce biomasy a zhodnocením ekonomické efektivity se jeví jako nejvhodnější zvolit výkon nového zdroje **40 MWt**. Začlenění takto navrženého zdroje mezi ostatní zdroje z hlediska dodaného tepelného výkonu do SZTE lze pro projektové účely zobrazit v diagramu trvání potřeb tepla, viz Obr. 14. Pro pokrytí maximálního stanoveného odběru tepelné energie (318MWt) se vycházelo z kapacit a využitelného výkonu jednotlivých zdrojů, které v součtu činí 262 MWt. Se započítáním akumulčních nádrží (AKU) v provozech PBS, PČM a PŠ činí výkon 315 MWt.

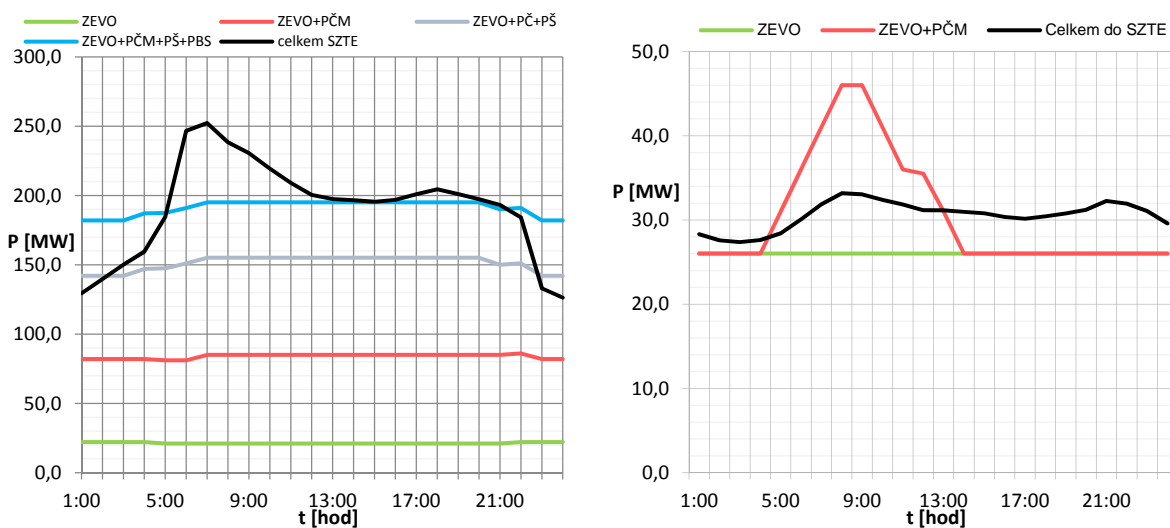
V provozu PBS je dále uvažováno se záložním horkovodním kotlem o výkonu **30 MWt**, jehož přičtením celkový součet výkonů naroste na **345 MWt**. Tím je plánováno s rezervou zajistit dostatečnou dodávku tepelné energie do SZTE Brno.

Průběh trvání zatížení SZTE



Obr. 15 Diagram trvání ročního zatížení a nasazení jednotlivých zdrojů

Kvalifikovaný odhad denního zatížení tepelné sítě a nasazení zdrojů vyžaduje podrobnou analýzu provozu této soustavy, což není v rozsahu ani předmětu této diplomové práce. Představu o možném dodávaném výkonu do SZTE přibližuje dle získaných dat Obr. 16.



Obr. 16 Diagram denního zatížení pro typický zimní den (vlevo) a letní den (vpravo)

Uvedené informace o plánovaném způsobu provozu tepelné sítě je vhodné sumarizovat pro projektové účely do podoby součtových dat v jednotlivých měsících v roce. S ohledem na následný rozbor variant řešení jsou v Tab. 10 uvedeny jen data o navrhovaném provozu nového zdroje v PBS, které budou sloužit jako podklad pro technicko-ekonomické posouzení projektu.

Stanovená výkonová hladina zdroje v jednotlivých měsících vznikla souhrnem údajů o kapacitních možnostech zdroje, požadavky na prioritu nasazení zdrojů dle zatížení tepelné sítě a regulačními možnostmi zdrojů. Vzhledem k předpokladu nasazení nového zdroje v PBS v režimu základního zatížení, lze uvažovat konstantní výkon v průběhu daného měsíce.

NZ PBS	dnů	provoz	Tepelný výkon	vytíženost	Dodaná tepelná energie	
					MWh	GJ
		h	MW _t	%		
leden	31	744	40	100	29 760	107136
únor	28	672	40	100	26 880	96768
březen	31	744	28	70	20 832	74995
duben	30	720	16	40	11 520	41472
květen	31	744	16	40	11 904	42854
červen	30	0	0	0	0	0
červenec	31	0	0	0	0	0
srpen	31	0	0	0	0	0
září	30	720	16	40	11 520	41472
říjen	31	744	28	70	20 832	74995
listopad	30	720	28	70	20 160	72576
prosinec	31	744	40	100	29 760	107136
Σ	365	6 552			183 168	659 405

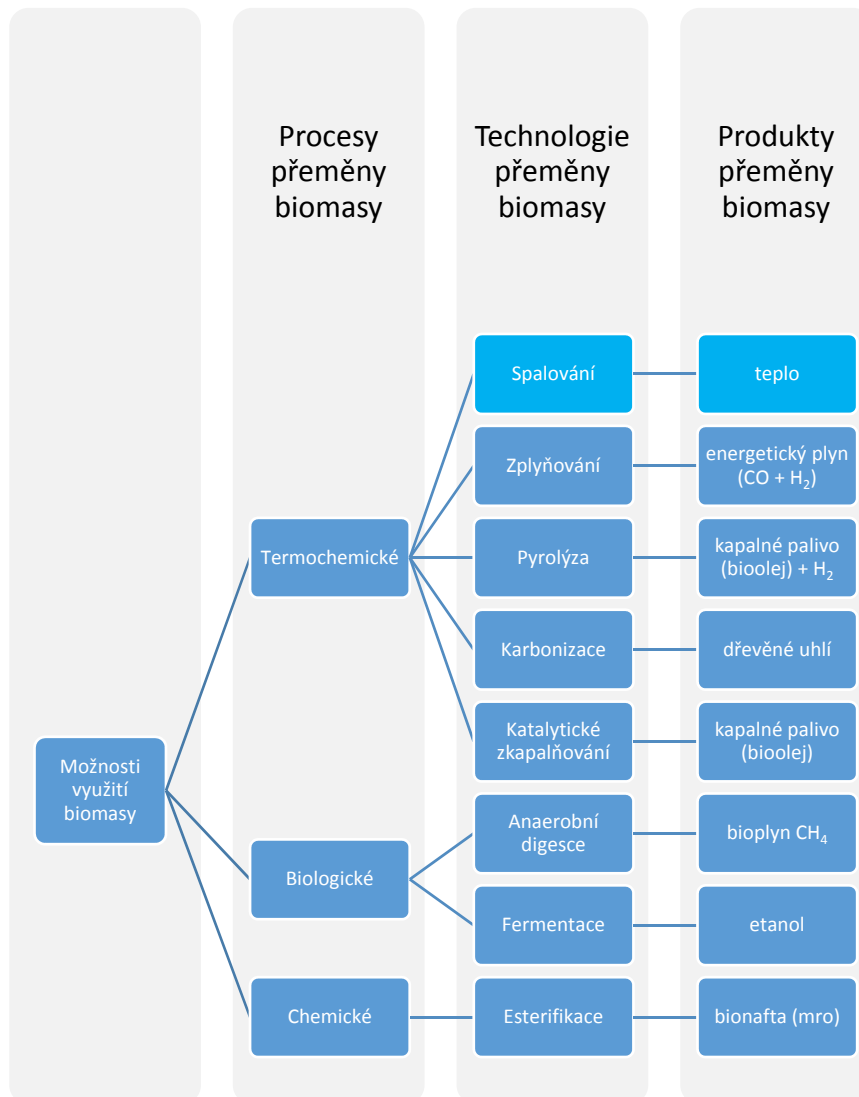
Tab. 10 Souhrnné údaje o požadované dodávce tepla z nového zdroje PBS

4 NOVÝ ZDROJ – ROZBOR VARIANT ŘEŠENÍ

V souladu s výchozími požadavky projektu a zejména s požadavky na použité palivo budou posuzovány pouze varianty na bázi využití biomasy.

4.1 Dostupné technologie

Přehled základních možností energetického využití biomasy a výsledných produktů je dle [4] uveden v Tab. 11.



Tab. 11 Diagram základních technologií a procesů přeměny biomasy [4]

Základní a nejčastější konečnou technologií využití biomasy je v současnosti její termická přeměna spalováním. Dle formy spalování lze spalovat přímo, nebo spalovat plynné či kapalné produkty zpracování biomasy.

Pro aplikaci ve velkém zdroji o tepelném výkonu v řádech desítek MW pracujícím v teplotěnské režimu do systému SZTE je vhodné uvažovat pouze **přímé spalování**, které nevyžaduje speciální úpravu biomasy před spalováním a umožňuje spalovat i palivo o vyšší

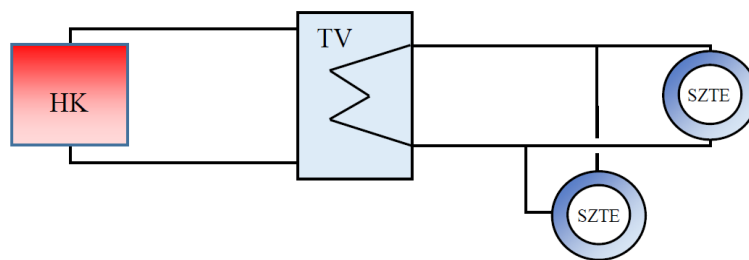
vlhkosti. S ohledem na charakter a proměnné složení biomasy je však nutné kontrolovat podmínky spalování a výstupní spaliny, především emise TZL, CO a NO_x.

Posuzovány budou dále varianty zdroje v provedení **výtopna** (výroba pouze tepelné energie) a **teplárna** (kombinovaná výroba tepelné a elektrické energie v parním oběhu).

4.2 Technické zhodnocení varianty Výtopna

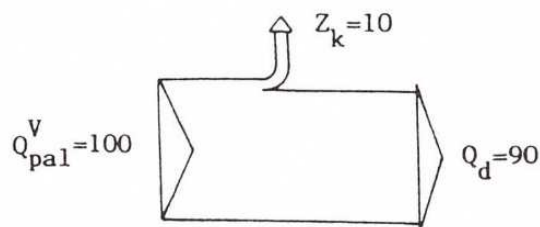
Varianta (A) Výtopna uvažuje **pouze výrobu tepelné energie** ve formě horké vody s dodávkou tepelného výkonu dle potřeb tepelné distribuční sítě včetně akumulace, přičemž kromě budování akumulační nádrže lze využít i potenciál akumulace v horkovodních rozvodech.

Varianta výtopny je z hlediska tepelného oběhu v porovnání s teplárnou značně jednodušší, viz Obr. 17, z čehož plynou i podstatně nižší investiční náklady. Mezi základní technologické prvky zde patří horkovodní kotel (HK), tepelný výměník (TV) oddělující vnitřní oběh ve výtopně s horkovodní tepelnou soustavou (SZTE).



Obr. 17 Informativní schéma výtopny

Srovnáním tepelné účinnosti jednotlivých technologií je zřejmé, že vzhledem k tomu, že rozhodující ztrátou výtopny je ztráta komínová a přebytek vzduchu je malý, může celková tepelná účinnost výtopny dosáhnout vyšší hodnoty než moderní teplárna s kombinovanou výrobou tepelné a elektrické energie.



Obr. 18 Energetické toky výtopny [1]

Tato účinnost však musí být posuzována komplexně, zejména s ohledem na jeden z ukazatelů efektivity energetické centrály, kterým je tzv. modul teplárenské výroby elektřiny (e), charakterizující úsporu primárních zdrojů energie.

V případě výtopny je zřejmé, že $e = 0$, tudíž dochází k nízké účinnosti transformace energie uložené v palivu. Mezi nevýhody varianty výtopny lze tedy zařadit především nižší exergetické využití energie z paliva. Výtopny jsou nejčastěji navrhovány pro menší dodávku tepla a kratší dobu využití instalovaného výkonu – špičkový provoz, zatímco z uvedeného diagramu trvání zatížení a nasazení zdrojů (Obr. 15) vyplývá zařazení nově budovaného zdroje v PBS mezi základní zdroje tepelné energie.

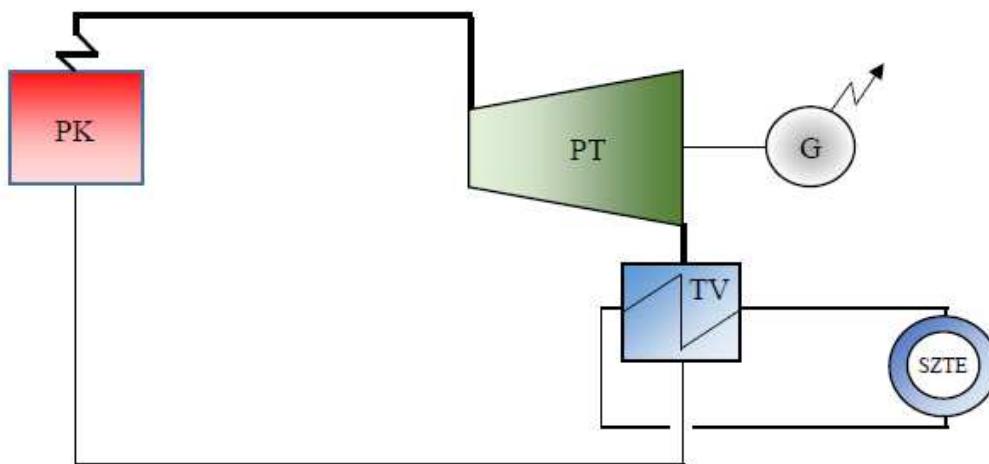
Nespornou výhodou varianty výtopny jsou nižší nároky na obestavěný prostor a v případě přímého připojení spotřebitele odpadá také nutnost výstavby výměňkové stanice mezi zdrojem a tepelnou sítí.

Vzhledem k výše uvedenému je výtopenská výroba tepla obecně vhodná a typická spíše pro decentralizované zdroje zásobování teplem v místě spotřeby, nebo tam, kde nejsou příznivé podmínky pro kombinovanou výrobu tepelné a elektrické energie.

4.3 Technické zhodnocení varianty Teplárna

Varianta (B) Teplárna umožňuje **kombinovanou výrobu elektřiny a tepla** (KVET), taktéž nazývanou jako kogenerace. Teplo je prostřednictvím tepelného výměníku dodáváno ve formě horké vody dle potřeb do tepelné distribuční sítě včetně akumulace.

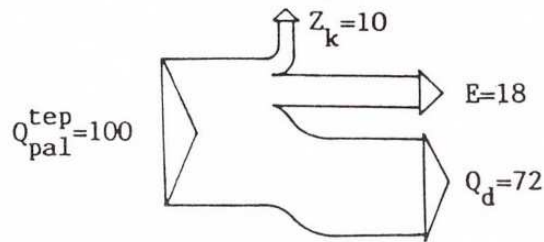
Zjednodušené tepelné schéma oběhu uvažované varianty je na Obr. 19. Navrhovaný tepelný oběh teplárny je realizován technologickými prvky, mezi které patří parní kotel (PK), parní protitlaková turbína (PT), generátor (G) a tepelný výměník (TV) zapojený do tepelné distribuční soustavy (SZTE).



Obr. 19 Informativní schéma parní teplárny

Zvolená koncepce parní teplárny se zapojením parní protitlakové turbíny se na rozdíl od koncepce s parní odběrovou (kondenzační) turbínou vyznačuje podstatně vyšší dosahovanou celkovou tepelnou účinností - až 90%. Důvodem je skutečnost, že podstatnou ztrátou oběhu

s protitlakovou turbínou je pouze ztráta komínová (Obr. 20), zatímco u provedení s odběrovou turbínou jsou hlavními ztrátami ztráta komínová a ztráta mařením tepla v chladící vodě.



Obr. 20 Energetické toky parní teplárny [1]

Důležitým ukazatelem efektivnosti energetické centrály a technologie KVET ve vazbě na úsporu fosilních paliv je zmíněný modul teplárenské výroby elektřiny:

$$e = \frac{E}{Q_d} \quad (2)$$

kde E - vyrobená elektrická energie,
Q_d – dodaná tepelná energie,

Platí, že čím vyšší je podíl vyrobené elektrické energie k dodanému teplu, tím více je vyrobeno elektrické energie z dodaného množství paliva, a tím méně je třeba vyrábět elektrické energie v méně účinných kondenzačních elektrárnách a úspora primárních paliv vlivem KVET je tím větší. Toto pravidlo se nazývá **první teplárenská zásada**. [1]

Pro případ parní teplárny s protitlakovou turbínou a dodávkou elektřiny a tepla ve formě horké vody je modul teplárenské výroby elektřiny závislý na technických parametrech teplárny a teplotní úrovni dodávaného tepla, avšak dle [1] lze pro představu uvažovat **e = 0,18-0,43**.

Je tedy patrné, že varianta parní teplárny je v souladu se snahou o maximální celkovou efektivnost energetické centrály a dodané palivo z primárních zdrojů je na rozdíl od výtopy při správném návrhu využíváno hospodárněji.

Vysoce účinná zařízení s KVET jsou většinou dimenzována na co nejvyšší roční využití, což sice umožňuje vysoce efektivní výrobu, ovšem v době ostrých špiček nebo poklesů dodávek tepla není možné tuto potřebu pokrýt tímto zařízením, tudíž musí být nasazeno zařízení s nižším modulem teplárenské výroby elektřiny, nebo v případě výtopy bez výroby elektřiny. Dále uplatňováním teplárenského principu při využití KVET dochází k tzv. vynucené výrobě elektřiny z důvodu závislosti produkce elektřiny na dodávce tepla. Důsledkem je nutnost zařazení dostatek nezávislých zdrojů elektřiny do elektrizační sítě pro kompenzaci zmíněné teplárenské výroby elektřiny. [1]

Uplatnění varianty parní teplárny s protitlakovou turbínou s dodávkou tepla ve formě horké vody a zařazením mezi základní zdroje s vysokým ročním využitím výkonu se jeví jako vhodná varianta, především s ohledem na KVET zaručující vysokou celkovou účinnost oběhu a hospodárnost nakládání s palivem.

5 Varianta A – Výtopna

Následující základní výpočet tepelné bilance varianty výtopny s horkovodním kotlem je zaveden z důvodu získání údajů o toku pracovních látek v oběhu dané varianty a pro jejich využití ve výpočtu skladového hospodářství a ekonomických ukazatelů. Samotný výpočet je rozdělen na topný okruh pro SZTE a okruh horkovodního kotle

Veškerá následující výpočtová část je koncipována vždy na tři části: uvedení výchozích podmínek, obecný postup výpočtu a výstup po dosažení do vzorců. Pro výpočet termických parametrů vody v okruhu byl použit software XSteam_Excel_v2.6 [7].

5.1 Výpočet tepelné bilance

Provedený výpočet tepelné bilance předpokládá přijetí následujících zjednodušujících omezení:

- konstantní tlaková úroveň vody v topném okruhu
- návrat 100 % topné vody ze SZTE
- ztráty hmotnostního průtoku v okruhu horkovodního kotle jsou plně kompenzovány doplňováním prostřednictvím CHÚV bez vlivu na hmotnostní bilanci okruhu
- zanedbání tlakových ztrát v oběhu horkovodního kotle
- přiváděné palivo do horkovodního kotle o neměnných parametrech viz Tab. 7
- výpočet proveden pro 3 provozní stavy dle požadavků tepelné sítě a to pro období: zimní, přechodný a letní provoz
- vliv vlastních spotřeb na energetickou bilanci zohledněn pouze volbou tepelné účinnosti kotle

5.1.1 Okruh topné vody

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - okruh topné vody					
teplota topné vody výstup	t_{w2}	°C	110	75	87
teplota topné vody vstup	t_{w1}	°C	68	59	62
tlak topné vody	p_w	MPa	1,6	1,6	1,6
požadovaný topný výkon	Q	MWt	40	16	28

Tab. 12 Výchozí údaje pro okruh topné vody

Ohřev topné vody

$$\Delta t = t_{w2} - t_{w1} \quad (3)$$

Tepelná kapacita vody

$$c_w = f(p_w) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (4)$$

Průtok topné vody

$$m_w = \frac{Q \cdot 1000}{c_w \cdot \Delta t} \cdot 3,6 \quad (5)$$

VÝSLEDKY - výpočet bilance okruhu topné vody					
			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
ohřev topné vody	Δt	°C	42	16	25
tepelná kapacita vody	c_w	kJ/kg°C	4,5010	4,5010	4,5010
průtok topné vody	m_w	t/h	761,73	799,81	895,79

Tab. 13 Výsledky pro okruh topné vody

5.1.2 Okruh horkovodního kotle

VÝCHOZÍ ÚDAJE - horkovodní kotel					
			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
výhřevnost paliva	Q_i^r	kJ/kg	10000	10000	10000
ohřátí vzduchu vnějším zdrojem	Q_{vzv}	kJ/kg	310,00	310,00	310,00
teplota paliva	t_p	°C	25,00	25,00	25,00
měrné teplo vody	c_w	kJ/kgK	4,18	4,18	4,18
měrné teplo sušiny paliva	c_{su}	kJ/kgK	1,13	1,13	1,13
obsah vody v palivu	W_i^r	%	40,00	40,00	40,00
tepelná účinnost kotle	η_k	-	0,87	0,87	0,87
nedohřev tepelného výměníku	δt_v	°C	3	3	3
teplotní ztráta okruhu	δt_o	°C	2	2	2
tlak vody	p_{hk}	MPa	1,60	1,60	1,60

Tab. 14 Výchozí údaje pro okruh horkovodního kotle

Měrné teplo paliva [6]

$$c_{pal} = c_w \cdot \frac{W_i^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_i^r}{100} \quad (6)$$

Podmínka výpočtu fyzického tepla paliva [6]

$$W_i^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (7)$$

Fyzické teplo paliva [6]

$$h_{pal} = c_p \cdot t_p \quad (8)$$

Teplo přivedené do kotle [6]

$$Q_p^p = Q_i^r + h_{pal} + Q_{vzv} \quad (9)$$

Teplota vody vstup do výměníku

$$t_{v1} = t_{w2} + \delta t_v \quad (10)$$

Teplota vody výstup z výměníku

$$t_{v2} = t_{w1} + \delta t_v \quad (11)$$

Entalpie vody vstup do výměníku

$$h_{v1} = f(p_{hk}; t_{v1}) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (12)$$

Entalpie vody výstup z výměníku

$$h_{v2} = f(p_{hk}; t_{v2}) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (13)$$

Průtok horké vody

$$m_{hv} = \frac{Q \cdot 1000}{h_{v1} - h_{v2}} \cdot 3,6 \quad (14)$$

Teplota vody vstup do kotle

$$t_{hk1} = t_{v2} - \delta t_o \quad (15)$$

Teplota vody výstup z kotle

$$t_{hk2} = t_{v1} + \delta t_o \quad (16)$$

Entalpie vody vstup do kotle

$$h_{hk1} = f(p_{hk}; t_{hk1}) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (17)$$

Entalpie vody výstup z kotle

$$h_{hk2} = f(p_{hk}; t_{hk2}) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (18)$$

Tepelný spád kotle

$$H_K = h_{hk2} - h_{hk1} \quad (19)$$

Tepelný výkon kotle

$$Q_K = \frac{m_{hv}}{3,6} \cdot H_K \quad (20)$$

Množství přivedeného paliva do kotle

$$m_{pal_hk} = \frac{Q_K}{Q_p^p \cdot \eta_k} \cdot 3,6 \quad (21)$$

Souhrnné množství přivedeného paliva do kotle za 1 rok

$$M_{pal_hk} = m_{pal_hk} \cdot d_{provoz} \quad (22)$$

		ZIMA	LÉTO	PŘECHOD	
VÝSLEDKY - výpočet bilance okruhu HK					
měrné teplo paliva	c_{pal}	kJ/kgK	2,3508	2,3508	2,3508
fyzické teplo paliva	h_{pal}	kJ/kg	58,77	58,77	58,77
teplo přivedené do kotle	Q_p	kJ/kg	10 369	10 369	10 369
teplota vody vstup výměník	t_{v1}	°C	113	78	90
teplota vody výstup výměník	t_{v2}	°C	71	62	65
entalpie vody vstup výměník	h_{v1}	kJ/kg	475,11	327,80	378,15
entalpie vody výstup výměník	h_{v2}	kJ/kg	298,49	260,84	273,38
průtok horké vody	m_{hv}	t/h	815,29	860,21	962,12
teplota vody vstup kotel	t_{hk1}	°C	70	61	64
teplota vody výstup kotel	t_{hk2}	°C	115	80	92
entalpie vody vstup	h_{hk1}	kJ/kg	292,21	254,57	267,11
entalpie vody výstup	h_{hk2}	kJ/kg	481,46	334,09	384,46
tepelný spád kotle	H_K	kJ/kg	189,25	79,52	117,34
tepelný výkon kotle	Q_K	kW	42 859	19 000	31 361
množství paliva	m_{pal_hk}	t/h	17,10	7,58	12,52

Tab. 15 Výsledky pro okruh horkovodního kotle

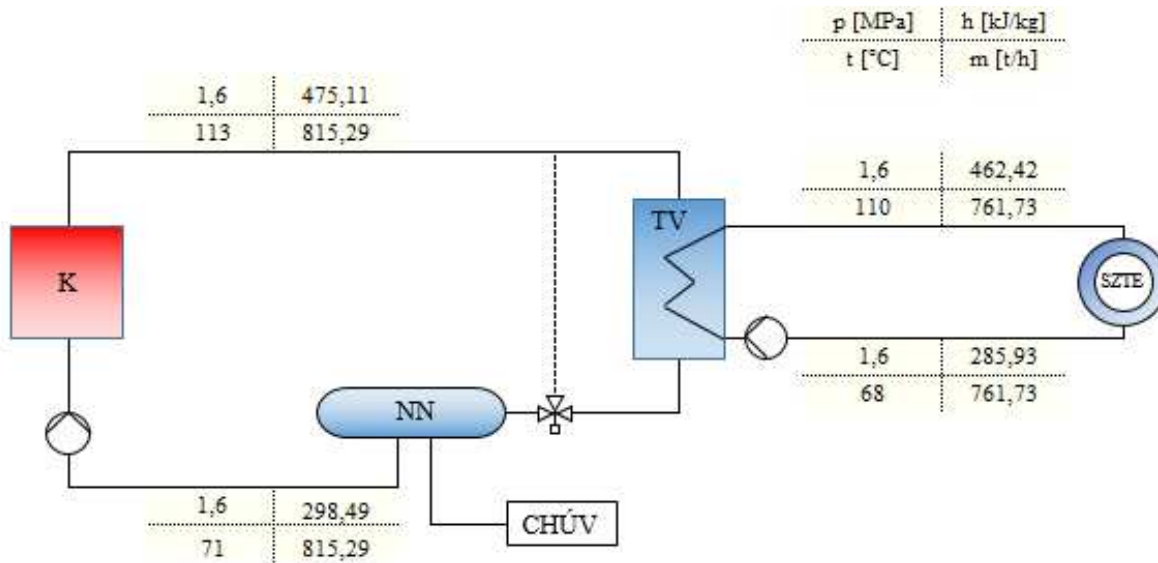
Celkovým výsledkem výpočtu tepelné bilance jsou pro další zpracování především informace o dodané tepelné energii do SZTE a spotřeba paliva, viz Tab. 16. Tyto údaje budou dále využity v ekonomické analýze.

Var A	Provoz [h]	provoz topného okruhu				provoz okruhu HK		
		Q_d [MW _t]	%	Q_d [MWh]	Q_d [GJ]	Q_K [MW _t]	m_{pal} [t/h]	m_{pal} [t/měs]
leden	744	40,00	100	29 760	107136	42,86	17,10	12 726
únor	672	40,00	100	26 880	96768	42,86	17,10	11 494
březen	744	28,00	70	20 832	74995,2	31,36	12,52	9 311
duben	720	16,00	40	11 520	41472	19,00	7,58	5 459
květen	744	16,00	40	11 904	42854	19,00	7,58	5 641
červen	0	0	0	0	0	0	0	0
červenec	0	0	0	0	0	0	0	0
srpen	0	0	0	0	0	0	0	0
září	720	16,00	40	11 520	41472	19,00	7,58	5 459
říjen	744	28,00	70	20 832	74995	31,36	12,52	9 311
listopad	720	28,00	70	20 160	72576	31,36	12,52	9 011
prosinec	744	40,00	100	29 760	107136	42,86	17,10	12 726
Σ rok	6 552			183 168	659 405			81 140

Tab. 16 Výsledek výpočtu tepelné bilance

5.2 Tepelné schéma

Uvedené tepelné schéma varianty A Výtopna (Obr. 21) zobrazuje parametry navrženého provozního stavu oběhu v **zimním** topném provozu.



Obr. 21 Tepelné schéma varianty A – výtopny

5.3 Výpočet skladového hospodářství

Ve výpočtu skladového hospodářství je využit výstup z výpočtu tepelné bilance pro stanovení potřebné velikosti skladu paliva a logistických potřeb na zajištění dodávky paliva do provozu.

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - skladové hospodářství					
spotřeba paliva	m_{pal_hk}	t/h	17,10	7,58	12,52
provoz	t	h/rok	2160	2184	2208
měrná hmotnost paliva	ρ	kg/m ³	300	300	300
požadovaná kapacita	kap_d	dnů	5		
výška vrstvy paliva	v	m	4		
objem paliva v kontejneru	ok	m ³	45		
počet kontejnerů na vagón	p_k	-	3		

Tab. 17 Výchozí údaje pro skladové hospodářství

Denní spotřeba paliva (t)

$$m_{pal_dt} = m_{pal_hk} \cdot 24 \quad (23)$$

Denní spotřeba paliva (m³)

$$m_{pal_d} = \frac{m_{pal_dt} \cdot 1000}{\rho} \quad (24)$$

Roční spotřeba paliva celková

$$m_{pal_r} = \sum_{i=1}^3 m_{pal_h} \cdot t \quad (25)$$

Objem uskladněného paliva

$$kap_{pal} = m_{pal_d} \cdot kap_d \quad (26)$$

Objem skladu paliva (+25%)

$$kap_c = kap_{pal} \cdot \left(1 + \frac{25}{100}\right) \quad (27)$$

Plocha uskladněného paliva

$$S_{pal} = \frac{kap_{pal}}{v} \quad (28)$$

Plocha skladu paliva

$$S_c = \frac{kap_c}{v} \quad (29)$$

Zaskladněná délka skladu

$$d_{pal} = \sqrt{3 \cdot S_{pal}} \quad (30)$$

Zaskladněná šířka skladu

$$\check{s}_{pal} = \sqrt{S_{pal}/3} \quad (31)$$

Délka skladu

$$d_s = \sqrt{3 \cdot S_c} \quad (32)$$

Šířka skladu

$$\check{s}_s = \sqrt{S_c/3} \quad (33)$$

Počet vagónů s palivem denně

$$p_{vag_pal_d} = \frac{m_{pal_d} + \frac{2}{5} m_{pal_d}}{o_k \cdot p_k} \quad (34)$$

Pozn.: Rovnice 34 zahrnuje potřebné množství paliva se započtením rezervy nutné pro víkendovou odstávku dodávky paliva.

VÝSLEDKY - výpočet skladového hospodářství					
denní spotřeba paliva (t)	$m_{\text{pal_dt}}$	t/den	411	182	300
denní spotřeba paliva (m ³)	$m_{\text{pal_d}}$	m ³ /den	1368	607	1001
roční spotřeba paliva celková	$m_{\text{pal_r}}$	m ³ /rok	81140		
objem uskladněného paliva	kap_{pal}	m ³	6842		
objem skladu paliva	kap_{c}	m ³	8552		
plocha uskladněného paliva	S_{pal}	m ²	1710		
plocha skladu paliva	S_{c}	m ²	2138		
zaskladněná délka skladu	d_{pal}	m	71,6		
zaskladněná šířka skladu	\check{s}_{pal}	m	23,9		
délka skladu	d_{s}	m	80,1		
šířka skladu	\check{s}_{s}	m	26,7		
počet vagónů s palivem denně	$p_{\text{vag_pal_d}}$	-	14	6	10

Tab. 18 Výsledek výpočtu skladového hospodářství

5.4 Popis technologických zařízení

Následující text se věnuje vybraným technologickým prvkům zvolené varianty projektu, které by v případě realizace potenciálně zajišťovaly dodávku tepelné energie pro potřeby SZTE.

Horkovodní kotel

Přestože pro požadovaný výkonovou úroveň nejsou horkovodního kotle spalujícím biomasu příliš běžné, lze s ohledem na regulační rozsah typově doporučit fluidní kotel. Alternativní možností by pak bylo zdvojení kotlů, což by díky rozložení tepelného výkonu umožňovalo instalaci klasických roštových kotlů

Vybavení kotle obvykle zahrnuje plynový startovací hořák, automatické zavážení paliva, odvod popele a popílku, dále systém ventilátorů spalovacího vzduchu ovládaných signálem z kyslíkové sondy měřící průtok vzduchu. Dávkování je řešeno plně automaticky dle požadavků na výkon kotle. K cirkulaci horké vody kotlem společně s ochranou teplosměnných ploch směřováním slouží oběhové kotlové čerpadlo. Kotel je dále vybaven nouzovým výměníkem napojeným na přívod studené vody ovládaný termostatickým ventilem z důvodu předcházení přehřátí kotle při výpadku elektrické energie. Mezi nezbytné vybavení kotle patří také expanzní zařízení, které udržuje pracovní přetlak a kompenzuje objemovou roztažnost vody důsledkem změny teplot vody. [5]

Akumulátor vody

Zavedení akumulace horké vody je nezbytné pro vyrovnávání špiček v průběhu denního zatížení tepelné sítě, viz Obr. 16. Pro tyto účely slouží akumulátor horké vody ve formě vertikální ocelové akumulační nádrže s vloženými vnitřními vestavbami pro nejpříznivější rozložení teplotního gradientu. Velikost akumulační nádrže se upřesní při realizační fázi projektu, kdy budou detailněji vypočteny požadavky na akumulovaný výkon a na nabíjení

a vybíjení akumulátoru. Teplota horké vody nabitého akumulátoru se pohybuje kolem 95 °C a vybitého akumulátoru kolem 60 °C. Součástí akumulární nádrže je vyvedení výkonu z akumulace přes dohřívací stanici ($\Delta t \approx 15$ °C) do tepelné sítě, strojovna s ohřívacím výměníkem a zařízení pro nabíjení/vybíjení akumulátoru včetně akumulárních čerpadel. [5]

5.5 Dispoziční schéma

Součástí projektové studie je taktéž zjednodušené schéma dispozičního řešení varianty projektu, které přehledně zobrazuje požadavky na stavební úpravy areálu výstavby nového zdroje.



Obr. 22 Dispoziční schéma varianty A – výtopy [5]

5.6 Ekonomické vyhodnocení investice

Vypracování ekonomického hodnocení investičního záměru je nezbytnou součástí projekční studie, jejíž výstupy ve formě ekonomických ukazatelů podstatně ovlivňují rozhodnutí o výběru výsledné varianty řešení. Uvedené výchozí údaje pro ekonomickou analýzu byly stanoveny na základě podkladů Tepláren Brno, porovnáním s obdobnými projekty, konzultací s vedoucím diplomové práce a zohledněním platné legislativy ČR.

Výpočet ekonomických ukazatelů je zpracován s využitím podkladů viz [12].

VÝCHOZÍ ÚDAJE				
Investiční náklady	technologická část	N _{it}	350 000	tis. Kč
	stavební část	N _{is}	220 000	tis. Kč
Provozní náklady	náklady na palivo [10]	C _{pal}	1 580	Kč/t
	množství paliva	M _{pal_hk}	81 140	t/rok
	opravy a údržba	N _{ou}	5 700	tis. Kč/rok
	náklady na 1 zaměstnance	N _{z1}	321 600	Kč/rok
	počet zaměstnanců	p _z	35	-
Výnosy	dodaná tepelná energie	Q _d	659 405	GJ/rok
	cena tepelné energie [5]	C _q	403	Kč/GJ
doba životnosti projektu		T _z	20	let
diskont		d	6	%
sazba daně z příjmu právnických osob		D _{ppo}	19	%

Tab. 19 Výchozí údaje pro ekonomické hodnocení varianty horkovodního kotle

Výnosy z prodeje tepelné energie

$$V_Q = Q_d \cdot C_Q \quad (35)$$

Investiční náklady celkové

$$N_i = N_{it} + N_{is} \quad (36)$$

Provozní náklady na palivo celkové

$$N_{pal} = M_{pal_hk} \cdot C_{pal} \quad (37)$$

Provozní náklady na opravy a údržbu

$$N_{ou} = 0,01 \cdot N_i \quad (38)$$

Provozní náklady na zaměstnance celkové

$$N_z = N_{z1} \cdot P_z \quad (39)$$

Provozní náklady celkové

$$N_{pr} = N_{pal} + N_{ou} + N_z \quad (40)$$

Ekonomické hodnocení				
Výnosy z prodeje tepelné energie		V_Q	265 740	tis. Kč/rok
Investiční náklady celkové		N_i	570 000	tis. Kč
Provozní náklady	celkové náklady na palivo	N_{pal}	128 201	tis. Kč/rok
	opravy a údržba	N_{ou}	5 700	tis. Kč/rok
	celkové náklady na zaměstnance	N_z	11 256	tis. Kč/rok
	Provozní náklady celkové	N_{pr}	145 157	tis. Kč/rok

Tab. 20 Ekonomické hodnocení varianty horkovodního kotle

5.6.1 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu

Cash – Flow (CF)

$$CF = V_Q - N_{pr} \quad (41)$$

Diskontovaný Cash – Flow (DCF) [12]

$$DCF = \frac{V_Q - N_{pr}}{(1 + d)^t} \quad (42)$$

Kumulovaný diskontovaný Cash – Flow (ΣDCF)

$$\Sigma DCF = -N_i + \frac{V_Q - N_{pr}}{(1 + d)^t} \quad (43)$$

Prostá doba splatnosti

$$T_0 = \frac{N_i}{CF} \quad (44)$$

Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz

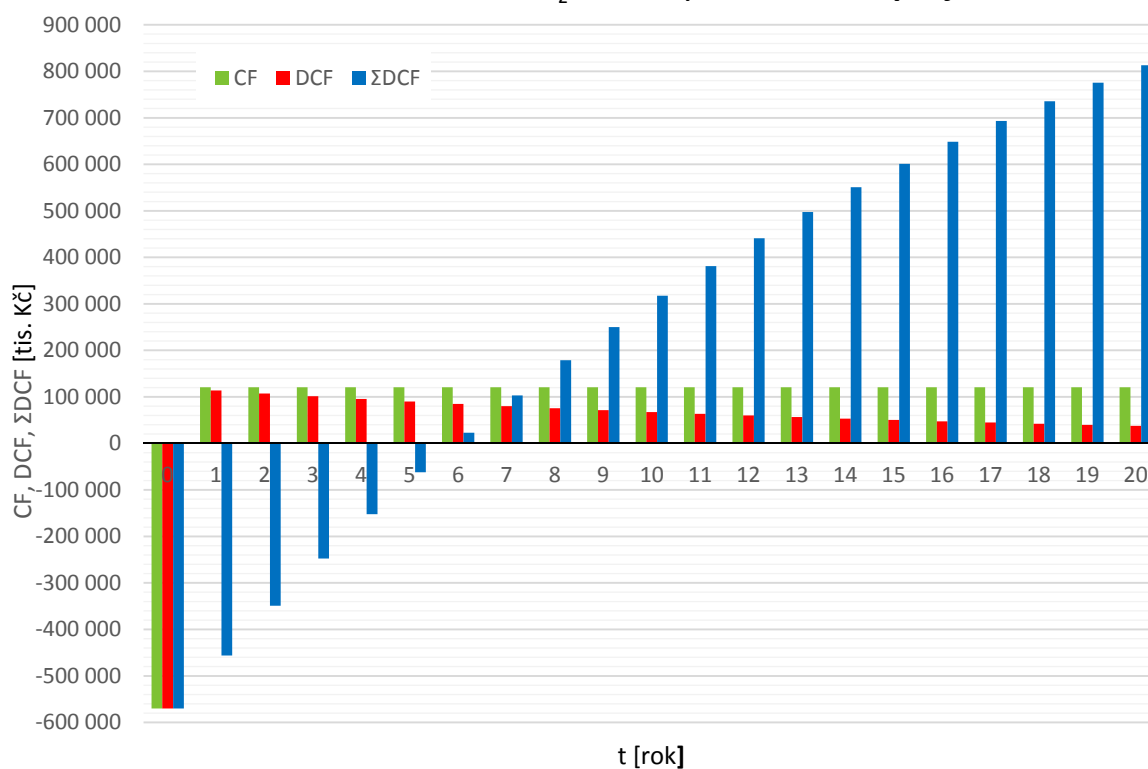
$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_0 \cdot d}}{\ln(1 + d)} \quad (45)$$

Hodnocení z hlediska projektu				
Cash-Flow		CF	120 584	tis. Kč/rok
Prostá doba splatnosti		T_0	4,73	let
Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz		T_s	5,72	let

Tab. 21 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu

Rok	Ni [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	DCF [tis. Kč]	ΣDCF [tis. Kč]
0	570 000	-570 000	-570 000	-570 000
1		120 584	113 758	-456 242
2		120 584	107 319	-348 923
3		120 584	101 244	-247 679
4		120 584	95 514	-152 165
5		120 584	90 107	-62 058
6		120 584	85 007	22 949
7		120 584	80 195	103 144
8		120 584	75 656	178 799
9		120 584	71 373	250 173
10		120 584	67 333	317 506
11		120 584	63 522	381 028
12		120 584	59 926	440 954
13		120 584	56 534	497 488
14		120 584	53 334	550 823
15		120 584	50 315	601 138
16		120 584	47 467	648 605
17		120 584	44 780	693 386
18		120 584	42 246	735 631
19		120 584	39 854	775 486
20		120 584	37 599	813 084

Tab. 22 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska projektu

Průběh CF, DCF, ΣDCF na T_z varianty A z hlediska **projektu**Obr. 23 Diagram průběhu CF, DCF, ΣDCF na T_z varianty A z hlediska projektu

5.6.2 Ekonomické hodnocení z hlediska investora

Odpisy

$$N_o = \frac{N_i}{T_z} \quad (46)$$

Hrubý zisk

$$Z = V_Q - N_{pr} - N_o \quad (47)$$

Daňové odvody

$$O = Z \cdot \frac{D_{ppo}}{100} \quad (48)$$

Disponibilní zisk

$$Z_p = Z - O \quad (49)$$

Cash – Flow (CF)

$$CF = V_Q - N_{pr} - O \quad (50)$$

Diskontovaný Cash – Flow (DCF)

$$DCF = \frac{V_Q - N_{pr} - O}{(1 + d)^t} \quad (51)$$

Kumulovaný diskontovaný Cash – Flow (ΣDCF)

$$\Sigma DCF = -N_i + \frac{V_Q - N_{pr} - O}{(1 + d)^t} \quad (52)$$

Prostá doba splatnosti viz rovnice 21

Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz viz rovnice 22

Návratnost investice (ROI – Return On Investment)

$$ROI = \frac{\sum_0^t DCF - N_i}{N_i} \quad (53)$$

Čistá současná hodnota (NPV – Net Present Value)

$$NPV = \sum_0^t \frac{CF_t}{(1 + d)^t} \quad (54)$$

Vnitřní výnosové procento (IRR – Internal Rate of Return)

$$0 = \sum_1^t \frac{CF_t}{(1 + IRR)^t} - N_i \quad (55)$$

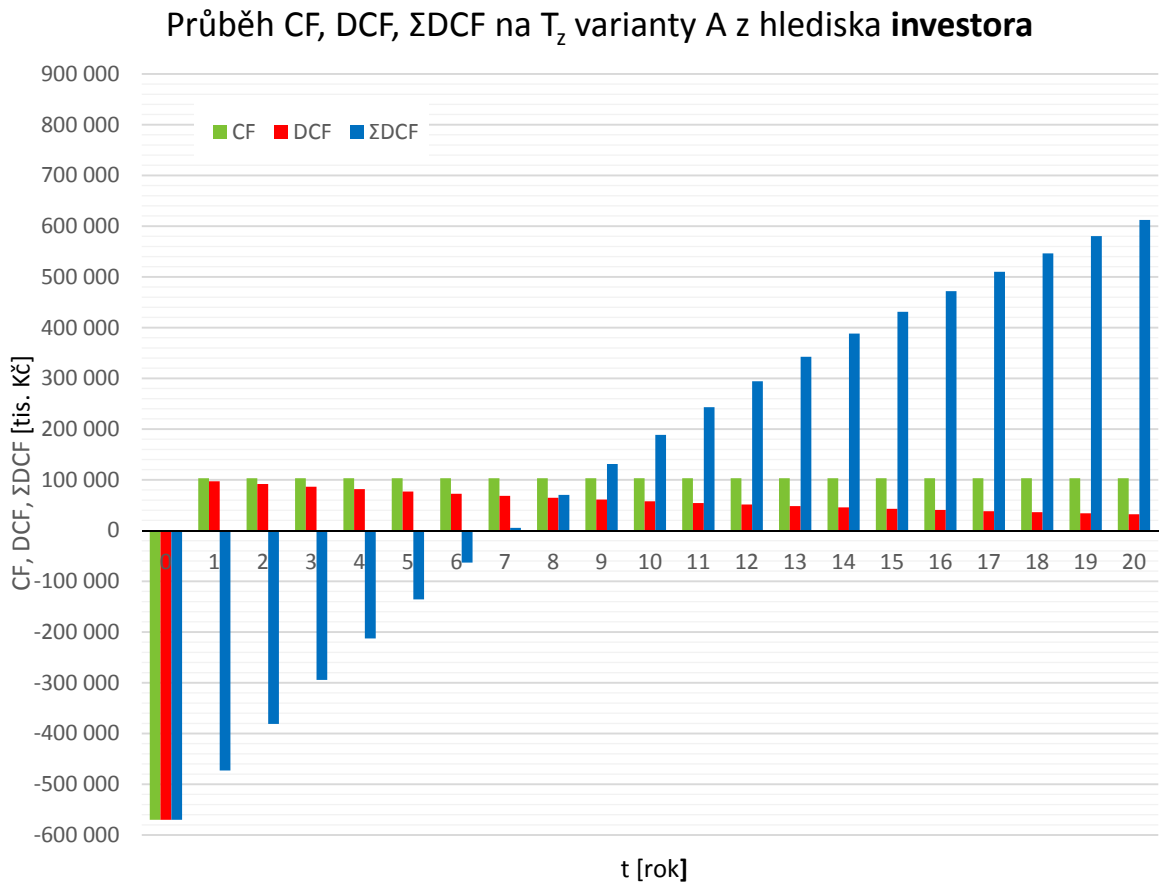
Pozn.: Výpočet rovnice 55 proveden dle MS Excel funkce *MÍRA.VÝNOSNOSTI*

Hodnocení z hlediska investora				
Odpisy		No	28 500	tis. Kč/rok
Hrubý zisk		Z	92 084	tis. Kč/rok
Daňové odvody		O	17 496	tis. Kč/rok
Disponibilní zisk		Zp	74 588	tis. Kč/rok
Cash-Flow		CF	103 088	tis. Kč/rok
Prostá doba splatnosti		To	5,53	let
Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz		Ts	6,92	let
Návratnost investice		ROI	107,44	%
Čistá současná hodnota		NPV	612 408	tis. Kč
Vnitřní výnosové procento		IRR	10,71	%

Tab. 23 Ekonomické hodnocení z hlediska investora

Rok	Ni [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	DCF [tis. Kč]	ΣDCF [tis. Kč]
0	570 000	-570 000	-570 000	-570 000
1		103 088	97 253	-472 747
2		103 088	91 748	-381 000
3		103 088	86 554	-294 445
4		103 088	81 655	-212 790
5		103 088	77 033	-135 757
6		103 088	72 673	-63 084
7		103 088	68 559	5 475
8		103 088	64 679	70 153
9		103 088	61 017	131 171
10		103 088	57 564	188 735
11		103 088	54 305	243 040
12		103 088	51 231	294 271
13		103 088	48 332	342 603
14		103 088	45 596	388 199
15		103 088	43 015	431 214
16		103 088	40 580	471 794
17		103 088	38 283	510 077
18		103 088	36 116	546 193
19		103 088	34 072	580 265
20		103 088	32 143	612 408

Tab. 24 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska investora

Obr. 24 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty A z hlediska investora

6 Varianta B - Parní teplárna

Základem výpočetní části varianty parní teplárny je obdobně jako u varianty výtopny výpočet tepelné bilance, jehož výstupy jsou potřebné pro další zpracování v navazujícím výpočtu skladového hospodářství a ekonomických ukazatelů. Výpočet tepelné bilance je rozdělen na tři okruhy a to topný okruh pro SZTE, okruh parní turbíny a okruh parního kotle.

Koncepce výpočetní části je shodná s předcházející, obsahuje tedy uvedení výchozích údajů, obecný postup výpočtu a výsledek výpočtu po dosazení do vzorců. Pro výpočet termických parametrů vody/páry v okruhu byl použit software XSteam_Excel_v2.6 [7].

6.1 Výpočet tepelné bilance

Provedený výpočet tepelné bilance předpokládá přijetí následujících zjednodušujících omezení:

- konstantní tlaková úroveň vody v topném okruhu
- návrat 100 % topné vody ze SZTE
- ztráty hmotnostního průtoku v okruhu parní turbíny a parního kotle jsou plně kompenzovány doplňováním z CHÚV bez vlivu na hmotnostní bilanci okruhu
- parní turbína pracuje s konstantní termodynamickou účinností v celém průběhu expanze
- tlakové ztráty v oběhu parního kotle a turbíny uvažovány pouze na straně páry
- přiváděné palivo do parního kotle o neměnných parametrech viz Tab. 7
- výpočet proveden pro 3 provozní stavy dle požadavků tepelné sítě a to pro období: zimní, přechodný a letní provoz
- vliv vlastních spotřeb na energetickou bilanci zohledněn pouze volbou tepelných účinností kotle a turbíny.

6.1.1 Okruh topné vody

Vzhledem k tomu, že požadavky na parametry a dodávanou tepelnou energii v topném okruhu jsou u obou variant zdroje shodné, je zde vložena pouze shrnující tabulka s již výše uvedenými údaji.

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - okruh topné vody					
teplota topné vody výstup	t_{w2}	°C	110	75	87
teplota topné vody vstup	t_{w1}	°C	68	59	62
tlak topné vody	p_w	MPa	1,6	1,6	1,6
požadovaný topný výkon	Q	MWt	40	16	28
VÝSLEDKY - výpočet bilance okruhu topné vody					
ohřev topné vody	Δt	°C	42	16	25
tepelná kapacita vody	c	kJ/kg°C	4,5010	4,5010	4,5010
průtok topné vody	m_w	t/h	761,73	799,81	895,79

Tab. 25 Vstupní údaje a výsledky okruhu topné vody

6.1.2 Okruh parní turbíny

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - okruh parní turbíny					
teplota vstup	t_0	°C	480	480	480
tlak vstup	p_{00}	MPa	6,5	6,5	6,5
termodynamická účinnost turbíny	η_{tdi}	-	0,860	0,780	0,840
mechanická účinnost turbíny	η_m	-	0,986	0,986	0,986
účinnost převodovky	$\eta_{př}$	-	0,984	0,984	0,984
účinnost generátoru	η_g	-	0,976	0,971	0,974
nedohřev tepelného výměníku	δt_v	°C	5	5	5
teplota odplynění	t_{od}	°C	140	140	140
tlaková ztráta turbína - výměník	Δp_{tv}	%	2	2	2
tlaková ztráta potrubí odběr	Δp_{od}	MPa	0,15	0,15	0,15
koeficient ztráty potrubí odběr	k_{od}	-	1,3	1,3	1,3

Tab. 26 Výchozí údaje pro okruh parní turbíny

Teplota topné páry ve výměníku [9]

$$t_2 = t_{w2} + \delta t_v \quad (56)$$

Tlak topné páry ve výměníku [9]

$$p_{2v} = f(t_2) \text{ tlak saturace dle IAPWS IF-97} \quad (57)$$

Tlak páry na výstupu z turbíny

$$p_2 = p_{2v} - \frac{p_{2v}}{100} \cdot \Delta p_{tv} \quad (58)$$

Tlak na vstupu do turbíny (za RZV+RV) [9]

$$p_0 = 0,965 \cdot p_{00} \quad (59)$$

Entalpie vstup do turbíny

$$h_0 = f(p_0; t_0) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (60)$$

Entropie vstup do turbíny

$$s_0 = f(p_0; t_0) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (61)$$

Isoentalpie na výstupu z turbíny

$$h_{2iz} = f(p_2; s_0) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (62)$$

Isoentropický spád na turbíně

$$H_{iz} = h_0 - h_{2iz} \quad (63)$$

Entalpie na výstupu z turbíny

$$h_2 = h_0 - \eta_{tdi} \cdot H_{iz} \quad (64)$$

Entalpie zkondenzované vody

$$h_3 = f(p_2) \text{ entalpie saturace dle IAPWS IF-97} \quad (65)$$

Průtok páry výměníkem

$$m_v = \frac{Q \cdot 1000}{h_2 - h_3} \cdot 3,6 \quad (66)$$

Tlak odplynění

$$p_{od} = f(t_{od}) \text{ tlak saturace dle IAPWS IF-97} \quad (67)$$

Entalpie napájecí vody

$$h_{NV} = f(t_{od}) \text{ entalpie saturace dle IAPWS IF-97} \quad (68)$$

Tlak v odběru turbíny [9]

$$p_e = (p_{od} + \Delta p_{od}) \cdot k_{od} \quad (69)$$

Isoentalpie odběru z turbíny

$$h_{eiz} = f(p_e; s_0) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (70)$$

Entalpie odběru z turbíny

$$h_e = h_0 - \eta_{tdi} \cdot (h_0 - h_{eiz}) \quad (71)$$

Průtok odběru z turbíny

$$m_e = \frac{m_v \cdot h_3 - m_v \cdot h_{NV}}{h_{NV} - h_e} \quad (72)$$

Průtok ucpávkové páry

$$m_{ucp} = 0,01 \cdot m_v \quad (73)$$

Průtok napájecí vody

$$m_{NV} = m_v + m_e + m_{ucp} \quad (74)$$

Průtok páry do turbíny

$$m_0 = m_{NV} - m_{ucp} \quad (75)$$

Průtok páry turbínou za odběrem

$$m_1 = m_0 - m_e \quad (76)$$

Vnitřní výkon turbíny

$$P_i = (h_0 - h_e) \cdot \frac{m_0}{3,6} + (h_e - h_2) \cdot \frac{m_1}{3,6} \quad (77)$$

Svorkový výkon turbíny

$$P_{SV} = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{př} \cdot \eta_g \quad (78)$$

VÝSLEDKY - výpočet bilance okruhu PT						
		ZIMA	LÉTO	PŘECHOD		
teplota topné páry ve výměníku	t ₂	°C	115,0	80,0	92,0	
tlak topné páry ve výměníku	p _{2v}	MPa	0,169	0,047	0,076	
tlak páry na výstupu z turbíny	p ₂	MPa	0,166	0,046	0,074	
tlak na vstupu do turbíny (za RZV+RV)	p ₀	MPa	6,27	6,27	6,27	
entalpie vstup do turbíny	h ₀	kJ/kg	3371,76	3371,76	3371,76	
entropie vstup do turbíny	s ₀	kJ/kgK	6,7958	6,7958	6,7958	
isoentalpie na výstupu z turbíny	h _{2iz}	kJ/kg	2545,11	2352,28	2419,95	
isentropický spád na turbíně	H _{iz}	kJ/kg	826,66	1019,49	951,81	
entalpie na výstupu z turbíny	h ₂	kJ/kg	2660,84	2576,56	2572,24	
entalpie zkondenzované vody	h ₃	kJ/kg	234,67	132,34	167,89	
průtok páry výměníkem	m _v	t/h	59,35	23,57	41,92	
tlak odplynění	p _{od}	MPa	0,36	0,36	0,36	
entalpie napájecí vody	h _{NV}	kJ/kg	589,20	589,20	589,20	
tlak v odběru turbíny	p _e	MPa	0,665	0,665	0,665	
isoentalpie odběru z turbíny	h _{ei2}	kJ/kg	2792,17	2792,17	2792,17	
entalpie odběru z turbíny	h _e	kJ/kg	2873,31	2919,68	2884,90	
průtok odběru z turbíny	m _e	t/h	9,21	4,62	7,69	
průtok ucpávkové páry	m _{ucp}	t/h	0,59	0,24	0,42	
průtok napájecí vody	m _{NV}	t/h	69,16	28,42	50,04	
průtok páry do turbíny	m ₀	t/h	68,57	28,19	49,62	
průtok páry turbínou za odběrem	m ₁	t/h	59,35	23,57	41,92	
vnitřní výkon turbíny	P _i	kW	12 996	5 786	10 351	
svorkový výkon turbíny	P _{sv}	kW	12 301	5 451	9 782	

Tab. 27 Výsledky pro okruh parní turbíny

6.1.3 Okruh parního kotle

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - okruh parního kotle					
výhřevnost paliva	Q_i^r	kJ/kg	10000	10000	10000
ohřátí vzduchu vnějším zdrojem	Q_{vzv}	kJ/kg	310,00	310,00	310,00
teplota paliva	t_p	°C	25,00	25,00	25,00
měrné teplo vody	c_w	kJ/kgK	4,18	4,18	4,18
měrné teplo sušiny paliva	c_{su}	kJ/kgK	1,13	1,13	1,13
obsah vody v palivu	W_i^r	%	40,00	40,00	40,00
tepelná účinnost kotle	η_k	-	0,87	0,87	0,87
tlaková ztráta kotel - turbína	Δp_{kt}	%	3	3	3
teplotní ztráta kotel - turbína	Δt_{kt}	°C	5	5	5

Tab. 28 Výchozí údaje pro okruh parního kotle

Měrné teplo paliva viz rovnice 6.

Podmínka výpočtu fyzického tepla paliva viz rovnice 7.

Fyzické teplo paliva viz rovnice 8.

Teplo přivedené do kotle viz rovnice 9.

Teplota přehřáté páry

$$t_p = t_0 + \Delta t_{kt} \quad (79)$$

Tlak přehřáté páry

$$p_p = p_{00} \cdot \left(1 + \frac{\Delta p_{kt}}{100}\right) \quad (80)$$

Entalpie přehřáté páry

$$h_p = f(p_p; t_p) \text{ dle IAPWS IF-97} \quad (81)$$

Tepelný spád kotle

$$H_{PK} = h_p - h_{NV} \quad (82)$$

Tepelný výkon kotle

$$Q_{PK} = \frac{m_{NV}}{3,6} \cdot H_{PK} \quad (83)$$

Množství přivedeného paliva do kotle

$$m_{pal_pk} = \frac{Q_{PK}}{Q_p^p \cdot \eta_k} \cdot 3,6 \quad (84)$$

Souhrnné množství přivedeného paliva do kotle za 1 rok

$$M_{pal_pk} = m_{pal_pk} \cdot d_{provoz} \quad (85)$$

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝSLEDKY - výpočet bilance okruhu PK					
měrné teplo paliva	c_{pal}	kJ/kgK	2,3508	2,3508	2,3508
fyzické teplo paliva	h_{pal}	kJ/kg	58,77	58,77	58,77
Teplo přivedené do kotle	Q_p^p	kJ/kg	10 369	10 369	10 369
teplota přehřáté páry	t_p	°C	485	485	485
tlak přehřáté páry	p_p	MPa	6,695	6,695	6,695
Entalpie přehřáté páry	h_p	kJ/kg	3379,03	3379,03	3379,03
tepelný spád kotle	H_{PK}	kJ/kg	2789,83	2789,83	2789,83
Tepelný výkon kotle	Q_{PK}	kW	53 595	22 025	38 776
množství paliva	m_{pal_pk}	t/h	21,39	8,79	15,47

Tab. 29 Výsledky pro okruh parního kotle

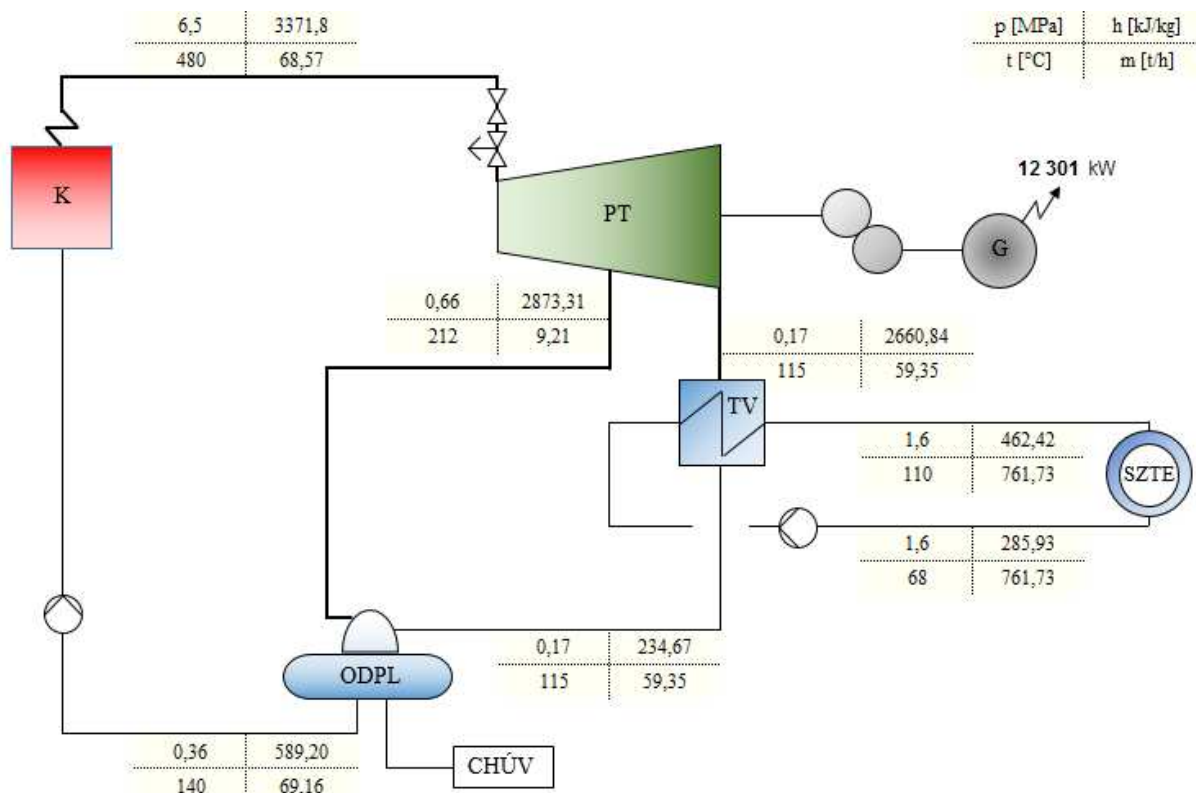
Výsledek výpočtu tepelné bilance topného výměníku je shodný s variantou výtopny (roční dodaná tepelná energie: 183 168 MWh / 659 405 GJ), proto jsou dále uvedeny jen výsledky bilančního výpočtu okruhu parní turbíny a parního kotle, které budou ve formě spotřeby paliva a vyrobené elektrické energie použity v ekonomické analýze varianty projektu.

Var B	provoz [h]	provoz PT		provoz PK		
		P_{sv} [MWe]	E [MWh]	Q_K [MWt]	m_{pal} [t/h]	m_{pal} [t/měsíc]
leden	744	12,30	9 152	53,59	21,39	15 913
únor	672	12,30	8 266	53,59	21,39	14 373
březen	744	9,78	7 278	38,78	15,47	11 513
duben	720	5,45	3 924	22,03	8,79	6 329
květen	744	5,45	4 055	22,03	8,79	6 540
červen	0	0	0	0	0	0
červenec	0	0	0	0	0	0
srpen	0	0	0	0	0	0
září	720	5,45	3 924	22,03	8,79	6 329
říjen	744	9,78	7 278	38,78	15,47	11 513
listopad	720	9,78	7 043	38,78	15,47	11 142
prosinec	744	12,30	9 152	53,59	21,39	15 913
Σ	6 552		60 072			99 564

Tab. 30 Výsledek výpočtu tepelné bilance

6.2 Tepelné schéma

Zobrazené schéma tepelné bilance varianty B Parní teplárna (Obr. 25) náleží provoznímu stavu oběhu v **zimním** topném provozu.



Obr. 25 Tepelné schéma varianty B – parní teplárny

6.2.1 Porovnávací studie tepelné bilance v produktech THERMOFLOW

Pro ověření správnosti a porovnání výsledků výpočtu tepelného schématu byly použity softwarové produkty společnosti Thermoflow Inc. USA, viz popis jednotlivých programů níže.

Vstupní data vložená do programu pro spuštění simulace jsou údaje z Tab. 25, Tab. 26 a Tab. 28. Grafické výstupy, které programy umožňují generovat, jsou uvedeny v příloze diplomové práce.

Popis programu SteamPro & SteamMaster

Produkty SteamPro a SteamMaster jsou určeny pro automatizovaný návrh a off-design simulaci parních tepelných oběhů. Kromě klasického Rankine-Clausiova oběhu lze simulovat také chladicí oběhy. V rámci off-designu programy umožňují optimalizovat jednotlivé provozní stavy, přičemž ve SteamPro se provede základní model návrhu a ve SteamMaster se vytvoří jednotlivé profily zatížení. Programy obsahují databázi 180 předdefinovaných paliv zahrnující uhlí, plyn, biomasu nebo odpadní paliva. Součástí programů je také oboustranný odkaz (Bi-Directional Link) s programem MS Excel pro návrh a simulaci oběhu v prostředí MS Excel.

V kombinaci s modulem PEACE je pomocí těchto programů možné projekt technicky a ekonomicky optimalizovat a odhadnout investiční náklady.[8]

Popis programu PEACE

Modul PEACE (Plant Engineering And Construction/Cost Estimator) poskytuje další vstupy pro automatizaci předběžného projekčního návrhu provozu, zejména návrh investičních a logistických nákladů, technická a ekonomická optimalizace bilance provozu a detailní specifikace provozních zařízení. [8]

Popis programu ThermoFLEX

Program ThermoFLEX je modul s grafickým rozhraním umožňujícím návrh uživatelsky definovaného tepelného oběhu. Tyto oběhy lze vytvořit s použitím databáze více jak 180-ti komponent a 470-ti plynových turbín a motorů. Palivová databáze obsahuje přes 180 předdefinovaných paliv. Stejně jako SteamPro/Master lze program propojit s modulem PEACE a obsahuje i propojení s prostředím MS Excel. [8]

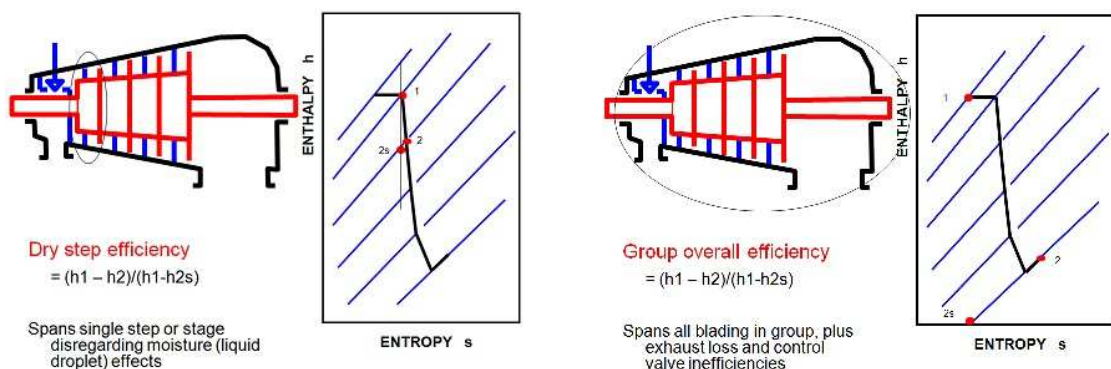
Pomocí tohoto softwaru byla provedena i porovnávací studie tepelného schématu varianty B zdroje na biomasu v Teplárně Brno-sever použitím totožných vstupních podmínek.

Porovnání výstupů z vlastního výpočtu s výsledky simulace v ThermoFlow

Prostřednictvím programu ThermoFLOW byla provedena simulace tepelného schématu. Výsledkem simulace je grafický výstup pro všechny tři provozní režimy, který je uveden v příloze diplomové práce. Porovnáním výstupu ze simulace s vlastním výpočtem lze pro návrhový provozní režim sledovat následující difference zvolených veličin:

- $\Delta P_{sv} = |13\,016 - 12\,301| = 715 \text{ kW (5,5 \%)}$
- $\Delta Q_{pk} = |53\,615 - 53\,595| = 20 \text{ kW (0,0004 \%)}$
- $\Delta \eta_T = |85,12 - 84,90| = 0,22 \text{ \%}$

Pozn.: Vzniklé difference lze zdůvodnit odlišným přístupem a rozsahem parametrů tepelného oběhu zahrnutých do výpočtu. Patrný rozdíl lze sledovat u svorkového výkonu ΔP_{sv} , který je způsoben odlišností ve výpočtu termické účinnosti turbíny. V případě simulace je zadávána “group overall efficiency” zahrnující kromě účinnosti lopatkování i ztrátu výstupní rychlosti a ztrátu regulačních ventilů, viz Obr. 26.



Obr. 26 Způsob stanovení účinnosti v programu ThermoFLEX [8]

6.3 Výpočet skladového hospodářství

Při výpočtu skladového hospodářství varianty B je postupováno metodicky obdobně jako u varianty A, proto je uvedena souhrnná tabulka s vstupními i výstupními parametry výpočtu.

Výpočet proveden rovnicemi 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34.

			ZIMA	LÉTO	PŘECHOD
VÝCHOZÍ ÚDAJE - skladové hospodářství					
spotřeba paliva	$m_{\text{pal_pk}}$	t/h	21,39	8,79	15,47
provoz	t	h/rok	2160	2184	2208
měrná hmotnost paliva	ρ	kg/m ³	300	300	300
požadovaná kapacita	kap_d	dnů	5		
výška vrstvy paliva	v	m	4		
objem paliva v kontejneru	ok	m ³	45		
počet kontejnerů na vagón	pk	-	3		

VÝSLEDKY - výpočet skladového hospodářství					
denní spotřeba paliva (t)	$m_{\text{pal_dt}}$	t/den	513	211	371
denní spotřeba paliva (m ³)	$m_{\text{pal_d}}$	m ³ /den	1711	703	1238
roční spotřeba paliva celková	$m_{\text{pal_r}}$	m ³ /rok	99564		
objem uskladněného paliva	kap_{pal}	m ³	8555		
objem skladu paliva	kap_c	m ³	10694		
plocha uskladněného paliva	S_{pal}	m ²	2139		
plocha skladu paliva	S_c	m ²	2674		
zaskladněná délka skladu	d_{pal}	m	80,1		
zaskladněná šířka skladu	\check{s}_{pal}	m	26,7		
délka skladu	d_s	m	89,6		
šířka skladu	\check{s}_s	m	29,9		
počet vagónů s palivem denně	$p_{\text{vag_pal_d}}$	-	18	7	13

Tab. 31 Výchozí údaje a výsledky výpočtu skladového hospodářství

6.4 Popis technologických zařízení

Technologická část parní teplárny zahrnuje následující základní prvky:

- Kotelna (parní kotel, vnitřní palivové a popelové hospodářství, napájecí stanice,...)
- Odvod a čištění spalin (elektrostatický odlučovač, denitrifikace spalin,...)
- Strojovna (parní turbogenerátor, tepelný výměník, redukční stanice,...)
- Potrubní systém (potrubní rozvody kotelny, strojovny, chlazení, tlakového vzduchu,...)
- Akumulátor vody

Parní kotel

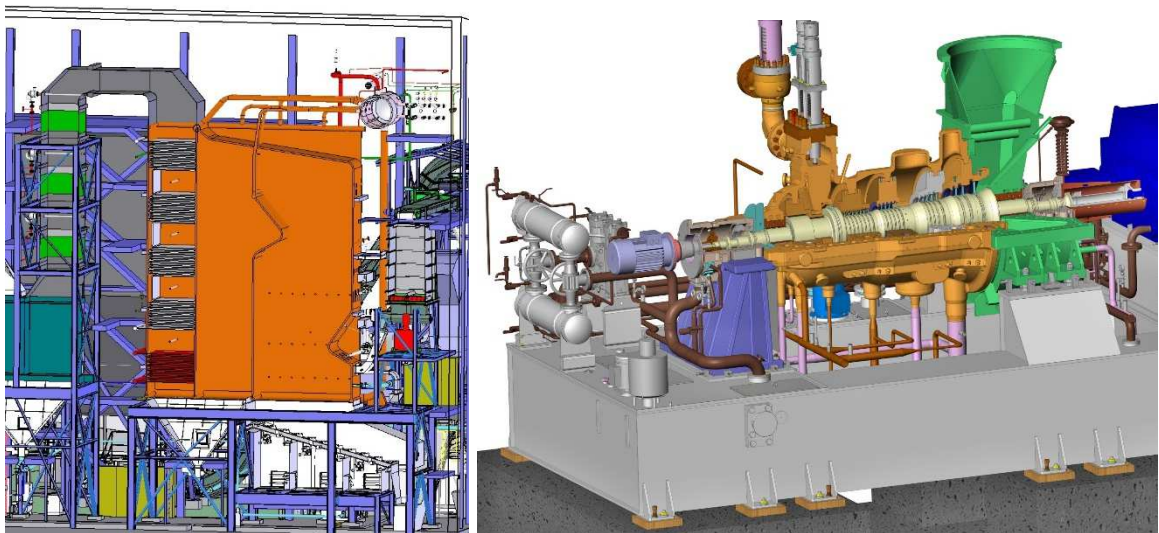
Vypočtené základní požadavky na parametry parního kotle předurčují možnost volby roštového kotle. Návrh kotle by měl umožňovat spalování biomasy ve formě dřevní štěpky a kůry s možným přimísením pilin a cíleně pěstovaných dřevin a travin do 10% objemu v rozsahu výhřevnosti 7 – 12 MJ/kg a maximální vlhkosti paliva 55% (viz Tab. 7). Na základě použitého paliva lze zvolit roštové ohniště se spalováním na přesuvném, protiběžném a vzduchem chlazeném roštu. Pohyb roštu je řešen jako zpětný, tedy od zadní stěny spalovací komory k přední, přičemž palivo je na rošt dopravováno otvory v přední stěně spalovací komory pomocí pneumatických pohazovačů. Zapalování paliva lze realizovat nejčastěji pomocí startovacího plynového hořáku, který je po njetí kotle na stabilizovaný výkon vyřazen. [15]

Parní turbogenerátor

Parní turbogenerátor složený z parní turbíny, převodovky a synchronního generátoru bude umístěn na základovém rámu usazeném na železobetonovém turbínovém stole. Součástí základového rámu je taktéž integrovaná olejová nádrž s komponenty olejového systému.

Parní turbína bude pro vypočtené parametry konstruována jako jednotělesová, vysokootáčková protitlaková turbína s jedním neregulovaným odběrem a s horizontálně dělenou skříní a s nosiči statorových lopatek.

Turbína bude regulována prostřednictvím dýzové skupinové regulace. Neregulovaný odběr bude sloužit v regeneraci pro odplynění a ohřev oběhové vody. Tepelná energie na výstupu z turbíny bude plně využita v topném výměníku pro ohřev vody pro systém SZTE.



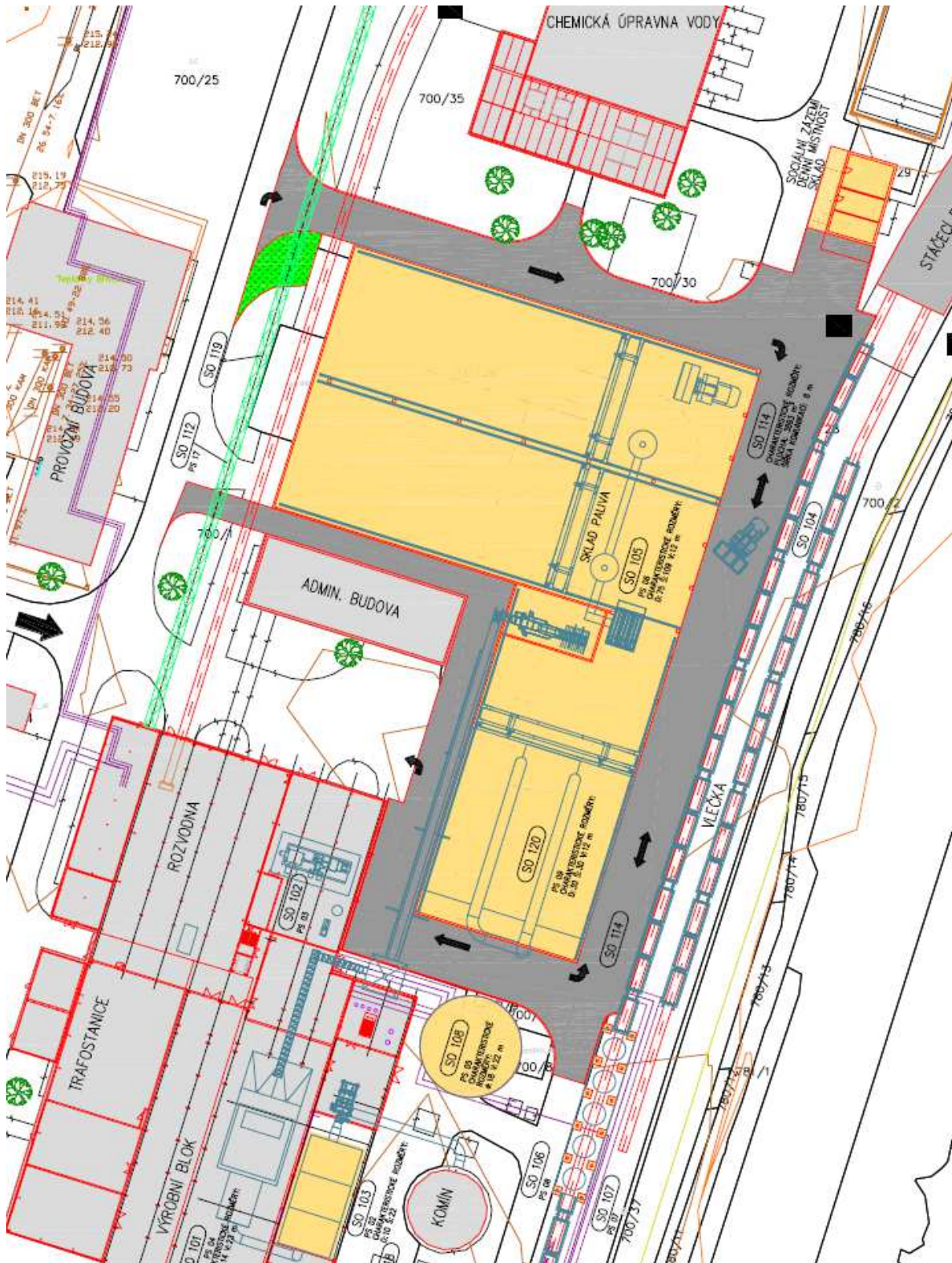
Obr. 27 Informativní řez parním kotlem (vlevo) a parní turbínou (vpravo)[15]

Akumulátor vody

Akumulátor vody bude zaveden z obdobných důvodů a o podobných parametrech a provozních součástech jako u varianty A (odstavec 5.4.2) s tím rozdílem, že u nynější varianty přibývá funkce ochrany parní turbíny před častou změnou výkonu dle požadavků tepelné sítě. Častá změna provozních parametrů turbosoustrojí by měla negativní vliv na jeho životnost.

6.5 Dispoziční schéma

Požadované stavební úpravy areálu nového zdroje jsou pro variantu výstavby parní teplárny níže přehledně zobrazeny ve zjednodušeném dispozičním schématu.



Obr. 28 Dispoziční schéma varianty B – parní teplárna [5]

6.6 Ekonomické vyhodnocení investice

Základem pro výpočet ekonomických ukazatelů varianty projektu jsou údaje o vstupech a výstupech toku energií z tepelné bilance a odhad ceny jednotlivých provozních zařízení, který byl stanoven z podkladů Tepláren Brno, porovnáním s obdobnými projekty, konzultací s vedoucím diplomové práce a zohledněním platné legislativy ČR.

Výpočet ekonomických ukazatelů je zpracován s využitím podkladů viz [12].

VÝCHOZÍ ÚDAJE				
Investiční náklady	technologická část	Nit	950 000	tis. Kč
	stavební část	Nis	300 000	tis. Kč
Provozní náklady	náklady na palivo [10]	Cpal	1 580	Kč/t
	množství paliva	Mpal_pk	99 564	t/rok
	opravy a údržba	Nou	12 500	tis. Kč/rok
	náklady na 1 zaměstnance	Nz1	321 600	Kč/rok
	počet zaměstnanců	pz	35	-
Výnosy	dodaná tepelná energie	Qd	659 405	GJ/rok
	cena tepelné energie [5]	Cq	403	Kč/GJ
	dodaná elektrická energie	Ed	60 072	MWh/rok
	cena elektrické energie [11]	Ce	2 320	Kč/MWh
doba životnosti projektu		Tz	20	let
diskont		d	6	%
sazba daně z příjmu právnických osob		Dppo	19	%

Tab. 32 Výchozí údaje pro ekonomické hodnocení varianty parní teplárny

Výnosy z prodeje tepelné energie viz rovnice 35

Výnosy z prodeje elektrické energie

$$V_E = E_d \cdot C_E \quad (86)$$

Výnosy celkové

$$V_C = V_Q + V_E \quad (87)$$

Investiční náklady celkové viz rovnice 36

Provozní náklady na palivo celkové

$$N_{pal} = M_{pal_pk} \cdot C_{pal} \quad (88)$$

Provozní náklady na opravy a údržbu viz rovnice 38

Provozní náklady na zaměstnance celkové viz rovnice 39

Provozní náklady celkové viz rovnice 40

Ekonomické hodnocení				
Výnosy z prodeje tepelné energie		V_Q	265 740	tis. Kč/rok
Výnosy z prodeje elektrické energie		V_E	139 367	tis. Kč/rok
Výnosy celkové		V_C	405 107	tis. Kč/rok
Investiční náklady celkové		N_i	1 250 000	tis. Kč
Provozní náklady	celkové náklady na palivo	N_{pal}	157 311	tis. Kč/rok
	opravy a údržba	N_{ou}	12 500	tis. Kč/rok
	celkové náklady na zaměstnance	N_z	11 256	tis. Kč/rok
	Provozní náklady celkové	N_{pr}	181 067	tis. Kč/rok

Tab. 33 Ekonomické hodnocení varianty parní teplárny

6.6.1 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu

Cash – Flow (CF)

$$CF = V_C - N_{pr} \quad (89)$$

Diskontovaný Cash – Flow (DCF)

$$DCF = \frac{V_C - N_{pr}}{(1 + d)^t} \quad (90)$$

Kumulovaný diskontovaný Cash – Flow (ΣDCF)

$$\Sigma DCF = -N_i + \frac{V_C - N_{pr}}{(1 + d)^t} \quad (91)$$

Prostá doba splatnosti viz rovnice 44

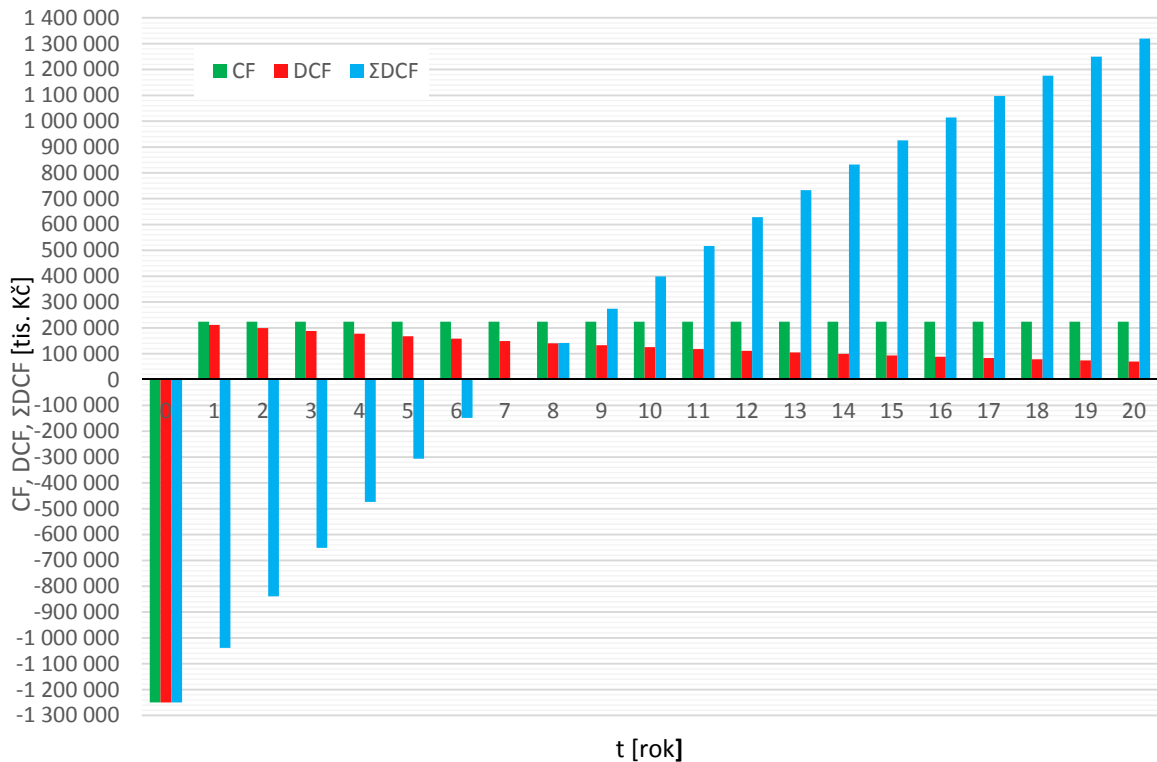
Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz viz rovnice 45

Hodnocení z hlediska projektu				
Cash-Flow		CF	224 040	tis. Kč/rok
Prostá doba splatnosti		T_o	5,58	let
Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz		T_s	7,00	let

Tab. 34 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu

Rok	Ni [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	DCF [tis. Kč]	ΣDCF [tis. Kč]
0	1 250 000	-1 250 000	-1 250 000	-1 250 000
1		224 040	211 358	-1 038 642
2		224 040	199 395	-839 247
3		224 040	188 108	-651 139
4		224 040	177 460	-473 679
5		224 040	167 415	-306 263
6		224 040	157 939	-148 324
7		224 040	148 999	675
8		224 040	140 565	141 240
9		224 040	132 609	273 849
10		224 040	125 103	398 952
11		224 040	118 021	516 973
12		224 040	111 341	628 314
13		224 040	105 039	733 352
14		224 040	99 093	832 445
15		224 040	93 484	925 929
16		224 040	88 192	1 014 122
17		224 040	83 200	1 097 322
18		224 040	78 491	1 175 813
19		224 040	74 048	1 249 861
20		224 040	69 857	1 319 718

Tab. 35 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska projektu

Průběh CF, DCF, ΣDCF na T_z varianty B z hlediska projektuObr. 29 Diagram průběhu CF, DCF, ΣDCF na T_z varianty B z hlediska projektu

6.6.2 Ekonomické hodnocení z hlediska investora

Odpisy viz rovnice 46

Hrubý zisk

$$Z = V_C - N_{pr} - N_O \quad (92)$$

Daňové odvody viz rovnice 48

Disponibilní zisk viz rovnice 49

Cash – Flow (CF)

$$CF = V_C - N_{pr} - O \quad (93)$$

Diskontovaný Cash – Flow (DCF)

$$DCF = \frac{V_C - N_{pr} - O}{(1 + d)^t} \quad (94)$$

Kumulovaný diskontovaný Cash – Flow (ΣDCF)

$$\Sigma DCF = -N_i + \frac{V_C - N_{pr} - O}{(1 + d)^t} \quad (95)$$

Prostá doba splatnosti viz rovnice 21

Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz viz rovnice 22

Návratnost investice (ROI – Return On Investment) viz rovnice 53

Čistá současná hodnota (NPV – Net Present Value) viz rovnice 54

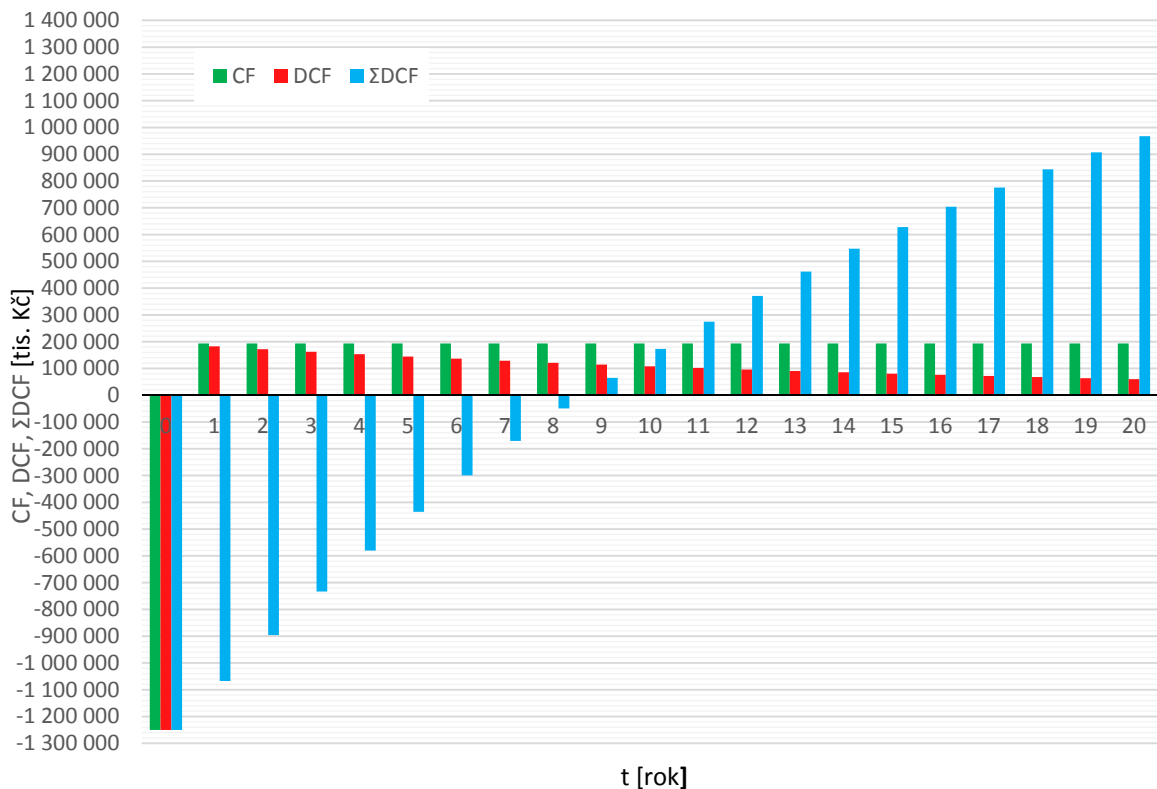
Vnitřní výnosové procento (IRR – Internal Rate of Return) viz rovnice 55

Hodnocení z hlediska investora				
Odpisy		No	62 500	tis. Kč/rok
Hrubý zisk		Z	161 540	tis. Kč/rok
Daňové odvody		O	30 693	tis. Kč/rok
Disponibilní zisk		Z _p	130 847	tis. Kč/rok
Cash-Flow		CF	193 347	tis. Kč/rok
Prostá doba splatnosti		To	6,47	let
Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz		T _s	8,42	let
Návratnost investice		ROI	77,41	%
Čistá současná hodnota		NPV	967 676	tis. Kč
Vnitřní výnosové procento		IRR	7,95	%

Tab. 36 Ekonomické hodnocení z hlediska investora

Rok	Ni [tis. Kč]	CF [tis. Kč]	DCF [tis. Kč]	Σ DCF [tis. Kč]
0	1 250 000	-1 250 000	-1 250 000	-1 250 000
1		193 347	182 403	-1 067 597
2		193 347	172 078	-895 519
3		193 347	162 338	-733 181
4		193 347	153 149	-580 032
5		193 347	144 480	-435 551
6		193 347	136 302	-299 249
7		193 347	128 587	-170 662
8		193 347	121 308	-49 354
9		193 347	114 442	65 088
10		193 347	107 964	173 052
11		193 347	101 853	274 905
12		193 347	96 088	370 992
13		193 347	90 649	461 641
14		193 347	85 518	547 159
15		193 347	80 677	627 836
16		193 347	76 110	703 946
17		193 347	71 802	775 748
18		193 347	67 738	843 486
19		193 347	63 904	907 390
20		193 347	60 287	967 676

Tab. 37 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska investora

Průběh CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty B z hlediska investoraObr. 30 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty B z hlediska investora

7 Shrnutí a volba výsledné varianty

Tato závěrečná kapitola je zařazena z důvodu komplexního shrnutí doposud provedených výpočtů parametrů jednotlivých variant projektu a jejich vyhodnocení a konečný návrh nejvhodnější varianty.

Pro částečné zjednodušení bylo nutné přijmout předpoklad, že vyhodnocení parametrů variant a návrh nejvhodnější výsledné varianty je realizován samostatně, bez zohlednění vlivu na provoz ostatních zdrojů soustavy zásobování tepelné energie Brno.

7.1 Shrnutí výsledků variant projektu

Pro kvalifikovaný výběr výsledné doporučující varianty projektu je nezbytné uvést a vyhodnotit výstupy z předchozích technicko-ekonomických šetření jednotlivých variant. Tyto výstupy jsou dále použity vložení do matice multikriteriálního rozhodování, jejímž zpracováním bude možné rozhodnout o výsledné variantě.

7.1.1 Shrnutí technických výsledků

Technické výstupy z předchozích výpočtů tepelné bilance a skladového hospodářství daných variant jsou společně uvedeny v Tab. 38. Údaje jsou platné pro návrhové parametry provozu tepelných oběhů, tzn. pro zimní topné období.

Doplněním technických údajů vypočtených v jednotlivých variantách projektu jsou údaje o efektivnosti dané varianty, a to tepelné účinnosti oběhu a modulu teplárenské výroby elektřiny, pro které platí:

Jmenovitý tepelný výkon paliva

$$Q_P = Q_p^p \cdot \frac{m_{pal}}{3,6} \cdot \frac{1}{1000} \quad (96)$$

Tepelná účinnost výtopy (Varianta A)

$$\eta_T = \frac{Q_V}{Q_P} \cdot 100 \quad (97)$$

Tepelná účinnost parní teplárny (Varianta B)

$$\eta_T = \frac{Q_V + P_{SV}}{Q_P} \cdot 100 \quad (98)$$

Modul teplárenské výroby elektřiny

$$e = \frac{E_d}{Q_d} \quad (99)$$

Technické výsledky			Varianta A	Varianta B
Jmenovitý tepelný výkon topného výměníku	Q_V	MWt	40,0	40,0
Roční dodaná tepelná energie z topného výměníku	Q_D	GJ/rok	659 405	659 405
Jmenovitý tepelný výkon paliva	Q_P	MWt	49,3	61,6
Jmenovitý tepelný výkon kotle	Q_K	MWt	42,9	53,6
Roční množství spotřebovaného paliva	M_{pal}	t/rok	81 140	99 564
Jmenovitý výkon turbogenerátoru	P_{SV}	MWe	-	12,30
Roční dodaná elektrická energie z turbogenerátoru	E_D	MWh/rok	-	60 072
Tepelná účinnost oběhu	η_T	%	81,20	84,90
Modul teplárenské výroby elektřiny	e	-	0	0,328

Plocha skladu paliva	S_c	m^2	2 138	2 674
Jmenovitý počet vagónů s palivem denně	$p_{vag_pal_d}$	-	14	18

Tab. 38 Shrnutí technických výsledků výpočtu

7.1.2 Shrnutí ekonomických výsledků

Ekonomické vyhodnocení investičního záměru má dominantní postavení při následné volbě konečné varianty a proto jí byla věnována značná pozornost. Pro stanovení ekonomických ukazatelů byly ve výpočtech obou variant uvažovány následující předpoklady:

- náklady na palivo (dřevní štěpka O2) 1 580 Kč/t^[10]
- výkupní cena tepelné energie 403 Kč/GJ^[5]
- výkupní cena elektrické energie 2 320 Kč/MWh^[11]
- doba životnosti projektu 20 let
- diskont 6 %
- sazba daně z příjmu právnických osob 19 %

V rámci výkupních cen energií není uvažováno s dotačními tituly typu zelený bonus za výrobu tepelné energie z biomasy či dotací na výstavbu ekologického zdroje a bylo předpokládáno pokrytí 100% investičních nákladů na výstavbu zdroje z prostředků investora.

Nutno dále dodat, že ekonomická analýza projektu byla prováděna obdobně jako v případě technického výpočtu separátně pro výstavbu zdroje v provozu Teplárny Brno-sever, tedy bez zohlednění vlivu na ostatní zdroje ze SZTE a nebyl hodnocen dopad výstavby na vnitřní ekonomickou situaci podniku Teplárny Brno, a.s.

Ekonomické výsledky			Varianta A	Varianta B
Investiční náklady celkové	Ni	tis. Kč	570 000	1 250 000
Provozní náklady celkové	Npr	tis. Kč/rok	145 157	181 067
Výnosy	V	tis. Kč/rok	265 740	405 107
Prostá doba splatnosti	To	let	5,53	6,47
Doba splatnosti s uvažováním čas. hod. peněz	Ts	let	6,92	8,42
Návratnost investice	ROI	%	107,44	77,41
Čistá současná hodnota	NPV	tis. Kč	612 408	967 676
Vnitřní výnosové procento	IRR	%	10,71	7,95

Tab. 39 Shrnutí ekonomických výsledků výpočtu

7.2 Multikriteriální rozhodování

Rozhodnutí o výběru nejvhodnější varianty projektu výstavby biomasového zdroje nelze omezit pouze jedním kritériem, proto musíme přistoupit k metodě multikriteriálního rozhodování. Vzhledem k tomu, že je známa diskrétní množina variant, mluvíme o vícekritériální analýze variant, která je hodnocena dle zadaných kritérií a jejímž cílem je učinit rozhodnutí o optimální variantě.

Následující postup a vyhodnocení nejvhodnější varianty byl zpracován na základě podkladů popsaných v literárním pramenu [13]

- 1) Hlediska, podle níž budou varianty (A_i) posuzovány – kritéria (K_j), je třeba kvantifikovat a uspořádat do tzv. Kriteriační matice $Y = (y_{ij})$, která vyjadřuje hodnocení i -té varianty dle j -tého kritéria. Provedení je v Tab. 40.

	ROI	NPV	IRR	η_T
	K_1	K_2	K_3	K_4
Varianta A	107,44	612 408	10,71	81,20
Varianta B	77,41	967 676	7,95	84,90

Tab. 40 Kriteriační matice Y

- 2) Všechna kritéria se převedou na jeden typ – maximalizační (nejlepší hodnoty mají nejvyšší hodnoty) nebo minimalizační (nejlepší hodnoty mají nejmenší hodnoty). V našem případě byla do matice vybrána všechna kritéria maximalizačního typu, tudíž není třeba nic převádět.

- 3) Kriteriaální matice se upraví na normovanou kriteriaální matici $R = (r_{ij})$ dle vztahu:

$$r_{ij} = \frac{y_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m y_{ij}^2}} \quad (100)$$

kde $i = 1, \dots, m$; $j = 1, \dots, n$ a výsledná matice viz Tab. 41

	ROI	NPV	IRR	η_T
	K_1	K_2	K_3	K_4
Varianta A	0,811329	0,534769	0,802992	0,691169
Varianta B	0,584590	0,844998	0,595990	0,722694

Tab. 41 Normovaná kriteriaální matice R

- 4) Zvolíme způsob vyjádření preference, tedy důležitosti kritéria v porovnání s ostatními kritérii. Tato část je řešena prostřednictvím vah kritérií – hodnotou z intervalu $\langle 0,1 \rangle$ vyjadřující relativní důležitost kritéria (čím je kritérium významnější, tím větší má váhu). Pomocí zvolené bodovací metody jsou prostřednictvím přidělených bodů vyjádřeny váhy jednotlivých kritérií a následně převedeny na normovanou váhu dle vzorce:

$$w_j = \frac{v_j}{\sum_{k=1}^n v_k} \quad (101)$$

Pozn.: Autorem diplomové práce je volena tzv. Metfesselova alokace, tedy bodovací metoda s rozdělením 100 bodů mezi jednotlivá kritéria v souladu s jejich důležitostí. Provedení je znázorněno v Tab. 42

Kritérium	Počet bodů	Váha
K_1	25	0,25
K_2	30	0,30
K_3	25	0,25
K_4	20	0,20
celkem	100	1,00

Tab. 42 Stanovení vah kritérií

- 5) Nyní je možné převést matici na normalizovanou kritériální matici $Z = (z_{ij})$, která zohlední navržené váhy kritérií dle vztahu:

$$z_{ij} = w_i \cdot z_{ij} \quad (102)$$

Dále se z prvků matice Z vytvoří ideální (h_1, \dots, h_n) a bazální (d_1, \dots, d_n) varianta následujícím způsobem:

$$h_j = \max_i z_{ij} \quad (103)$$

$$d_j = \min_i z_{ij} \quad (104)$$

Výsledky jsou sestaveny v Tab. 43.

	ROI	NPV	IRR	η_T
	K_1	K_2	K_3	K_4
Varianta A	0,202832	0,160431	0,200748	0,138234
Varianta B	0,146147	0,253499	0,148997	0,144539
h_j	0,202832	0,253499	0,200748	0,144539
d_j	0,146147	0,160431	0,148997	0,138234

Tab. 43 Normovaná kritériální matice Z

- 6) Volbou metody stanovení pořadí variant se určí pořadí výhodnosti jednotlivých variant z hlediska zvolených kritérií. Varianta s nejlepším umístěním udává nejlepší kompromisní variantu a je vybrána jako konečná varianta.

Dle vstupních typu vstupních údajů pro multikritériální rozhodování byla pro stanovení výsledného pořadí variant vybrána autorem diplomové práce metoda **TOPSIS** (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution) založená na přístupu minimalizace vzdálenosti od ideální varianty, popřípadě maximalizace vzdálenosti od bazální varianty.

Vzdálenost od ideální varianty se vypočte dle vztahu:

$$d_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (z_{ij} - h_j)^2} \quad (105)$$

Vzdálenost od bazální varianty se vypočte dle vztahu:

$$d_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (z_{ij} - d_j)^2} \quad (106)$$

Relativní ukazatel vzdálenosti variant od bazální varianty se vypočte dle vztahu:

$$c_i = \frac{d_i^-}{d_i^+ + d_i^-} \quad (107)$$

V návaznosti na předchozí kroky je v konečné fázi možné seřadit varianty dle relativní vzdálenosti od bazální varianty, přičemž platí, že nejlepší variantou je ta, která je od bazální varianty vzdálena nejdále, viz Tab. 44.

	d_i^+	d_i^-	c_i	pořadí
Varianta A	0,093282	0,076755	0,451401	2.
Varianta B	0,076755	0,093282	0,548599	1.

Tab. 44 Výsledky multikriteriálního rozhodování

7.3 Výběr nejvhodnější varianty a zdůvodnění volby

Nejvhodnější variantou projektu výstavby biomasového zdroje v provozu Brno – sever je dle uvedených kritérií a na základě popsaného způsobu vyhodnocení vstupních dat metody multikriteriálního rozhodování zvolena **Varianta B - Parní teplárna**.

O výsledné variantě rozhodla především individuální rozvaha autora práce o tom, jaké parametry variant uvést do rozhodovací matice. Do této matice totiž nebyly zahrnuty pouze ekonomické parametry, nýbrž částečně i technické parametry, tudíž bylo možné zvolit pro daná kritéria technicko-ekonomicky nejefektivnější variantu.

ZÁVĚR

Diplomová práce zpracovává téma projekční studie návrhu nového zdroje na biomasu v provozu stávající Teplárny Brno-sever. Cílem této práce je vypracování nezávislé studie možnosti výstavby energetického zdroje s respektováním výchozích podmínek a na základě vlastního zpracování a dostupných prostředků formulovat z technicko-ekonomického hlediska nejvhodnější variantu projektu.

Úvodní kapitoly práce se zabývají popisem historického a současného stavu tepelné distribuční sítě a zdrojů města Brna a uvádí probíhající a v blízkém budoucnu očekávané změny ve struktuře tepelné sítě a rekonstrukci teplotních zdrojů. Vzhledem k zaměření práce je podrobněji rozebrán provoz Brno-sever, především je uvedeno stávající tepelné schéma provozu, zařazení mezi ostatní zdroje a plán budoucího rozvoje včetně plánované přestavby na nový biomasový zdroj.

Hlavní část práce je věnována projektu výstavby nového zdroje. Mezi výchozí důvody a požadavky na tento zdroj lze zařadit umístění ve stávajícím areálu provozu Brno-sever, potřeba diverzifikovat palivovou základnu z důvodu zajištění bezpečnosti dodávek tepla, snížení provozních nákladů – použití jako paliva dřevní štěpku, která má nižší měrnou cenu než stávající zemní plyn, dodržení emisních limitů a zařazení mezi základní tepelné zdroje SZTE pracující do zbudované horkovodní tepelné sítě s požadavkem na zachování priority nasazení zdroje ZEVO a PČM.

Základním bodem při návrhu zdroje byla analýza provozu tepelné sítě, přičemž se vycházelo z naměřených dat výkonů jednotlivých zdrojů v posloupnosti vývoje v posledních letech a dále bylo třeba zohlednit očekávaný budoucí stav. Pro stanovení tepelného výkonu nového zdroje a jeho pracovního pásma a s ním související očekávaný roční počet provozních hodin bylo nutné zpracovat databázi přepočtených průměrných hodnot výkonů zdrojů do budoucí tepelné sítě. Pomocí těchto dat bylo možné sestavit diagram ročního zatížení a diagram trvání zatížením, díky nimž a společně s výchozími podmínkami bylo možné navrhnout optimální tepelný výkon nového zdroje **40 MWt**. Dále byla stanovena tři provozní pásma v souladu s požadavky na prioritu nasazování zdrojů s ročním provozem na úrovni **6 552 h/rok**, čímž bylo zároveň vyvráceno tvrzení ze zadání práce o celoročním provozu zdroje.

Dalším krokem zpracování projektové studie byl rozbor dostupných variant řešení zdroje a vyčlenění technologických řešení vhodných pro aplikaci spalování biomasy ve formě dřevní štěpky a pro zvolenou výkonovou hladinu. Rozhodnuto bylo o uplatnění přímého spalování a dvou variantních řešení. Prvním je provedení **Výtopna** s produkcí pouze tepelné energie a v konfiguraci s horkovodním kotlem a topným výměníkem. Druhou variantou je provedení **Teplárna** s kombinovanou výrobou tepelné a elektrické energie, přičemž tepelný oběh je uvažován v konfiguraci parní kotel, parní turbína, generátor a topný výměník. Tyto varianty byly následně samostatně podrobněji rozebrány.

Výpočtová část diplomové práce obsahuje pro každou z variant zpracování tepelné bilance, skladového hospodářství a ekonomické vyhodnocení investice. V případě varianty výtopny je výpočet rozdělen na okruh topné vody a jeho výstupy použity v navazujícím okruhu horkovodního kotle. Parametry v jednotlivých větvích okruhu jsou zaneseny do tepelného

schématu. Pro variantu teplárna je bilanční výpočet rozdělen na okruh topné vody, okruh parní turbíny a okruh parního kotle. Vypočtené parametry jsou opět zobrazeny ve schématu tepelné bilance. Navíc je v případě varianty teplárny provedena kontrola tepelného výpočtu oběhu prostřednictvím simulace tohoto oběhu v programu Thermoflex. Diference technických ukazatelů je v práci diskutována a výstupy ze zmíněného programu uvedeny v příloze. Další částí společnou pro obě varianty je výpočet skladového hospodářství, jehož vstupem je požadovaná spotřeba paliva pro jednotlivé provozní stavy a výstupem je navržená velikost skladu a potřebný počet vagónů s palivem. V dalších kapitolách je vždy uveden popis technologických zařízení dané varianty a zobrazeno informativní dispoziční schéma dávající představu o stavebních úpravách nového zdroje. Závěrem výpočtové části dané varianty je vždy ekonomické hodnocení investice, což má dominantní vliv na výběr výsledné varianty. Na základě výsledků tepelného výpočtu ve formě spotřebovaného paliva, tepelného a případně elektrického výkonu, stanovených investičních a provozních nákladů jsou zde vypočteny ekonomické ukazatele investice z hlediska projektu a z hlediska investora. Pro výpočet ekonomických ukazatelů bylo vycházeno ze současné platné výkupní ceny paliva, ceny jednotky tepelné a elektrické energie, reálné doby životnosti projektu a diskontní míry. Nebylo uvažováno využití možných dotačních titulů na výstavbu ekologického zdroje či zelený bonus za výrobu tepla z biomasy, které by měly kladný vliv na ekonomické hodnocení.

Poslední kapitola si klade za cíl shrnout dosavadní výsledky výpočtů variant projektu a prostřednictvím zvolené metody multikriteriálního rozhodování vyhodnotit dostupná data a navrhnout nejvhodnější variantu. Dle popsané metodiky a zvolených kritérií byla za **technicko-ekonomicky nejefektivnější** variantu vyhodnocena **varianta Teplárna**. Mezi vypočtené parametry této varianty lze uvést například celkovou tepelnou účinnost oběhu $\eta_T=84,9 \%$, modul teplárenské výroby elektřiny $e=0,328$, návratnost investice $ROI=77,41 \%$, čistá současná hodnota $NPV=967\ 676 \text{ tis. Kč}$ a vnitřní výnosové procento $IRR=7,95 \%$.

Celkově lze záměr přestavby stávajícího zastaralého teplárenského zdroje původně spalující mazut na moderní blok spalující biomasu, jakožto bilančně neutrální palivo, hodnotit i z environmentálního hlediska pozitivně.

Závěrem je třeba konstatovat, že pro konečné posouzení o realizovatelnosti dané varianty je třeba zpracovat detailní projektovou studii, kterou nelze v rozsahu diplomové práce realizovat. Detailní studie totiž zohlední širší spektrum vlivů na jednotlivé varianty projektu, kterými jsou například podrobné posouzení logistiky zásobování zdroje biomasou, vliv součinnosti s ostatními zdroji teplárenské soustavy či posouzení vlivu na životní prostředí. Dalším faktem, který bude mít vliv na výslednou konfiguraci biomasového zdroje, je aktuální informace o záměru Tepláren Brno z důvodu pokrývání špiček dodávky tepla do horkovodů předřadit v areálu PBS výstavbě biomasového zdroje instalaci plynového horkovodního kotle o výkonu 30MWt.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001, 178 s. ISBN 80-720-4222-X.
- [2] Teplo: Teplárny Brno. *Tepelná energie* [online]. [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.teplarny.cz/cz/teplo>
- [3] Historie: Teplárny Brno. *Historie společnosti* [online]. [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.teplarny.cz/cz/historie>
- [4] JAKUBES, Jaroslav, Helena BELLINGOVÁ a Michal ŠVÁB. *Moderní využití biomasy: Technologické a logistické možnosti*. Česká energetická agentura, 2006, 66 s.
- [5] TEPLÁRNY BRNO, a.s.: *Firemní podklady*.
- [6] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [7] X-ENG. *X Steam Tables for MS Excel*. Ver. 2.6. [online]. Freeware. <http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm>.
- [8] Thermoflow Inc. USA.: *Firemní podklady*.
- [9] KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [10] Lesy Města Brna, a.s. – Správce lesního majetku - Ceníky. [online]. [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: http://www.lesymb.cz/obj/109/cenik_kura_stepka.pdf
- [11] ERÚ - Cenové rozhodnutí č. 4/2013. [online]. [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: http://www.eru.cz/documents/10540/462894/CR_POZE_04_2013.pdf/fcc8b49f-c021-475a-b3b7-a375e0074b84
- [12] KALOUDA, František. *Finanční řízení podniku*. 2. rozš. vyd. Plzeň: Vydavatelství a nakladatelství Aleš Čeněk, 2011, 299 s. ISBN 9788073803155.
- [13] FIALA, Petr. *Vícekritériální rozhodování*. 1.vyd. Praha: VŠE, 1994, 316 s. ISBN 80-707-9748-7.
- [14] SLIVKA, Vladimír. *Studie stavu teplárenství* [online]. VŠB-TUO [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.komora.cz/DownloadHandler.aspx?method=GetFileDownload&fileID=1711&DontParse=true>
- [15] EKOL, spol s.r.o.: *Firemní podklady*.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozložení a struktura paliv v ČR	15
Obr. 2 schéma rozvodu tepelné energie	17
Obr. 3 Dodávka tepelné energie v roce 2013	19
Obr. 4 Zjednodušené schéma propojení zdrojů TB tepelnými sítěmi	21
Obr. 5 Zjednodušené schéma výsledného propojení zdrojů TB tepelnými sítěmi	24
Obr. 6 Pohled na PBS	25
Obr. 7 Tepelné schéma PBS	27
Obr. 8 Dodávka tepelné energie v roce 2012.....	28
Obr. 9 Diagram průběhu teplot	31
Obr. 10 Diagram průběhu dodávek tepla v letech 2010-2013	32
Obr. 11 Diagram průběhu tepelného výkonu v letech 2010-2013.....	33
Obr. 12 Diagram ročního zatížení	34
Obr. 13 Diagram trvání zatížení	34
Obr. 14 Diagram trvání ročního zatížení	35
Obr. 15 Diagram trvání ročního zatížení a nasazení jednotlivých zdrojů	36
Obr. 16 Diagram denního zatížení pro typický zimní den (vlevo) a letní den (vpravo).....	36
Obr. 17 Informativní schéma výtopny	39
Obr. 18 Energetické toky výtopny	39
Obr. 19 Informativní schéma parní teplárny	40
Obr. 20 Energetické toky parní teplárny	41
Obr. 21 Tepelné schéma varianty A – výtopny	46
Obr. 22 Dispoziční schéma varianty A – výtopny	49
Obr. 23 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty A z hlediska projektu	52
Obr. 24 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty A z hlediska investora	55
Obr. 25 Tepelné schéma varianty B – parní teplárny	62
Obr. 26 Způsob stanovení účinnosti v programu ThermoFLEX	63
Obr. 27 Informativní řez parním kotlem (vlevo) a parní turbínou (vpravo).....	65
Obr. 28 Dispoziční schéma varianty B – parní teplárna	66
Obr. 29 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty B z hlediska projektu.....	69
Obr. 30 Diagram průběhu CF, DCF, Σ DCF na T_z varianty B z hlediska investora	71

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Historické milníky rozvoje teplárenství v Brně	18
Tab. 2 Parametry výroby PŠ	19
Tab. 3 Parametry výroby PSB	20
Tab. 4 Parametry výroby PČM	20
Tab. 5 Parametry výroby tepelné energie v PBS	26
Tab. 6 Parametry výroby elektrické energie v PBS	26
Tab. 7 Parametry použitého paliva	30
Tab. 8 Emisní limity	31
Tab. 9 Celková dodávka tepla v letech 2010-2013	32
Tab. 10 Souhrnné údaje o požadované dodávce tepla z nového zdroje PBS	37
Tab. 11 Diagram základních technologií a procesů přeměny biomasy	38
Tab. 12 Výchozí údaje pro okruh topné vody	42
Tab. 13 Výsledky pro okruh topné vody	43
Tab. 14 Výchozí údaje pro okruh horkovodního kotle.....	43
Tab. 15 Výsledky pro okruh horkovodního kotle.....	45
Tab. 16 Výsledek výpočtu tepelné bilance	45
Tab. 17 Výchozí údaje pro skladové hospodářství.....	46
Tab. 18 Výsledek výpočtu skladového hospodářství	48
Tab. 19 Výchozí údaje pro ekonomické hodnocení varianty horkovodního kotle.....	50
Tab. 20 Ekonomické hodnocení varianty horkovodního kotle.....	51
Tab. 21 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu.....	51
Tab. 22 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska projektu	52
Tab. 23 Ekonomické hodnocení z hlediska investora	54
Tab. 24 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska investora.....	54
Tab. 25 Vstupní údaje a výsledky okruhu topné vody	56
Tab. 26 Výchozí údaje pro okruh parní turbíny	57
Tab. 27 Výsledky pro okruh parní turbíny	59
Tab. 28 Výchozí údaje pro okruh parního kotle	60
Tab. 29 Výsledky pro okruh parního kotle.....	61
Tab. 30 Výsledek výpočtu tepelné bilance	61
Tab. 31 Výchozí údaje a výsledky výpočtu skladového hospodářství	64
Tab. 32 Výchozí údaje pro ekonomické hodnocení varianty parní teplárny	67
Tab. 33 Ekonomické hodnocení varianty parní teplárny.....	68
Tab. 34 Ekonomické hodnocení z hlediska projektu.....	68
Tab. 35 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska projektu	69
Tab. 36 Ekonomické hodnocení z hlediska investora	70
Tab. 37 Výstupy z ekonomického hodnocení z hlediska investora.....	71
Tab. 38 Shrnutí technických výsledků výpočtu.....	73
Tab. 39 Shrnutí ekonomických výsledků výpočtu	74
Tab. 40 Kriteriaální matice Y	74
Tab. 41 Normovaná kriteriaální matice R	75
Tab. 42 Stanovení vah kritérií	75
Tab. 43 Normovaná kriteriaální matice Z	76
Tab. 44 Výsledky multikriteriaálního rozhodování.....	77

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Popis zkratky
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
CZT	Centralizované zásobování teplem
DCZT	Decentralizované zásobování teplem
OZE	Obnovitelné zdroje energie
TB	Teplárny Brno
SZTE	Soustava zásobování tepelnou energií
ZEVO	Zařízení pro energetické využití odpadu
PŠ	Provoz Špitálka
PSB	Provoz Staré Brno
PČM	Provoz Červený mlýn
PBS	Provoz Brno-sever
TG	Turbogenerátor
CO	Oxid uhelnatý
NO_x	Oxidy dusíku
SO₂	Oxid siřičitý
TZL	Tuhé znečišťující látky
AKU	Akumulační nádrže
HK	Horkovodní kotel
PK	Parní kotel
TV	Tepelný výměník
PT	Parní turbína
G	Generátor
CHÚV	Chemická úpravna vody
RZV	Rychlozávěrný ventil
RV	Regulační ventil

Symbol	Jednotka	Popis symbolu
e	-	modul teplárenské výroby elektřiny
E	MW	vyrobená elektrická energie
Qd	MW	dodaná tepelná energie
t_{w2}	°C	teplota topné vody výstup
t_{w1}	°C	teplota topné vody vstup
p_w	MPa	tlak topné vody
Q	MWt	požadovaný topný výkon
Δt	°C	ohřev topné vody
c_w	kJ/kg°C	tepelná kapacita vody
m_w	t/h	průtok topné vody
q_i	kJ/kg	výhřevnost paliva
q_{vzv}	kJ/kg	ohřátí vzduchu vnějším zdrojem

t_p	°C	teplota paliva
c_w	kJ/kgK	měrné teplo vody
c_{su}	kJ/kgK	měrné teplo sušiny paliva
W_r	%	obsah vody v palivu
η_k	-	tepelná účinnost kotle
δt_v	°C	nedohřev tepelného výměníku
δt_o	°C	teplotní ztráta okruhu
p_{hk}	MPa	tlak vody
c_{pal}	kJ/kgK	měrné teplo paliva
h_{pal}	kJ/kg	fyzické teplo paliva
Q_p	kJ/kg	teplo přivedené do kotle
t_{v1}	°C	teplota vody vstup výměník
t_{v2}	°C	teplota vody výstup výměník
h_{v1}	kJ/kg	entalpie vody vstup výměník
h_{v2}	kJ/kg	entalpie vody výstup výměník
m_{hv}	t/h	průtok horké vody
t_{hk1}	°C	teplota vody vstup kotel
t_{hk2}	°C	teplota vody výstup kotel
h_{hk1}	kJ/kg	entalpie vody vstup
h_{hk2}	kJ/kg	entalpie vody výstup
H_K	kJ/kg	tepelný spád kotle
Q_k	kW	tepelný výkon kotle
m_{pal_hk}	t/h	množství paliva
t	h/rok	provoz
ρ	kg/m ³	měrná hmotnost paliva
kap_d	dnů	požadovaná kapacita
v	m	výška vrstvy paliva
o_k	m ³	objem paliva v kontejneru
p_k	-	počet kontejnerů na vagón
m_{pal_dt}	t/den	denní spotřeba paliva (t)
m_{pal_d}	m ³ /den	denní spotřeba paliva (m ³)
m_{pal_r}	m ³ /rok	roční spotřeba paliva celková
kap_{pal}	m ³	objem uskladněného paliva
kap_c	m ³	objem skladu paliva
S_{pal}	m ²	plocha uskladněného paliva
S_c	m ²	plocha skladu paliva
d_{pal}	m	zaskladněná délka skladu
š_{pal}	m	zaskladněná šířka skladu
d_s	m	délka skladu
š_s	m	šířka skladu
p_{vag_pal_d}	-	počet vagónů s palivem denně
N_{it}	tis. Kč	technologická část
N_{is}	tis. Kč	stavební část
C_{pal}	Kč/t	náklady na palivo
M_{pal_hk}	t/rok	množství paliva
N_{ou}	tis. Kč/rok	opravy a údržba
N_{z1}	Kč/rok	náklady na 1 zaměstnance

pz	-	počet zaměstnanců
Qd	GJ/rok	dodaná tepelná energie
Cq	Kč/GJ	cena tepelné energie
T_z	let	doba životnosti projektu
d	%	diskont
Dppo	%	sazba daně z příjmu právnických osob
V_Q	tis. Kč/rok	výnosy z prodeje tepelné energie
Ni	tis. Kč	investiční náklady celkové
Npal	tis. Kč/rok	celkové náklady na palivo
Nou	tis. Kč/rok	opravy a údržba
Nz	tis. Kč/rok	celkové náklady na zaměstnance
Npr	tis. Kč/rok	provozní náklady celkové
CF	tis. Kč/rok	cash-Flow
To	let	prostá doba splatnosti
Ts	let	doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz
No	tis. Kč/rok	odpisy
Z	tis. Kč/rok	hrubý zisk
O	tis. Kč/rok	daňové odvody
Zp	tis. Kč/rok	disponibilní zisk
ROI	%	návratnost investice
NPV	tis. Kč	čistá současná hodnota
IRR	%	vnitřní výnosové procento
t₀	°C	teplota vstup
p₀₀	MPa	tlak vstup
η_{tdi}	-	termodynamická účinnost turbíny
η_m	-	mechanická účinnost turbíny
η_{př}	-	účinnost převodovky
η_g	-	účinnost generátoru
δt_v	°C	nedohřev tepelného výměníku
t_{od}	°C	teplota odplynění
Δp_{tv}	%	tlaková ztráta turbína - výměník
Δp_{od}	MPa	tlaková ztráta potrubí odběr
k_{od}	-	koeficient ztráty potrubí odběr
t₂	°C	teplota topné páry ve výměníku
p_{2v}	MPa	tlak topné páry ve výměníku
p₂	MPa	tlak páry na výstupu z turbíny
p₀	MPa	tlak na vstupu do turbíny (za RZV+RV)
h₀	kJ/kg	entalpie vstup do turbíny
s₀	kJ/kgK	entropie vstup do turbíny
h_{2iz}	kJ/kg	isoentalpie na výstupu z turbíny
H_{iz}	kJ/kg	isoentropický spád na turbíně
h₂	kJ/kg	entalpie na výstupu z turbíny
h₃	kJ/kg	entalpie zkondenzované vody
m_v	t/h	průtok páry výměníkem
p_{od}	MPa	tlak odplynění
h_{NV}	kJ/kg	entalpie napájecí vody
p_e	MPa	tlak v odběru turbíny

h_{eiz}	kJ/kg	isoentalpie odběru z turbíny
h_e	kJ/kg	entalpie odběru z turbíny
m_e	t/h	průtok odběru z turbíny
m_{ucp}	t/h	průtok ucpávkové páry
m_{NV}	t/h	průtok napájecí vody
m_0	t/h	průtok páry do turbíny
m_1	t/h	průtok páry turbínou za odběrem
P_i	kW	vnitřní výkon turbíny
P_{sv}	kW	svorkový výkon turbíny
Δp_{kt}	%	tlaková ztráta kotel - turbína
Δt_{kt}	°C	teplotní ztráta kotel - turbína
t_p	°C	teplota přehřáté páry
p_p	MPa	tlak přehřáté páry
h_p	kJ/kg	entalpie přehřáté páry
H_{PK}	kJ/kg	tepelný spád kotle
Q_{PK}	kW	tepelný výkon kotle
m_{pal_pk}	t/h	množství paliva
ΔP_{SV}	kW	diference svorkového výkonu turbíny
ΔQ_{PK}	kW	diference tepelného výkonu parního kotle
$\Delta \eta_T$	%	diference tepelné účinnosti oběhu
E_d	MWh/rok	dodaná elektrická energie
C_e	Kč/MWh	cena elektrické energie
V_Q	tis. Kč/rok	výnosy z prodeje tepelné energie
V_E	tis. Kč/rok	výnosy z prodeje elektrické energie
V_C	tis. Kč/rok	výnosy celkové
Q_P	MWt	jmenovitý tepelný výkon paliva
E_D	MWh/rok	roční dodaná elektrická energie z turbogenerátoru
η_T	%	tepelná účinnost oběhu
r_{ij}	-	hodnota normované kritériální matice
w_j	-	hodnota normované váhy
z_{ij}	-	hodnota normalizované kritériální matice
h_j	-	hodnota ideální varianty
d_j	-	hodnota bazální varianty
d_i^+	-	vzdálenost od ideální varianty
d_i^-	-	vzdálenost od bazální varianty
c_i	-	relativní ukazatel vzdálenosti variant od bazální varianty

SEZNAM PŘÍLOH

Číslo přílohy	Název přílohy
1	Mapa SZTE Brno
2	Diagramy zatížení tepelné sítě a zdroje v PBS
3	Souhrn výpočtu tepelné bilance variant
4	Souhrn výpočtu ekonomických ukazatelů variant
5	ThermoFLEX studie tepelné bilance varianty B