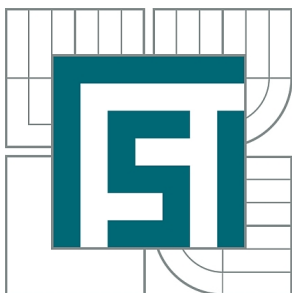


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA JAKO TOČIVÁ REDUKCE

STEAM TURBINE FOR STEAM REDUCTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. VÍT BRABEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vít Brabec

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Parní turbína jako točivá redukce

v anglickém jazyce:

Steam turbine for steam reduction

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analýza možností instalace parní točivé redukce cizí páry v Teplárně Brno - Červený Mlýn v letních měsících, kdy v teplárně není provozován paroplynový blok.

Cíle diplomové práce:

Návrh úprav stávajícího tepelného schématu

Analýza provozu

Tepelný výpočet točivé redukce páry

Ekonomický výpočet výhodnosti investice

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 14.10.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem diplomové práce je analýza možnosti instalace točivé redukce páry v paroplynové teplárně Červený Mlýn. V úvodní části práce jsou stručně popsány jednotlivé části provozu Červený Mlýn. Součástí popisu provozu jsou základní informace o obou uvažovaných řešeních točivých redukcí páry. Dále následuje tepelné schéma celého teplárenského provozu a samotné výměňkové stanice. Na základě poskytnutých hodnot potřeby tepla v horkovodní soustavě je určeno trvání průtoku páry oběma provedeními točivých redukcí. Hlavním úkolem tepelného výpočtu točivé redukce páry je určení svorkového výkonu a jeho porovnání se svorkovými výkony uvažovaných točivých redukcí. V ekonomickém výpočtu výhodnosti investice jsou pro obě řešení určeny základní ekonomické veličiny a doporučeno vhodnější z obou řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

paroplynová teplárna, soustava centralizovaného zásobování teplem, točivá redukce páry, trvání průtoku páry, vnitřní účinnost turbíny, svorkový výkon, trvání výkonu turbíny, cash-flow, doba splatnosti

ABSTRACT

The dissertation analyses a possibility to install a steam turbine for steam reduction in the heating plant with a combined cycle, Červený Mlýn. In the first part of this work the constituent parts of Červený Mlýn plant are briefly described. Basic information is included about two considered solutions to the steam turbine for steam reduction. Then the thermic diagram of the whole heating plant and the heat exchanger station itself is presented. On the basis of the given values of the heat required in the hydrothermal system, duration of the steam flow through both variants of the steam turbine for steam reduction is determined. The thermodynamic calculation of the steam turbine for steam reduction is aimed at determination of the power output and its comparison with the power outputs of the steam turbines for steam reduction considered. In the economical profitability calculation, basic economical quantities are given for both the solutions and the more suitable solution is recommended.

KEY WORDS

heating plant with combined cycle, system of central supply of heat, steam turbine for steam reduction, duration of the steam flow, internal efficiency of the turbine, power output, duration of output of the turbine, cash-flow, payback period

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BABEC, V. *Parní turbína jako točivá redukce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 83 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 27. 5. 2011

Vít Brabec

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce. Za poskytnuté materiály a informace děkuji Ing. Stanislavu Bradáčovi, Ing. Jakubu Zrůnovi, Ing. Lud'ku Ondrouškovi a Jiřímu Horovi ze společnosti Teplárny Brno, a.s. a Ing. Jiřímu Klímovi ze společnosti G – Team, a.s. V neposlední řadě bych rád poděkoval svojí rodině a přítelkyni za podporu při vypracování diplomové práce.

OBSAH

ÚVOD	15
1 PAROPLYNOVÁ TEPLÁRNA ČERVENÝ MLÝN.....	16
1.1 HISTORIE A SOUČASNOST PROVOZU ČERVENÝ MLÝN.....	16
1.1.1 Počátky provozu.....	16
1.1.2 Od zastaralé uhelné výtopny k moderní paroplynové teplárně.....	17
1.1.3 Vliv na životní prostředí.....	17
1.2 POPIS PROVOZU ČERVENÝ MLÝN	18
1.2.1 Plynová turbína Siemens V64.3A.....	18
1.2.2 By-passový komín	19
1.2.3 Spalinový kotel Alstom Power	19
1.2.4 Protitlaká parní turbína Alstom Power GE 40	19
1.2.5 Výměňiková stanice	20
1.2.6 Systém akumulace tepla	20
1.2.7 Horkovodní kotle	20
1.2.8 Další technologické celky provozu Červený Mlýn	20
1.2.9 Točivá redukce TR 560.....	21
1.3 POPIS ZAPOJENÍ A PROVOZ ZAŘÍZENÍ	23
1.3.1 Strojovna spalovací turbíny.....	23
1.3.2 Kotelna.....	23
1.3.3 Strojovna parní turbíny.....	24
1.3.4 Výměňiková stanice	25
1.3.5 Horkovodní kotelna	26
2 TEPELNÉ SCHÉMA PROVOZU ČERVENÝ MLÝN	27
2.1 TEPELNÉ SCHÉMA CELKOVÉ	27
2.2 TEPELNÉ SCHÉMA VÝMĚŇIKOVÉ STANICE.....	29
3 TEPELNÁ SÍŤ MĚSTA BRNA.....	30
3.1 PARNÍ SOUSTAVA	30
3.2 HORKOVODNÍ SOUSTAVA	31
4 ANALÝZA PROVOZU	33
4.1 PROVOZ ZAŘÍZENÍ V OBDOBÍ LISTOPAD - BŘEZEN	33
4.1.1 Dodávky tepla do SCZT.....	33
4.2 PROVOZ ZAŘÍZENÍ V OBDOBÍ DUBEN - ŘÍJEN	33
4.2.1 Dodávky tepla do SCZT.....	34
4.2.2 Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě.....	35
4.2.3 Trvání průtoku páry točivou redukcí	36
4.3 ZHODNOCENÍ ANALÝZY PROVOZU.....	37
5 TEPELNÝ VÝPOČET TOČIVÉ REDUKCE PÁRY	38
5.1 ZADANÉ PARAMETRY A ZÁKLADNÍ KONCEPCE.....	38
5.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET	38
5.2.1 Parametry páry pro předběžný výpočet.....	38
5.2.2 Rychlostní poměr a střední průměr lopatkování.....	39
5.2.3 Délka lopatek a parciální ostřík	41
5.2.4 Obvodová a vnitřní účinnost a vnitřní výkon stupně.....	43
5.3 DETAILNÍ VÝPOČET.....	45
5.3.1 Detailní průběh expanze ve stupni	45
5.3.2 Rychlosti a rychlostní trojúhelníky	46
5.3.3 Parametry páry v jednotlivých bodech expanze	49
5.3.4 Průtočné průřezy stupně.....	50
5.3.5 Profil rozváděcích lopatek a jejich počet.....	51
5.3.6 Profil oběžných lopatek a jejich počet	52
5.3.7 Ztráty, účinnost a vnitřní výkon stupně.....	53

5.3.8 Spotřební charakteristika točivé redukce	55
5.4 ZHODNOCENÍ TEPELNÉHO VÝPOČTU TOČIVÉ REDUKCE PÁRY	57
6 EKONOMICKÝ VÝPOČET VÝHODNOSTI INVESTICE	58
6.1 PODKLADY PRO EKONOMICKÝ VÝPOČET	58
6.1.1 Investice	58
6.1.2 Doba životnosti	58
6.1.3 Trvání výkonu TR	58
6.1.4 Výnosy z vyrobené elektrické energie	58
6.1.5 Spotřeba paliva a jeho cena	58
6.2 PROVEDENÍ SINGL	60
6.2.1 Roční výnosy z prodeje elektrické energie	60
6.2.2 Náklady investiční a roční náklady na opravu a údržbu	60
6.2.3 Roční náklady na palivo a celkové provozní náklady	61
6.2.4 Ekonomická analýza z hlediska projektu	61
6.2.5 Ekonomická analýza z hlediska investora	63
6.3 PROVEDENÍ TANDEM	65
6.3.1 Roční výnosy z prodeje elektrické energie	65
6.3.2 Náklady investiční a roční náklady na opravu a údržbu	66
6.3.3 Roční náklady na palivo a celkové provozní náklady	66
6.3.4 Ekonomická analýza z hlediska projektu	67
6.3.5 Ekonomická analýza z hlediska investora	68
6.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ EKONOMICKÉHO VÝPOČTU VÝHODNOSTI INVESTICE	71
6.5 ZHODNOCENÍ EKONOMICKÉHO VÝPOČTU VÝHODNOSTI INVESTICE	71
ZÁVĚR	72
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	74
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	75
SEZNAM OBRÁZKŮ	80
SEZNAM TABULEK	82
SEZNAM PŘÍLOH	83

ÚVOD

Historie brněnského teplárenství sahá do 30. let 20. století. První myšlenky jsou však ještě o něco starší. V prosinci 1930 byl spuštěn první teplárenský provoz Špitálka. Od té doby se toho mnoho změnilo. Společně s rozvojem města byly spouštěny další provozy a stávající byly modernizovány. Postupem času dochází také ke změně palivové základny z uhlí na zemní plyn, jehož spalování výrazně přispělo ke zlepšení kvality ovzduší v městě Brně. V současné době se o zásobování teplem velké části města stará šest teplárenských provozů.

Základní prioritou pro společnost Teplárny Brno, a.s. stále zůstává dodávka tepla svým zákazníkům. To samozřejmě platí i pro teplárenské společnosti v jiných městech. Pozice tepláren často není jednoduchá. Neustále se zvyšující ceny paliv a nejistá budoucnost jejich dodávek zvyšují cenu tepla pro konečné zákazníky. Ti pak často přikročí k vybudování vlastního lokálního zdroje tepla. Chtějí-li být teplárenské společnosti konkurenceschopné s lokálními zdroji tepla a zároveň prosperovat, tak je nutno, aby byl využit veškerý potenciál jejich provozů. Jednou z možností, jak udržet ceny tepla pro zákazníky na rozumných hodnotách, je výroba a prodej elektrické energie. Z tohoto důvodu byla mezi investiční záměry Tepláren Brno, a.s. před několika lety zařazena instalace točivé redukce páry v provozu Červený Mlýn. Ta by byla provozována v období od 1. dubna do 31. října, kdy není v provozu paroplynový blok.

Diplomová práce se zabývá analýzou možnosti instalace točivé redukce páry v provozu Červený Mlýn a je zpracována z pohledu budoucího investora, Tepláren Brno, a.s. Potřebné údaje pro zpracování jednotlivých kapitol práce byly poskytnuty jejími pracovníky. Technické a obchodní údaje, týkající se obou uvažovaných provedení točivých redukcí, byly získány od dodavatele parních turbín, společností G - Team a.s.

Obsahová část diplomové práce bude rozčleněna do šesti kapitol. První kapitolou je popis provozu Červený Mlýn, který zahrnuje popis jednotlivých technologických celků a jejich zapojení. Ten je podkladem pro návrh úprav stávajícího tepelného schématu, který je prvním cílem diplomové práce. Úpravy jsou provedeny jak v celkovém tepelném schématu provozu, tak v detailním schématu výměňkové stanice. Následující kapitola stručně popisuje tepelnou síť města Brna. Hlavním úkolem analýzy provozu je určení trvání průtoku točivými redukcemi obou nabízených provedení. Vstupními daty pro jeho určení jsou hodnoty potřeby tepla v horkovodní soustavě v letech 2008 až 2011. Třetím cílem diplomové práce je tepelný výpočet točivé redukce páry. Ta je navržena jako jednostupňová parní turbína s akčním lopatkováním a pro výpočet jsou použity známé parametry páry v místě jejího případného zapojení. Posledním cílem a z pohledu investora nejdůležitější kapitolou je ekonomický výpočet výhodnosti investice. Pro obě nabízená řešení je provedeno ekonomické zhodnocení z hlediska projektu i investora, určena doba splatnosti investice a vybráno vhodnější z obou řešení.

1 PAROPLYNOVÁ TEPLÁRNA ČERVENÝ MLÝN

Historií a popisem provozu Červený Mlýn se zabývají [2] [3] [4] [5].

Základní informace o paroplynové teplárně Červený Mlýn jsou uvedeny v tab. 1.1 a její současná podoba je vidět na obr. 1.1.



Obr. 1.1 – Letecký pohled na paroplynovou teplárnu Červený Mlýn [6]

Tab. 1.1 – Základní informace o PČM [2]

Celkový maximální elektrický výkon	[MW_e]	95
Maximální tepelný výkon v páře	[MW_t]	15
Maximální tepelný výkon v horké vodě	[MW_t]	125
Elektrická účinnost	[%]	47,5
Tepelná účinnost	[%]	89

1.1 Historie a současnost provozu Červený Mlýn

1.1.1 Počátky provozu

Na počátku 60. let 20. století začíná výstavba velkých sídlišť v severní části města Brna. Pro potřeby vytápění a dodávky teplé užitkové vody (TUV) do budovaných sídlišť na Lesné, v Žabovřeskách a Králově Poli byla v roce 1966 uvedena do provozu výtopna Červený Mlýn, která začala dodávat teplo v horké vodě, vyrobené ve dvou horkovodních kotlích s celkovým tepelným výkonem $P_t = 23,2 \text{ MW}_t$ [3]. Požadovaného tepelného výkonu bylo dosaženo v letech 1968 – 1969 spuštěním další dvojice horkovodních kotlů s celkovým tepelným výkonem $P_t = 58,1 \text{ MW}_t$ [3]. Všechny kotle byly konstruovány na spalování hnědouhelného hruboprachu, dopravovaného do výtopny po železnici.

Kotle byly provozovány do roku 1996, kdy byly odstaveny. Celá výtopna poté byla zbourána, aby bylo uvolněno místo pro stavbu nového zdroje.

1.1.2 Od zastaralé uhelné výtopny k moderní paroplynové teplárně

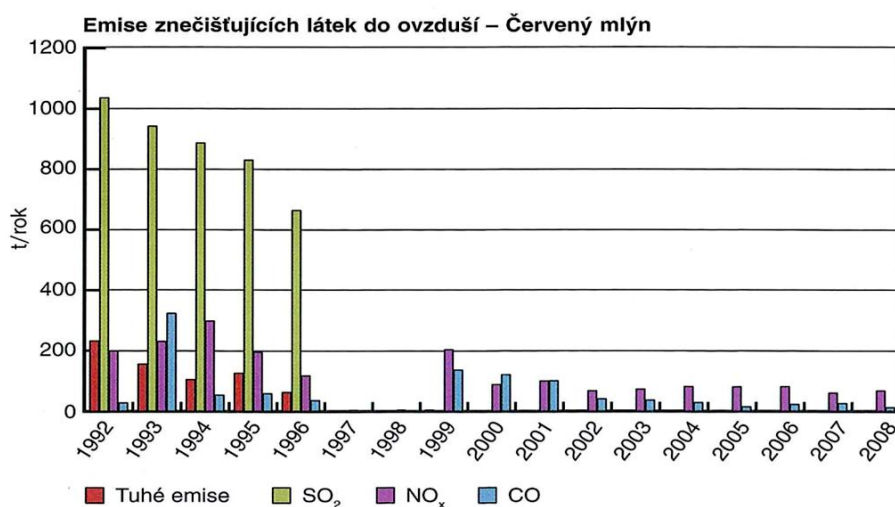
V roce 1999 byl uveden do provozu nejmladší zdroj společnosti Teplárny Brno, a.s., paroplynová teplárna Červený Mlýn. Důvodem nahrazení původní uhelné výtopny moderním paroplynovým zdrojem bylo rozhodnutí, že do roku 1997 budou odstaveny všechny emisním limitům nevyhovující uhelné zdroje a nahrazeny novými zařízeními, spalujícími zemní plyn. V roce 1995 bylo nutno vyřešit problém, jakým zařízením nahradit původní čtyři výtopenské horkovodní kotle s celkovým tepelným výkonem $P_t = 139 \text{ MW}_t$ a účinností okolo 75 % [4]. Původní technologie byla zastaralá a natolik opotřebovaná, že její rekonstrukce na spalování zemního plynu by nebyla výhodná. Teplárny Brno, a.s. se na základě provedené analýzy stávajícího zařízení, možností ostatních provozů a potřeby soustavy centralizovaného zásobování teplem rozhodla vybudovat teplárnu pracující v paroplynovém cyklu.

1.1.3 Vliv na životní prostředí

Nahrazení původních uhelných zdrojů za zdroje spalující zemní plyn mělo a má zásadní vliv na kvalitu ovzduší v městě Brně. Po spuštění provozu Červený Mlýn došlo podle [4] k významnému snížení emisí, především oxidů dusíku (NO_x) a oxidu uhelnatého (CO) a úplnému vyloučení emisí oxidu siřičitého (SO_2). Porovnání emisí původního a nového zdroje jsou uvedeny v tab. 1.2, přičemž v případě paroplynového cyklu jsou uvedeny odděleně emise NO_x pro plynovou turbínu (GT) a horkovodní kotle (HK) a současně i celková hodnota emisí. Významnými hodnotami jsou především emise při spalování zemního plynu (ZP) v případě paroplynového cyklu. Tabulka uvádí i emise plynové turbíny při spalování lehkého topného oleje (LTO), který se v současnosti jako palivo nevyužívá. Další porovnání emisí včetně tuhých emisí v letech 1992 - 2008 je zobrazeno v grafu na obr. 1.2.

Tab. 1.2 – Porovnání emisí ve spalínách výtopny a ppt Červený Mlýn [4]

ABSOLUTNÍ PRODUKCE ŠKODLIVIN	VÝTOPNA ČM	PPT ČM		
		GT	HK	Σ
Tepelný výkon zdroje [MW]	139	204	56	260
NO_x [kg/h]	150	45 [ZP]	9	54
		120 [LTO]		120
CO [kg/h]	75	7,5	6	13,5



Obr. 1.2 – Emise škodlivin PČM v letech 1992 – 2008 [2]

1.2 Popis provozu Červený Mlýn

Popis jednotlivých technologických uzlů provozu Červený Mlýn bude podkladem pro tvorbu tepelného schématu teplárny a jeho možných úprav při instalaci točivé redukce páry. Samotná parní turbína jako točivá redukce páry a její dvě konstrukční provedení nabízené společností G – Team a.s. budou součástí popisu provozu. Kromě popisu jednotlivých zařízení bude v samostatné kapitole uveden popis zapojení jednotlivých částí a jejich společné provozování.

Provoz Červený Mlýn je nejmladším a nejmodernějším teplárenským zdrojem společnosti Teplárny Brno, a.s. Od listopadu 1999 zásobuje teplem v páře a horké vodě městské části Žabovřesky a Královo Pole, příp. Lesná a Líšeň v závislosti na období a klimatických podmínkách. Díky instalovanému paroplynovému cyklu je dosaženo vysoké elektrické i tepelné účinnosti provozu, viz tab. 1.1.

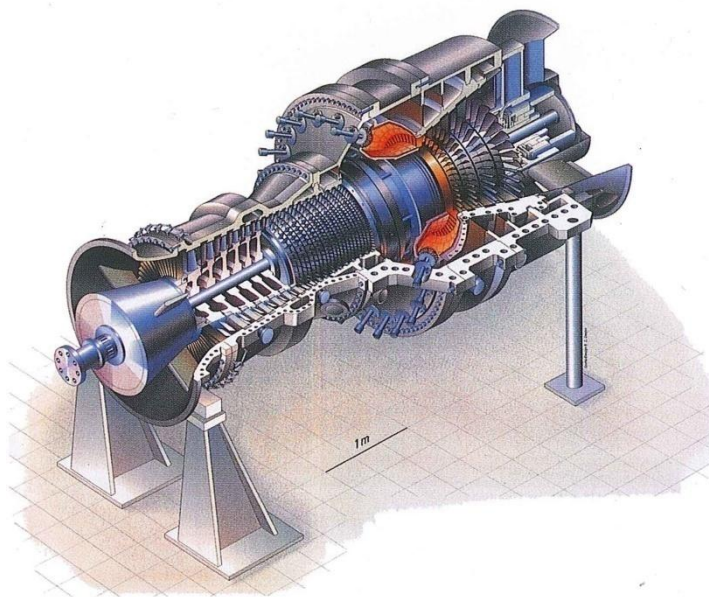
1.2.1 Plynová turbína Siemens V64.3A

Plynová turbína je jednotělesová, vysokootáčková ($5\,413\text{ min}^{-1}$) a skládá se ze 17 stupňového kompresoru, kruhové spalovací komory a 4 turbínových stupňů [2]. Jmenovitý elektrický výkon plynové turbíny je při spalování zemního plynu $69,7\text{ MW}_e$ [2]. Společná hřídel turbíny a kompresoru je uložena ve dvou ložiscích mimo tlakovou oblast. Náčrty plynové turbíny je na obr. 1.3.

Axiální kompresor má natáčivé vstupní rozváděcí lopatky, které umožňují regulaci průtoku vzduchu turbínou pro dosažení optimálního spalovacího procesu a stabilní teploty spalin na výstupu z plynové turbíny v rozsahu výkonu mezi 60–100 % [4]. Průtok vzduchu kompresorem při jmenovitém výkonu je $188,5\text{ kg/s}$ [2].

Kruhová spalovací komora je vybavena 24 hybridními hořáky, které jsou schopné spalovat zemní plyn i lehký topný olej. Hořáky dosahují při běžném provozu, tj. při vyšším výkonu než je 58 % jmenovitého, velmi nízkých emisí NO_x [2]. Spalovací turbína je pro řízení množství NO_x ve spalinách vybavena vstřikováním upravené vody.

Průtok spalin 4 stupni turbíny je při jmenovitém výkonu 192 kg/s [2]. Spaliny po expanzi v turbíně mají teplotu cca 571 °C a proudí axiálním difuzorem do spalínového kotle [4]. Všechny řady satorových a první 3 řady rotorových lopatek jsou chlazeny vzduchem. Vzduch pro chlazení je vyveden z několika odběrů v kompresorové části. Plynová turbína pohání synchronní generátor s otáčkami $3\,000\text{ min}^{-1}$, který je přes převodovku napojen na její studený konec [4]. Vyvedení elektrického výkonu je provedeno zapouzdřenými vodiči z horní části generátoru, které jsou vedeny přes stěnu strojovny spalovací turbíny do prostoru transformátorů.



Obr. 1.3 – Plynová turbína Siemens V64.3A [2]

1.2.2 By-passový komín

Od roku 2004 je v provozu by-passový komín mezi plynovou turbínou a spalínovým kotlem. Z difuzoru plynové turbíny proudí spaliny spalínovodem a v závislosti na období proudí by-passovým komínem do atmosféry nebo dále do spalínového kotle. By-passový komín umožňuje provoz plynové turbíny jako samostatného elektrického zdroje bez nutnosti provozu zbytku paroplynového cyklu. Bližší informace o provozování v jednotlivých obdobích roku budou uvedeny v kapitole Analýza provozu.

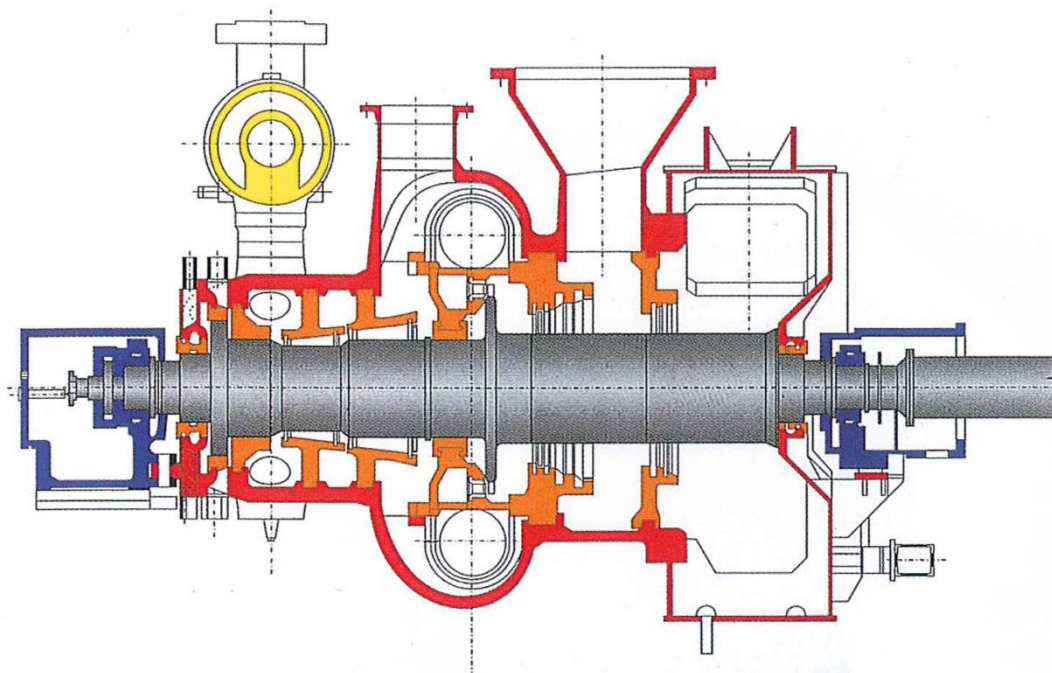
1.2.3 Spalínový kotel Alstom Power

Spalínový kotel má jmenovitý výkon 100 MW_t a využívá tepla obsaženého ve spalínách z plynové turbíny a slouží k výrobě páry a ohřevu vody v horkovodní soustavě [4]. Je proveden jako třítakový, tj. vyrábí páru o třech různých tlacích. V průřezu kotle jsou zavěšeny jednotlivé potrubní svazky teplosměnných ploch. Na stropě kotle (vně spalínového kanálu) jsou napříč umístěny nízkotlaký (NT) a vysokotlaký (VT) buben a napájecí nádrž o objemu 60 m^3 [5].

VT část kotle vyrábí přehřátou páru ($6,4 \text{ MPa}$, 500°C), jdoucí na parní turbínu, příp. přes vysokotlaké redukční stanice do rozdělovače $0,9 \text{ MPa}$ k dalšímu využití [4]. NT část spalínového kotle vyrábí přehřátou páru o nižších parametrech ($0,92 \text{ MPa}$, 220°C), která je zavedena do stejného rozdělovače jako pára z vysokotlaké redukční stanice [4]. Třetím tlakovým stupněm v kotli je parní okruh pro odplynovák ($0,12 \text{ MPa}$, 105°C) [4]. Poslední výhřevnou plochou kotle je ohřívák síťové vody ($60/90^\circ\text{C}$), tj. vody v horkovodní soustavě, který dochlazuje spaliny a snižuje tak komínovou ztrátu kotle [4]. Ohřívák síťové vody je v provozu pouze při spalování ZP, jelikož v případě spalování LTO by mohlo dojít k podkročení rosného bodu spalin.

1.2.4 Protitlaká parní turbína Alstom Power GE 40

Jedná se o protitlakou turbínu s jedním regulovaným a jedním neregulovaným odběrem páry. Řez turbínou je zobrazen na obr. 1.4. Turbína je vysokootáčková ($6\,000 \text{ min}^{-1}$), je přes



Obr. 1.4 – Protitlaká turbína Alstom Power GE 40 [2]

převodovku spojena s generátorem s otáčkami $1\,500\text{ min}^{-1}$ a jmenovitým výkonem na svorkách 24 MW_e [4]. Jmenovité parametry vstupní páry jsou tlak $6,2\text{ MPa}$ a teplota 495 °C [4]. Parametry mohou v závislosti na průtoku páry klesnout až na 3 MPa a 420 °C [4]. Z regulovaného odběru může odcházet pára do rozdělovače $0,9\text{ MPa}$ nebo může být tímto odběrem do turbíny přidána pára z NT části spalínového kotle. Pára z neregulovaného odběru napájí výměníkovou stanici stejně jako pára z protitlaku turbíny.

1.2.5 Výměníková stanice

Výměníková stanice tvoří jednu část systému pro ohřev síťové vody v horkovodní soustavě. Skládá se ze dvou ležatých výměníků pára-voda o celkovém tepelném výkonu 85 MW_t [2]. Výměníky jsou umístěny po obou stranách stolice s parní turbínou a mají prakticky stejné rozměry. Na vrchní části obou výměníků jsou tzv. dómy, do kterých jsou zaústěna příslušná parní potrubí. Tělesa výměníků jsou kromě hrdel přívodních potrubí páry opatřena hrdly pro odvod kondenzátu, přívod a odvod síťové vody. Základní parametry obou výměníků jsou uvedeny v tab. 1.3.

Tab. 1.3 – Základní parametry výměníků ve výměníkové stanici [5]

PARAMETRY OHŘÍVÁKŮ	ZÁKLADNÍ OHŘÍVÁK (ZO)	ŠPIČKOVÝ OHŘÍVÁK (ŠO)
Max. tepelný výkon $[\text{MW}_t]$	42,5	42,5
Tlak páry (vstup) $[\text{MPa}]$	0,04 – 0,1	0,08 – 0,21
Teplota páry (vstup) $[\text{°C}]$	mez sytosti (příp. přehřátí na 130)	100 – 120
Hmotnostní tok páry $[\text{kg/s}]$	3 – 29	5 – 17,5
Síťová voda (vstup) $[\text{°C}]$	50 – 70	podle parametrů z rozdělovače před ŠO
Síťová voda (výstup) $[\text{°C}]$	74 – 98	100 – 108
		130 (cizí pára ze SCZT)

1.2.6 Systém akumulace tepla

Systém akumulace tepla napomáhá dosáhnout lepší ekonomie provozu paroplynového cyklu při posunu denních špiček dodávek tepla a elektrické energie a jeho hlavními částmi jsou vertikální ocelová nádrž o objemu $5\,500\text{ m}^3$ teplé vody a čtyři paralelní deskové výměníky, každý o tepelném výkonu 15 MW_t [4]. Důležitou součástí akumulčního systému jsou akumulční čerpadla, zajišťující požadovaný průtok výměníky podle požadavků na nabíjení či vybíjení akumulátoru.

1.2.7 Horkovodní kotle

Horkovodní kotle tvoří poslední článek ohřevu síťové vody. Jsou konstruovány na spalování zemního plynu a dosahují maximálního tepelného výkonu 28 MW_t [2]. Kotle jsou uvedeny do provozu v případě, že ohřívák síťové vody ve spalínovém kotli a výměníková stanice nejsou schopny ohřát horkou vodu na parametry požadované v horkovodní soustavě.

1.2.8 Další technologické celky provozu Červený Mlýn

Jedná se především o chladicí systém a rozvodnu 110 kV , které jsou pro samotný provoz a vyvedení výkonu nezbytné, se zadáním práce souvisí pouze velmi okrajově a to pouze přes případné vyvedení výkonu při instalaci točivé redukce páry.

1.2.9 Točivá redukce TR 560

Instalace jednostupňové parní turbíny jako točivé redukce páry s parametry (0,8 MPa, 175 °C) paralelně k redukční stanici, nacházející se před výměňkovou stanicí, je v investičním plánu společnosti Teplárny Brno, a.s. již několik let. Její realizace ovšem dosud neproběhla. V případě realizace je možnost umístit točivou redukci do strojovny parní turbíny mezi olejovou nádrž parní turbíny a VT napájecí čerpadla. Umístění do tohoto prostoru by nemělo znamenat výrazné snížení průchodnosti v daném místě. V bezprostřední blízkosti se nachází další důležité technologické celky pro připojení točivé redukce, tj. parní rozdělovač 0,9 MPa, základní ohřívák síťové vody a chladicí voda pro potřeby chlazení oleje v chladiči.

V této podkapitole budou stručně popsána dvě provedení točivých redukcí TR 560 (SINGL a TANDEM), nabízené firmou G – Team a.s. V dalších kapitolách práce bude z různých hledisek nabídka prozkoumána a bude posouzeno, zda nabídka vyhovuje možностям provozu.

Podkladem pro popis obou provedení točivých redukcí byla [7].

Točivá redukce TR 560 je jednostupňová parní turbína. Turbínový stupeň s akčním lopatkováním je přímo spojen s integrovanou převodovkou s jedním rychloběžným pastorkem, na kterém je letmo uloženo oběžné kolo turbíny. Souosost s osou rotace pastorku a případné dilatace turbínové skříně zabezpečují radiální pera, pomocí kterých je skříň na převodovku uchycena. Ložiska převodovky jsou mazána z olejového systému soustrojí. Generátor je s převodovkou spojen pomocí spojky.

Regulaci TR 560 zajišťuje vysokotlaký olejový agregát. Pomocí tlakového oleje z agregátu je ovládán regulační – rychlouzavírací ventil.

Olejové hospodářství pro mazání ložisek a převodovky je tvořeno:

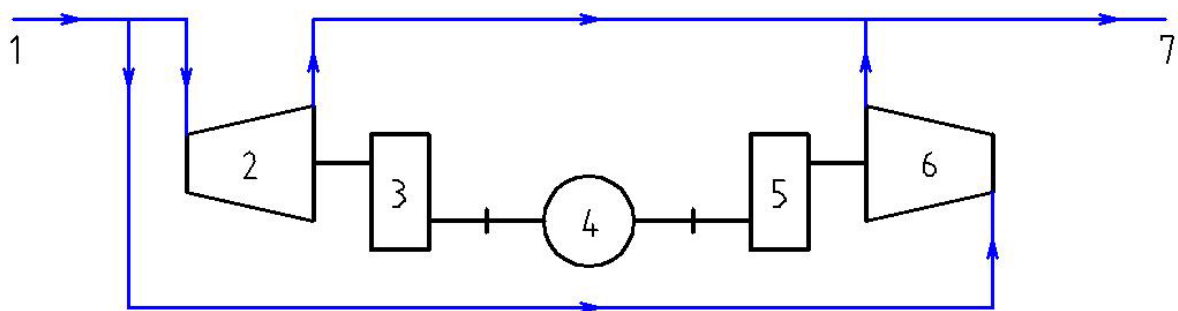
- hlavním, pomocným a havarijním olejovým čerpadlem, která pracují podle aktuální potřeby
- olejová nádrž s objemem cca. 400 l
- chladič oleje, chlazený chladicí vodou

Provedení SINGL

Provedení SINGL disponuje jmenovitým elektrickým výkonem na svorkách generátoru 930 kW_e a tohoto výkonu dosahuje při průtoku páry 15 t/h. Na obr. 1.6 je zobrazena točivá redukce TR 560, instalovaná v Pruskowě. Na obr. 1.7 je vidět řez turbínovou skříní a na obr. 1.8 je pohled na turbínovou skříň v axiálním směru. Schémata zapojení točivých redukcí budou přílohami diplomové práce.

Provedení TANDEM

Základním rysem provedení TANDEM je to, že se skládá ze dvou turbín TR 560, které jsou naprosto shodné a jsou napojeny z obou stran generátoru. Jedinou odlišností je smysl otáčení obou turbín. Schéma zapojení TANDEM je zobrazeno na obr. 1.5 Jmenovitý výkon na svorkách generátoru je 1 860 MW_e a každá z turbín má hltlost 15 t/h. Takové řešení není standardně nabízené firmou G – Team a.s., ale požadavkům provozu Červený Mlýn může vyhovovat především díky dvojnásobné hltlosti a výkonu.



Obr. 1.5 – Schéma zapojení TR 560 v provedení TANDEM

Legenda k obr. 1.5:

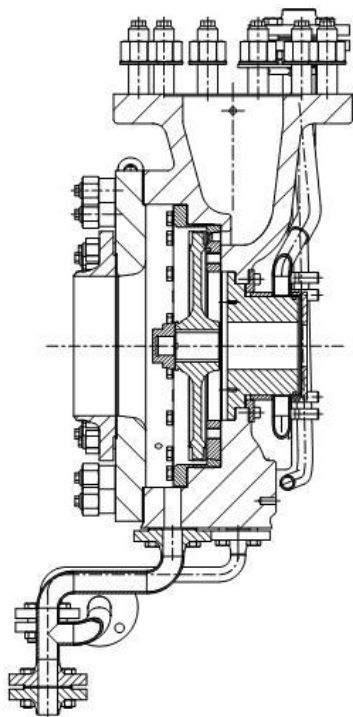
1) potrubí pro přívod páry, 2) a 6) točivá redukce TR 560, 3) a 5) převodovka, 6) generátor, 7) potrubí pro odvod páry



Obr. 1.6 – Točivá redukce TR 560 v Pruskowě [7]

Legenda k obr. 1.6:

1) potrubí pro přívod páry, 2) regulační – rychlouzavírací ventil, 3) točivá redukce TR 560, 4) potrubí pro odvod páry, 5) převodovka, 6) generátor



Obr. 1.7 – Řez turbínovou skříní
TR 560 [7]



Obr. 1.8 – Axiální pohled na turbínovou skříň
TR 560 [7]

1.3 Popis zapojení a provoz zařízení

Podkladem pro popis zapojení a provoz zařízení byla [5].

1.3.1 Strojovna spalovací turbíny

Spalovací vzduch je nasáván sací šachtou, umístěnou na snížené části střechy strojovny spalovací turbíny. V kompresoru je vzduch stlačen, v hořácích dochází k jeho mísení s palivem a spalování ve spalovací komoře. Spaliny proudí turbínovou částí spalovací turbíny a po expanzi v turbíně proudí do difuzoru, který se nachází mimo strojovnu. Mezi turbínu a difuzor je umístěn kompenzátor pro kompenzaci dilatací. Za difuzorem je umístěn tkaninový kompenzátor.

1.3.2 Kotelna

Kotelna zahrnuje veškeré zařízení, počínaje kompenzátozem za difuzorem a konče spalínovodem na přírubě komína. Kromě výše zmíněných částí je spalínový kotel tvořen spalínovodem s tlumiči hluku, mezikusem s klapkou, na nějž je svisle vzhůru připojen by-passový komín, a samotným spalínovým kotlem.

Na spalínové straně proudí spaliny z difuzoru spalínovým kotlem do komína. V případě potřeby může být využito by-passového komína pro samostatný provoz spalovací turbíny.

Na vodní/parní straně začíná celý proces u kondenzátních čerpadel, které čerpají kondenzát ze základního ohříváku do odplyňovače na napájecí nádrži. Před vstupem do odplyňovače je kondenzát směřován s přidávkou demineralizované vody z nádrže demineralizované vody. K odplynění se využívá pára, vyrobená ve výparníkovém systému odplyňováku a zavedená do spodní části napájecí nádrže. Odplynění probíhá při teplotě kondenzátu 105 °C při spalování ZP [5]. Odplyněná voda je vedena potrubím na sání NT a VT napájecích čerpadel.

NT část kotle

Napájecí voda je z výtlačku NT napájecích čerpadel vedena do jednostupňového NT ohříváku napájecí vody a dále do NT bubnu. V NT výparníkovém systému se vyrábí NT sytá pára. Spádové trubky výparníku jsou vyvedeny ve spodní části bubnu stejně tak jako trubky varné. Sytá pára dále proudí do jednostupňového NT přehříváku a dále do parního rozdělovače 0,9 MPa.

VT část kotle

Napájecí voda je z výtlačku VT napájecích čerpadel vedena do třístupňového VT ohříváku napájecí vody a dále do VT bubnu. VT výparníkový systém je podobný NT systému. Sytá pára z VT bubnu je vedena do třístupňového VT přehříváku, přičemž za druhý přehřívák je zaveden vstřík napájecí vody pro dosažení požadovaných parametrů páry z kotle. Potrubí VT páry z kotle se v prostoru strojovny rozděluje a pára je vedena do parní turbíny nebo VT redukční stanice, kde je pára po redukci a ochlazení zavedena do parního rozdělovače 0,9 MPa.

1.3.3 Strojovna parní turbíny

Parní turbína

Část VT páry, proudící do turbíny, je vedena přes rychlozávěrný ventil ke dvěma regulačním ventilům v turbínovém tělese a dále do VT dílu turbíny. Výstup páry z VT dílu turbíny je v místě regulovaného odběru. V tomto místě je udržován požadovaný tlak pomocí regulačních ventilů v NT dílu turbíny. Pára z místa regulovaného odběru může být zavedena do NT dílu turbíny nebo do parního rozdělovače 0,9 MPa. Tato cesta je obousměrná a do NT dílu turbíny je možno zavést přídavnou páru z rozdělovače.

Po průchodu regulačními ventily regulovaného odběru vstupuje pára do NT dílu parní turbíny, prochází akčním regulačním stupněm a dále expanduje ve stupňové části NT dílu. Z NT dílu je vyveden neregulovaný odběr, kterým je vytápěn špičkový ohřívák síťové vody. Pára z protitlaku turbíny je vyvedena dvěma obdélníkovými hrdly a zaústěna do základního ohříváku síťové vody.

Pára pro zahlcování ucpávek se v případě přední ucpávky bere z VT parního potrubí před turbínou a zadní ucpávka je zahlcována parou z parního rozdělovače 0,9 MPa.

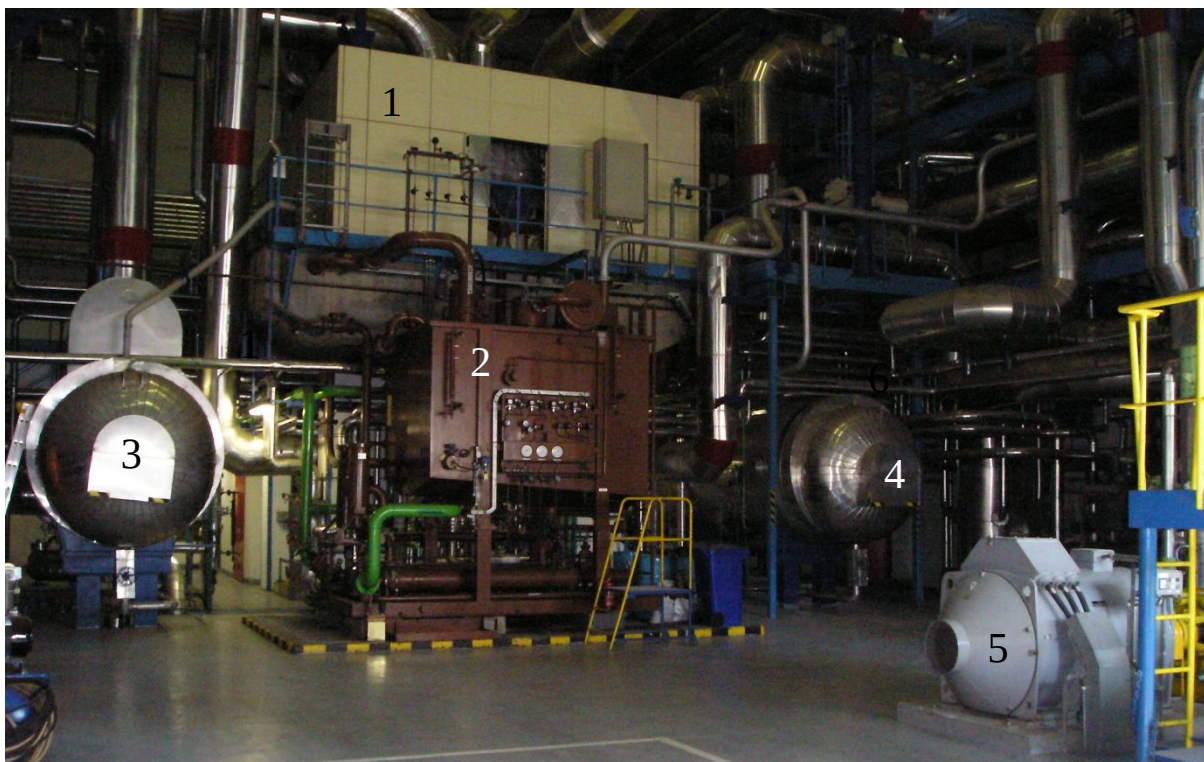
Parní rozdělovač 0,9 MPa

Hlavními vstupními potrubími do parního rozdělovače jsou potrubí páry z NT části spalínového kotle, regulovaného odběru z parní turbíny, VT redukční stanice.

Hlavními výstupními potrubími z parního rozdělovače jsou potrubí pro vytápění základního a špičkového ohříváku.

Součástí rozdělovače je parní potrubí propojující provoz Červený Mlýn se soustavou centralizovaného zásobování teplem (SCZT). Parovodem Červený Mlýn je možno páru ze SCZT odebírat nebo do soustavy dodávat.

Na obr. 1.9 je vidět pohled do strojovny parní turbíny. Fotografie zobrazuje umístění ZO a ŠO po stranách stolice s parní turbínou. Vpravo v popředí je VT napájecí čerpadlo. Snímek byl společně s dalšími, které budou součástí přílohy diplomové práce, dodán Ing. Luděk Ondrouškem.



Obr. 1.9 – Pohled do strojovny parní turbíny

Legenda k obr. 1.9:

1) parní turbína, 2) olejové hospodářství parní turbíny, 3) špičkový ohřívák, 4) základní ohřívák, 5) VT napájecí čerpadlo

1.3.4 Výměníková stanice

Základní ohřívák (parní strana)

Základní ohřívák je napájen parou z protitlaku parní turbíny, příp. redukovanou parou z parního rozdělovače 0,9 MPa. Pára vstupuje na mezi sytosti pro daný tlak, příp. lehce přehřátá, a kondenzuje. Kondenzát je čerpán kondenzátními čerpadly do napájecí nádrže nebo pomocnými kondenzátními čerpadly zpět do provozu Špitálka, v případě, že pro vytápění základního ohříváku byla použita cizí pára ze SCZT.

V případě provozu s točivou redukcí páry by byla pára z parního rozdělovače podle aktuální potřeby rozdělena do dvou větví, přičemž část páry by proudila točivou redukcí a část redukční stanicí, nebo by pára proudila jen jednou z těchto větví v závislosti na množství páry. Za točivou redukcí a redukční stanicí by byly parní potrubí propojeny a jedním potrubím by pára proudila do výměníku.

Špičkový ohřívák (parní strana)

Špičkový ohřívák je vytápěn parou z neregulovaného odběru parní turbíny nebo redukovanou parou z parního rozdělovače 0,9 MPa. Podobně jako u ZO vstupuje pára na mezi sytosti, příp. lehce přehřátá, a kondenzuje. Kondenzát ze špičkového ohříváku je veden do základního ohříváku pomocí kaskádovitě řešeného potrubí.

Ohřev síťové vody

Vratná síťová voda, tj. voda z horkovodní soustavy (horkovod Lesná a Žabovřesky) je přírodními potrubími vedena do sání oběhových čerpadel. Z výtlačku oběhových čerpadel je voda zavedena do rozdělovače před ZO. Součástí rozdělovače jsou potrubí do ZO, ohříváku síťové vody ve spalínovém kotli, který je napojen paralelně k ZO, vloženého okruhu (sání čerpadel akumulčního systému), výstupního rozdělovače síťové vody z teplárny, rozdělovače před a za ŠO (slouží k přívodu vody z akumulčního systému).

Voda, ohřátá v ZO nebo ohříváku síťové vody ve spalínovém kotli, je vedena do rozdělovače před ŠO, kam jsou opět napojena potrubí z akumulčního systému. Po průchodu rozdělovačem je síťová voda zavedena do ŠO, kde se dále ohřívá. Po výstupu z ŠO voda vstupuje do rozdělovače za ŠO a dále pokračuje v závislosti na způsobu provozování a požadované teplotě výstupní síťové vody buď do horkovodní kotelny anebo do výstupního rozdělovače a dále do horkovodní soustavy.

Systém akumulace tepla

V nabíjecím režimu, tj. když je voda ve vloženém akumulčním okruhu ohřívána, je síťová voda z rozdělovače za ŠO přivedena pomocí cirkulačních čerpadel na primární stranu deskových výměníků a ochlazená voda zavedena do rozdělovače před ZO. Zapojení potrubí vloženého okruhu na deskové výměníky umožňuje i další možnosti čerpání a výtlač do všech rozdělovačů. Akumulční čerpadla čerpají vodu z dolní části akumulční nádrže na sekundární stranu výměníků, kde se ohřívá a je zavedena do horní části nádrže.

Ve vybíjecím režimu je postup opačný. Voda z akumulční nádrže je čerpána do deskových výměníků, kde ohřívá síťovou vodu, a ta je zavedena do jednotlivých rozdělovačů podle potřeby a příp. dále ohřívána.

1.3.5 Horkovodní kotelna

V horkovodní kotelně, resp. ve dvou horkovodních kotlích na ZP v ní, je dohřívána část síťové vody z výměňkové stanice na požadovanou teplotu. V případě potřeby dohřátí vody je voda vedena z rozdělovače za ŠO do horkovodních kotlů, kde se dohřívá, a je zavedena do výstupního rozdělovače. Do výstupního rozdělovače je také zaústěn propoj s potrubím vratné síťové vody.

2 TEPELNÉ SCHÉMA PROVOZU ČERVENÝ MLÝN

Tepelná schémata byla vytvořena na základě [2] [5].

2.1 Tepelné schéma celkové

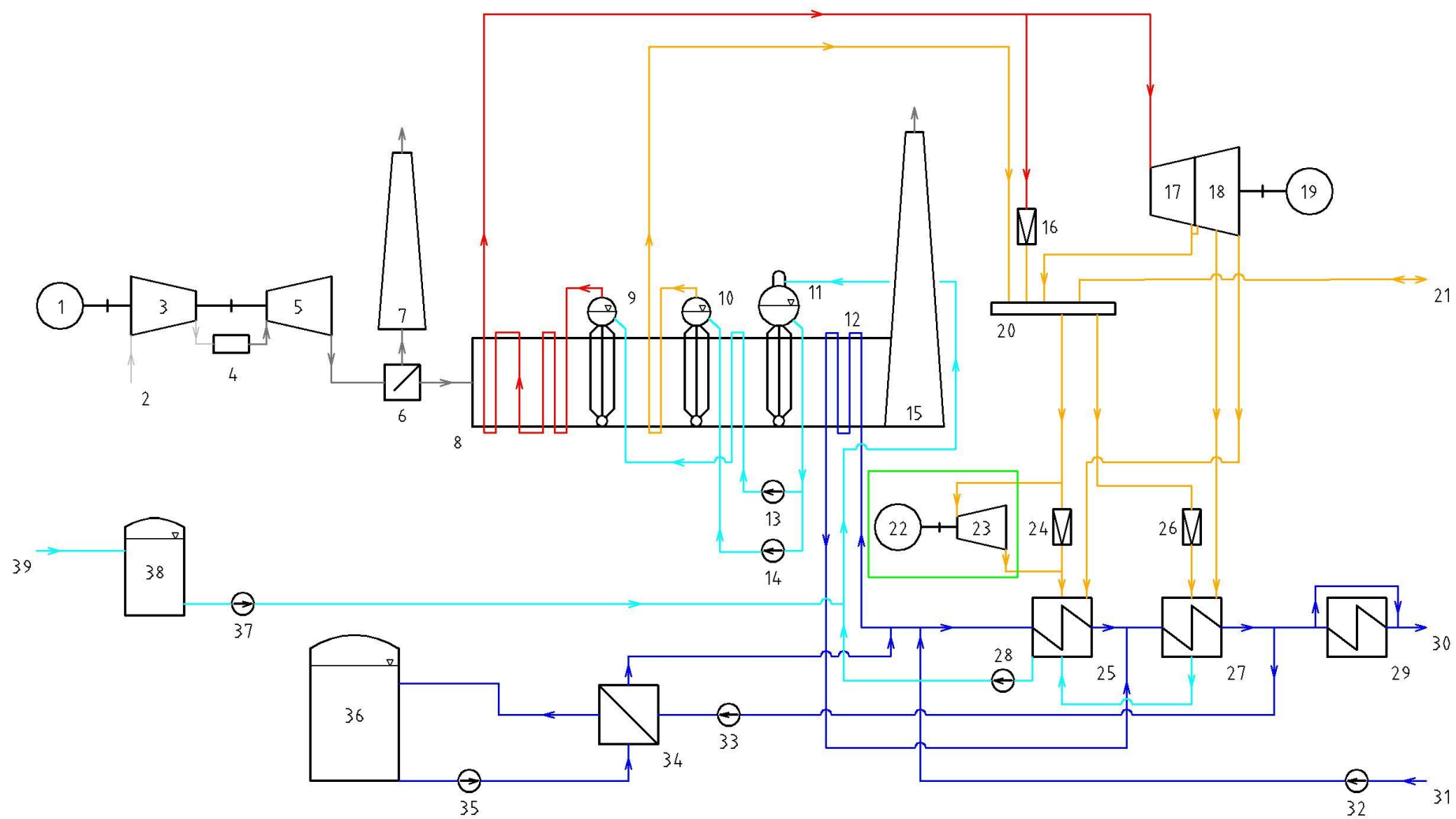
Na obr. 2.1 je tepelné schéma paroplynové teplárny Červený Mlýn. Původní schéma bylo upraveno a paralelně k redukční stanici před ZO byla připojena točivá redukce páry.

Zeleně je označena úprava stávajícího tepelného schématu.

Legenda k obr. 2.1:

1) generátor spalovací turbíny, 2) saní kompresoru, 3) kompresor spalovací turbíny, 4) spalovací komora, 5) plynová turbína, 6) by-pass, 7) by-passový komín, 8) spalinový kotel, 9) VT a 10) NT část spalinového kotle, 11) napájecí nádrž a odplynovák, 12) ohřívák síťové vody, 13) VT napaječka, 14) NT napaječka, 15) komín, 16) VT redukční stanice, 17) VT a 18) NT díl parní turbíny, 19) generátor parní turbíny, 20) parní rozdělovač 0,9 MPa, 21) vstup/výstup cizí páry (parovod Červený Mlýn), 22) generátor točivé redukce, 23) točivá redukce, 24) redukční stanice před ZO, 25) základní ohřívák, 26) redukční stanice před ŠO, 27) špičkový ohřívák, 28) kondenzátní čerpadlo, 29) horkovodní kotelna, 30) výstup a 31) vstup síťové vody do horkovodní soustavy, 32) oběhové čerpadlo, 33) cirkulační čerpadlo, 34) deskové výměníky akumulčního systému, 35) akumulční čerpadlo, 36) akumulční nádrž, 37) čerpadlo DEMI vody, 38) nádrž demi vody, 39) vstup demi vody

vzduch spaliny **VT pára** **NT pára** kondenzát a napájecí voda síťová voda

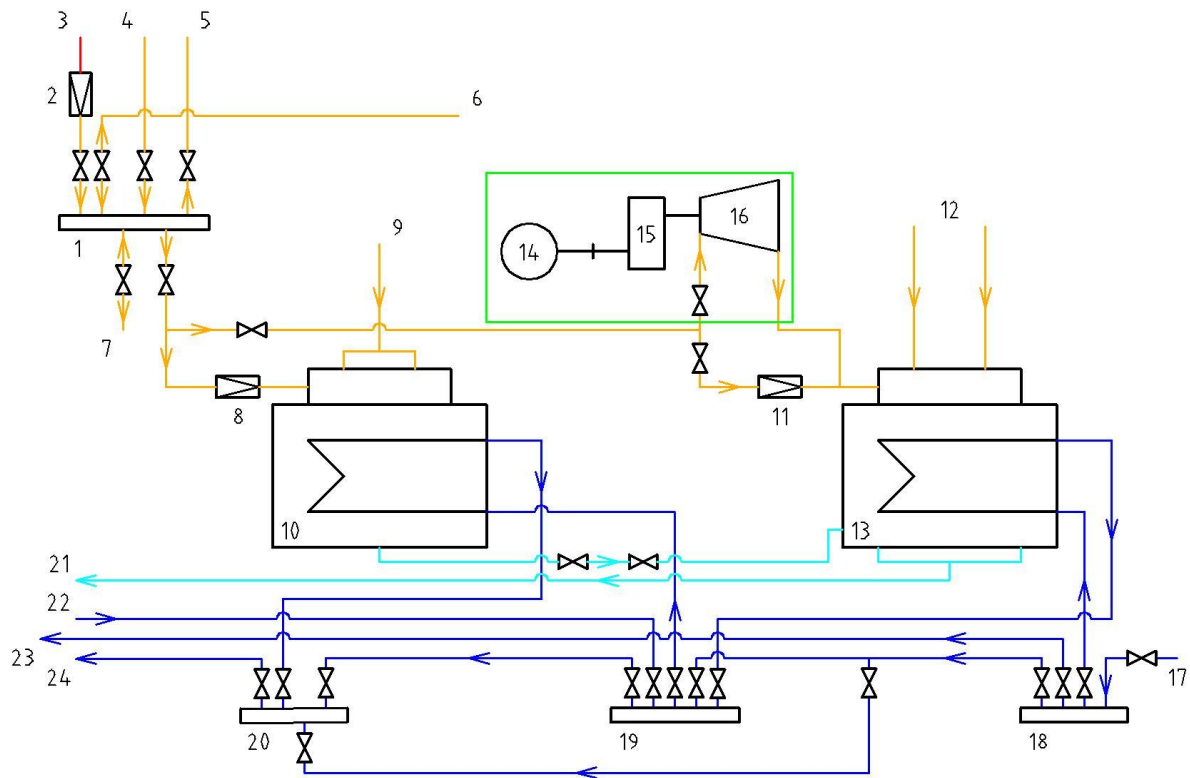


Obr. 2.1 – Tepelné schéma provozu Červený Mlýn

2.2 Tepelné schéma výměníkové stanice

Na obr. 2.2 je zobrazeno tepelné schéma výměníkové stanice provozu Červený Mlýn a okolní technologie včetně točivé redukce páry.

Zeleně je označena úprava stávajícího tepelného schématu.



Obr. 2.2 – Tepelné schéma výměníkové stanice provozu Červený Mlýn

Legenda k obr. 2.2:

1) parní rozdělovač 0,9 MPa, 2) VT redukční stanice, 3) přívod VT páry, 4) přívod NT páry, 5) Odvod páry na zahlcení ucpávek parní turbíny, 6) přívod/odvod páry z regulovaného odběru parní turbíny, 7) přívod/odvod cizí páry (parovod Červený Mlýn), 8) redukční stanice před ŠO, 9) přívod NT páry z neregulovaného odběru parní turbíny, 10) špičkový ohřívák, 11) redukční stanice před ZO, 12) přívod NT páry z protitlaku parní turbíny, 13) základní ohřívák, 14) generátor točivé redukce, 15) převodovka, 16) točivá redukce, 17) přívod síťové vody z horkovodní soustavy, 18) rozdělovač před ZO, 19) rozdělovač před ŠO, 20) rozdělovač za ŠO, 21) odvod kondenzátu ze ZO a ŠO, 22) přívod vody z ohříváku síťové vody, 23) odvod vody do ohříváku síťové vody, 24) odvod síťové vody do horkovodní kotelny/výstupního rozdělovače

VT pára **NT pára** **kondenzát** **síťová voda**

3 TEPELNÁ SÍŤ MĚSTA BRNA

Tepelnou síť města Brna se zabývají [8] [9].

Tepelná síť v rámci SCZT se dělí na primární a sekundární rozvodnou část. Primární část sítě je tvořena přibližně 94 km horkovodů, 96 km parovodů a 65,5 km kondenzátních potrubí [9]. V sekundární části sítě je zahrnuto 75 km teplovodů venkovního provedení a 38 km teplovodů vnitřního provedení [8]. Teplo z primární do sekundární části je předáváno v předávacích stanicích. Úkolem předávacích stanic je zajištění parametrů teplotního média podle požadavků konečných zákazníků. Tepelný výkon je předáván odběratelům na 600 místech v případě parní sítě a 452 místech v horkovodní soustavě [9]. Uložení potrubí je různorodé, nejčastěji je uloženo v betonových kanálech, dále také bezkanálově (přímo v zemi), v kolektorech nebo v nadzemním provedení na nízkých podpěrách a potrubních mostech. Na obr. 3.1 je zobrazena část tepelné sítě, která přímo souvisí s diplomovou prací, tj. parovod Červený Mlýn a horkovody Žabovřesky + Královo Pole a Lesná. Mapa celé primární části tepelné sítě bude přílohou diplomové práce.

3.1 Parní soustava

Parní soustava je provozována při jmenovitém tlaku 0,9 MPa a teplotě do 210 °C (výjimečně s mírně vyššími parametry na výstupu z některých zdrojů) [9]. Soustava je tvořena 6 páteřními parovody, vystupujícími z provozu Špitálka. Všechny parovody jsou vzájemně propojeny a z hydraulického hlediska tvoří jeden celek. Parovodní síť je tak pomocí propojení možno provozovat z jednoho zdroje, přičemž se nemusí jednat pouze o provoz Špitálka.

V současné době dochází ke změně dodávky do centra města. Postupně by mělo dojít k nahrazení dodávky tepla v páře horkou vodou.

Parovod MALOMĚŘICE

- propoj provozů Špitálka a Brno - Sever

Parovod JIH

- propoj provozů Špitálka a Staré Brno
- dodávka tepla v páře do jižní části města Brna
- propoj provozu Špitálka a SAKO spalovny přes parovod SAKO, napojený na parovod JIH

Parovod SEVER

- dodávka tepla v páře do severní části města Brna

Parovod ČERVENÝ MLÝN

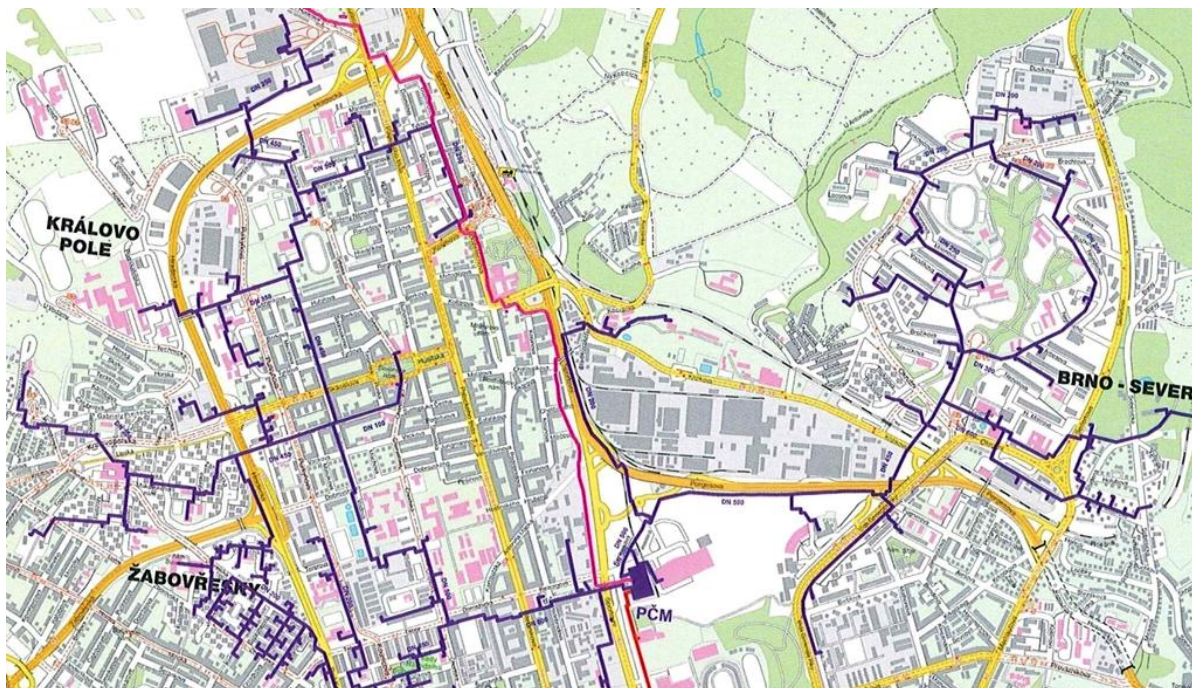
- propoj provozů Špitálka a Červený Mlýn

Parovod TÁBOR

- dodávka tepla v páře do lokality Tábor

Parovod MĚSTO

- dodávka tepla v páře do centra města



Obr. 3.1 – Část primární rozvodné sítě SCZT v Brně

3.2 Horkovodní soustava

Horkovodní soustava je provozována při jmenovitém tlaku 2,5 MPa a teplotách 130/70 °C [8]. Teploty jsou regulovány v závislosti na venkovní teplotě. Mimo topné období je soustava provozována při teplotách 80/55 °C [8]. Soustava je tvořena 7 horkovody, z nichž 2 jsou úplně samostatné (Juliánov, Staré Brno) a zbylých 5 je možno propojit do jedné soustavy se zásobováním z jednoho či dvou zdrojů.

Horkovod JULIÁNOV

- napájený z provozu Špitálka
- dodávka tepla v horké vodě do lokality Juliánov
- přenášený tepelný výkon při jmenovitých parametrech – 17,8 MW_t [9]

Horkovod STARÉ BRNO

- napájený z provozu Staré Brno
- dodávka tepla v horké vodě do lokality Videňská
- přenášený tepelný výkon při jmenovitých parametrech – 21,8 MW_t [9]

Horkovod LÍŠEŇ + VINOHRADY

- napájený z provozu Brno - Sever, příp. Červený Mlýn
- dodávka tepla v horké vodě do lokalit Líšeň a Vinohrady
- přenášený tepelný výkon při jmenovitých parametrech – 52,4 + 33,6 MW_t [9]

Horkovod LESNÁ

- napájený z provozu Brno - Sever nebo Červený Mlýn
- dodávka tepla v horké vodě do lokality Lesná
- přenášený tepelný výkon při jmenovitých parametrech – 54,5 MW_t [9]

Horkovod ŽABOVŘESKY + KRÁLOVO POLE

- napájený z provozu Červený Mlýn, příp. Brno - Sever
- dodávka tepla v horké vodě do lokalit Žabovřesky a Královo Pole
- přenášený tepelný výkon při jmenovitých parametrech – 115 MW_t [9]

4 ANALÝZA PROVOZU

Podklady pro analýzu provozu (Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období od 1. dubna 2008 do 31. března 2011) byly získány z databáze měření společnosti Teplárny Brno, a.s. a dále upravovány na základě potřeb diplomové práce. Slovní popis provozování zařízení v jednotlivých obdobích byl získán rozhovorem s pracovníky společnosti, viz Poděkování.

Provozování jednotlivých zařízení v teplárně Červený Mlýn je závislé na ročním období. Rozdílné je poskytování služeb v elektrizační soustavě, dodávka tepla do soustavy centralizovaného zásobování teplem i samotný provoz paroplynového cyklu.

Z hlediska zadání diplomové práce se bude analýza zabývat především obdobím od dubna do října, kdy by bylo možno provozovat točivou redukci páry. Úkolem analýzy provozu bude určení možné hltlosti turbín a porovnání z hltlostmi nabízených turbín (15 a 30 t/h) a získání podkladů, potřebných pro kapitolu Ekonomický výpočet výhodnosti investice.

4.1 Provoz zařízení v období listopad - březen

V období od 1. listopadu do 31. března je v teplárně Červený Mlýn provozován paroplynový blok, který je v provozu 24 hodin denně.

Podpůrné služby v elektrizační soustavě, poskytované v tomto období pro ČEPS, a.s., jsou sekundární a terciální regulace frekvence sítě [2].

4.1.1 Dodávky tepla do SCZT

Maximální a průměrné hodnoty potřeb tepla v horkovodní soustavě v období od listopadu do března v daných letech jsou uvedeny v tab. 4.1. Maximální hodnoty jsou cca o polovinu vyšší a průměrné hodnoty dosahují přibližně trojnásobku v porovnání se zbývajícím obdobím roku v daných letech, viz dále.

Tab. 4.1 – Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období listopad - březen

POTŘEBA TEPLA V HORKOVODNÍ SOUSTAVĚ		2008 –09	2009 –10	2010 –11
Maximální hodnota	[MW _t]	182,4	194,1	169,4
Průměrná hodnota	[MW _t]	90,5	89,4	88,4

V tomto období zajišťuje provoz Červený Mlýn dodávky tepla především do horkovodu Žabovřesky + Královo Pole, v případě potřeby může dodávat určité množství páry do parní soustavy, která je získávána přes parní rozdělovač 0,9 MPa z NT části spalínového kotle, příp. z VT redukční stanice nebo regulovaného odběru parní turbíny. Horká voda je ohřívána v ohříváku síťové vody ve spalínovém kotli a/nebo v základním a špičkovém ohříváku, které vytápí pára z protitlaku a neregulovaného odběru parní turbíny, viz Popis zapojení a provoz zařízení. Případný dohřev horké vody zajišťují horkovodní kotle.

4.2 Provoz zařízení v období duben - říjen

Ve zbývajícím období roku, tj. od 1. dubna do 31. října, je paroplynový blok odstaven a zajištění dodávky tepla a výroba elektrické energie je provedeno odlišným způsobem.

V elektrizační soustavě je poskytována dispečerská záloha s využitím plynové turbíny s náběhem na sjednaný výkon do 30 min [2]. Plynová turbína splňuje podmínky pro poskytování služby quick start, tj. náběh na sjednaný výkon do 15 min.

4.2.1 Dodávky tepla do SCZT

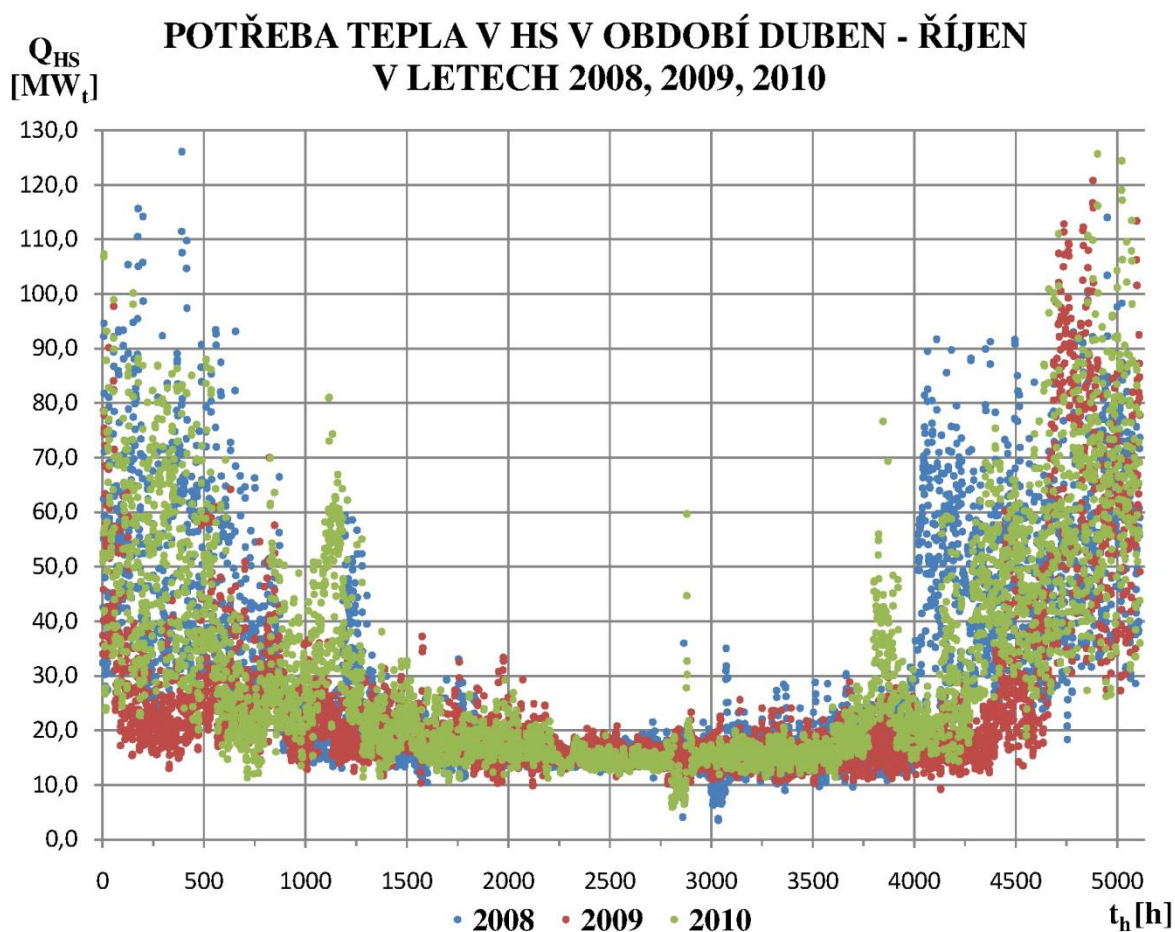
Podobně jako v předchozí kapitole jsou v tab. 4.2 uvedeny maximální a průměrné hodnoty potřeby tepla v horkovodní soustavě v období od dubna do října daného roku. V grafu na obr. 4.1 je zobrazena potřeba tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen v letech 2008, 2009 a 2010 v hodinových intervalech.

Tab. 4.2 – Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen

POTŘEBA TEPLA V HORKOVODNÍ SOUSTAVĚ		2008	2009	2010
Maximální hodnota	[MW]	126,1	120,8	125,7
Průměrná hodnota	[MW]	30,2	24,5	29,9

V tomto období je horká voda dodávána do horkovodů Žabovřesky + Královo Pole, Lesná a Líšeň + Vinohrady. V období odstávky provozu Špitálka (červenec) jsou horkovody provozovány z provozu Brno - Sever.

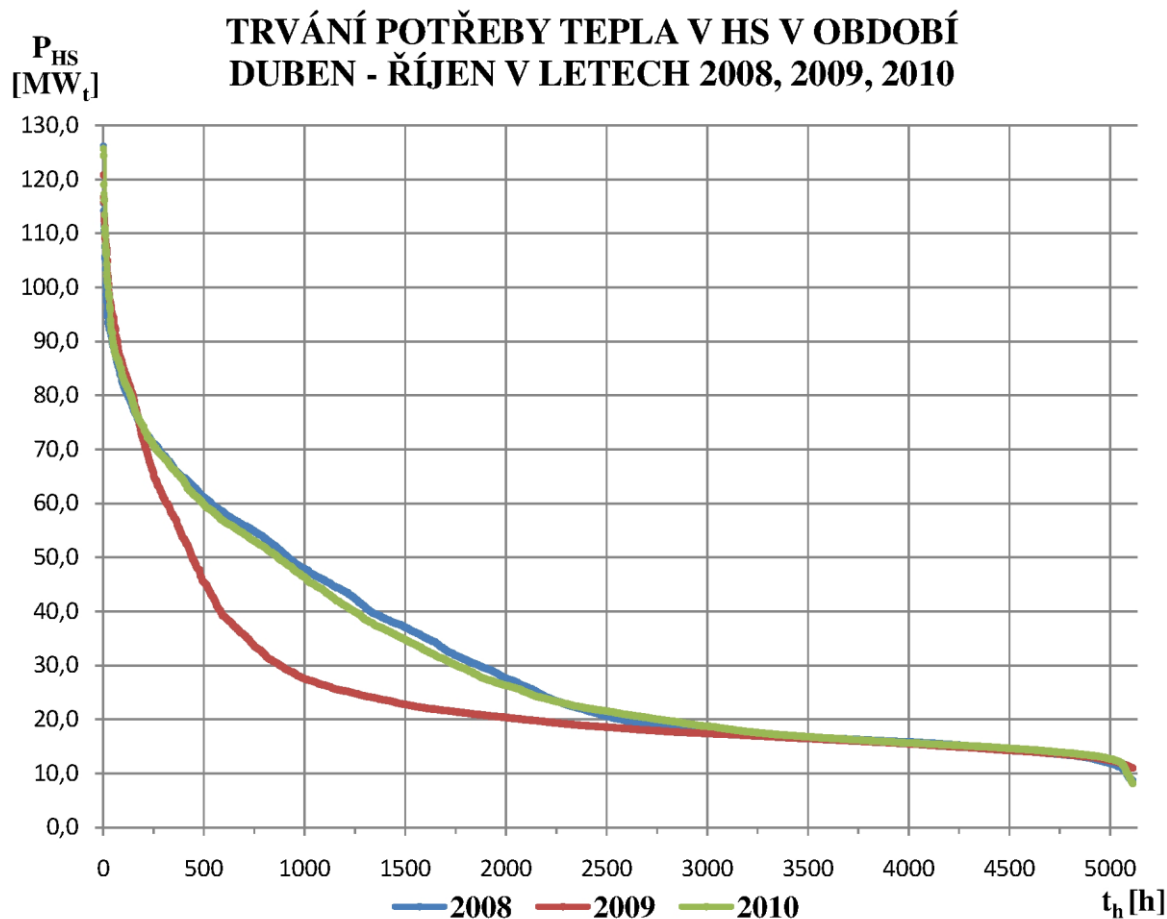
Dodávky tepla do provozu Červený Mlýn jsou řešeny přes parovod Červený Mlýn z provozu Špitálka. Jak bylo popsáno v kapitole Popis zapojení a provoz zařízení, pára vstupuje do parního rozdělovače 0,9 MPa a je pomocí redukčního ventilu redukována na požadované parametry a vedena do základního ohříváku. V případě nedostatečného ohřátí síťové vody je využit špičkový ohřívák či horkovodní kotelna.



Obr. 4.1 – Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období duben – říjen
v letech 2008, 2009, 2010

4.2.2 Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě

Výchozím bodem pro určení trvání průtoku páry točivou redukcí budou hodnoty potřeby tepla v horkovodní soustavě v jednotlivých letech, zobrazené na grafu výše. V dalším kroku budou hodnoty potřeby tepla v horkovodní soustavě seřazeny od největší po nejmenší a na základě těchto hodnot vytvořen graf trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě, který je na obr. 4.2.



Obr. 4.2 – Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen v letech 2008, 2009, 2010

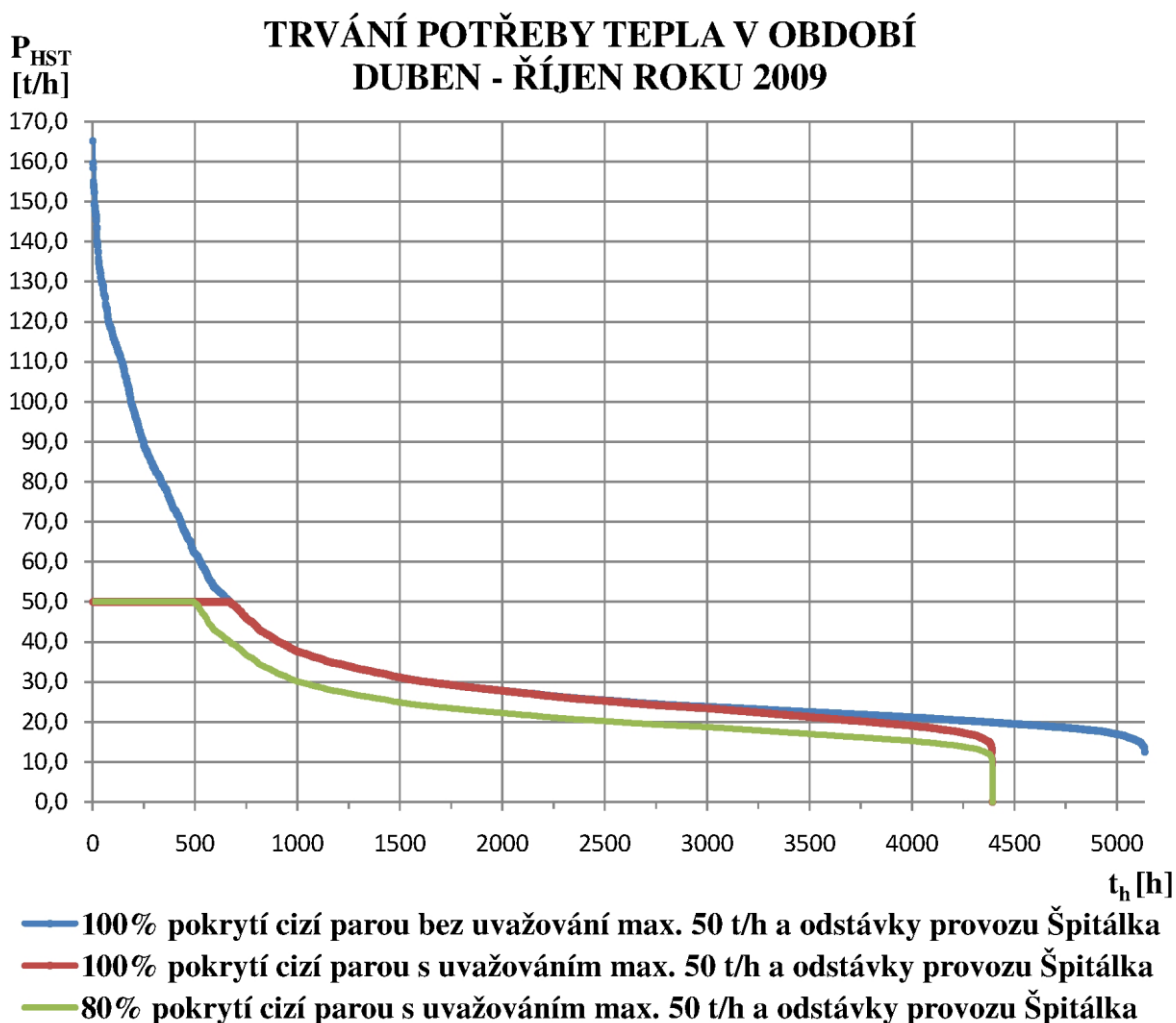
Pro následný postup v analýze byly zvoleny data z roku 2009, jelikož v tomto roce byly v uvažovaném období nejvyšší průměrné teploty. Z toho vyplývá, že potřeba tepla v horkovodní soustavě byla nejnižší a bylo tedy dodáno nejméně cizí páry pro provoz výměníkové stanice. Nižší množství dodané páry by vedlo k nižšímu počtu provozních hodin točivé redukce a bylo by vyrobeno méně elektrické energie. To zaručuje větší rezervu při následném ekonomickém zhodnocení a výpočtu návratnosti investice.

Ve výpočtu je nutno počítat s plánovanou odstávkou provozu Špitálka, která probíhá každoročně v červenci a horkovodní soustava je provozována z teplárny Brno – Sever, jak již bylo napsáno výše. Z toho vyplývá, že do provozu Červený Mlýn není dodávána cizí pára a točivá redukce by byla mimo provoz. Data za měsíc červenec nebudou dále uvažována.

Trvání potřeby tepla v MW_t je pro další výpočet nevhodné, proto budou hodnoty přepočítány na množství páry t/h, při parametrech páry za točivou redukcí (0,07 MPa, 90 °C). Při přepočtu je uvažováno s účinností 99 % při přenosu tepla z páry do horké vody. Dále je nutno uvažovat s max. množstvím cizí páry pro provoz výměníkové stanice, tj. max. množstvím páry, dodaným z provozu Špitálka, které dosahuje hodnoty 50 t/h.

V roce 2006 byla provedena podrobná analýza pokrývání potřeb tepla v horkovodní soustavě a bylo zjištěno, že 80 % potřeby tepla bylo pokryto cizí parou a zbylé teplo bylo dodáno horkovodními kotli. Pro rok 2009 není podobná analýza k dispozici, a proto bude pro zjednodušení uvažováno se stejnou hodnotou jako v roce 2006, tj. že potřeba tepla v horkovodní soustavě byla pokryta z 80 % cizí parou.

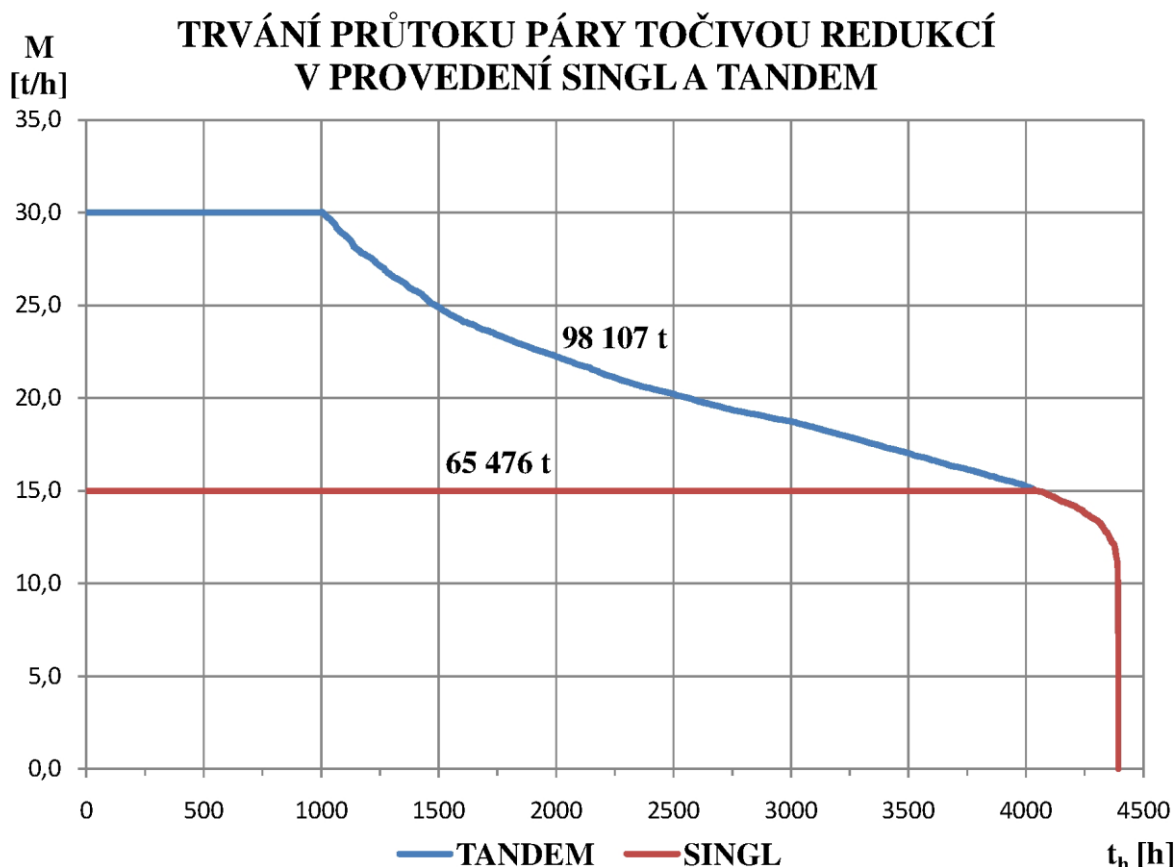
V grafu na obr. 4.3 je zobrazeno trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě od dubna do října roku 2009 v t/h při 100% pokrytí cizí parou bez zahrnutí max. 50 t/h páry a odstávky provozu Špitálka, trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě od dubna do října roku 2009 v t/h při 100% pokrytí cizí parou s uvažováním max. 50 t/h a odstávky provozu Špitálka a konečně trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě od dubna do října roku 2009 v t/h při 80% pokrytí cizí parou s uvažováním max. 50 t/h a odstávky provozu Špitálka.



Obr. 4.3 – Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen 2009

4.2.3 Trvání průtoku páry točivou redukcí

Trvání průtoku páry točivou redukcí v obou provedeních je na obr. 4.4. Bylo určeno z hodnot trvání potřeby tepla při 80% pokrytí cizí parou s uvažováním max. 50 t/h a odstávky provozu Špitálka a dále upraveno na max. hodnoty hmotnostních průtoků obou nabízených točivých redukcí, majících hlnost 15, resp. 30 t/h.



Obr. 4.4 – Trvání průtoku páry točivou redukcí

Provedení SINGL

Roční průtok páry: 65 476 t

Provedení TANDEM

Roční průtok páry: 98 107 t

Každá z turbín v provedení TANDEM by byla provozována odlišně a to tak, že jedna z turbín by pracovala na max. výkon, tj. s průtokem 15 t/h, maximální možný počet hodin a druhá turbína by byla provozována podle možností a zbylého množství páry.

4.3 Zhodnocení analýzy provozu

Na základě podkladů bylo analýzou provozu určeno trvání průtoku páry oběma provedeními točivých redukcí v roce 2009. Z grafu na obr. 4.4 je patrné, že v případě provedení SINGL a jedné z turbín v provedení TANDEM by bylo dosaženo maximálního možného průtoku v podstatě celé období duben - říjen. Naproti tomu druhá turbína z provedení TANDEM by byla v provozu s max. průtokem páry pouze 1 000 h za rok, což představuje cca čtvrtinovou hodnotu oproti druhé turbíně.

Potřeba tepla v horkovodní soustavě je velmi ovlivněna klimatickými vlivy. V nejteplejším období roku je nejvýznamnější složkou potřeby tepla teplo pro ohřev TUV. V tomto období se proto nedá očekávat významnější zvýšení průtoku druhou turbínou v provedení TANDEM. Podrobná analýza počtu ročních provozních hodin a celkové množství vyrobené elektrické energie bude provedena v kapitole Ekonomický výpočet výhodnosti investice.

5 TEPELNÝ VÝPOČET TOČIVÉ REDUKCE PÁRY

5.1 Zadané parametry a základní koncepce

Zadanými parametry jsou otáčky rotoru turbíny, parametry páry před a za točivou redukcí, hmotnostní průtok páry:

otáčky rotoru turbíny	$n = 12\,000\text{ min}^{-1}$
tlak páry před TR	$p_0 = 0,8\text{ MPa}$
teplota páry před TR	$t_0 = 175\text{ °C}$
tlak páry za TR	$p_2 = 0,07\text{ MPa}$
teplota páry za TR	$t_2 = 90\text{ °C}$
hmotnostní průtok páry	$M = 15\text{ t/h}$

Točivá redukce páry bude provedena jako jednostupňová parní turbína s akčním (rovnotlakým) lopatkováním. Z hlediska velkého izoentropického spádu, který turbína zpracovává, by bylo výhodnější využití dvouvěncového Curtisova stupně (2°C) nebo radiálně – axiálního stupně. Akční lopatkování je použito kvůli možnosti srovnání s nabídkou společnosti G – Team a.s.

Pro výpočet bude použit postup z [1], pokud nebude řečeno jinak. Výpočet bude proveden v programu MS Excel s použitím parních tabulek X Steam 2.6 (www.x-eng.com).

5.2 Předběžný výpočet

Předběžným výpočtem budou stanoveny základní geometrické a výkonové charakteristiky turbíny. Předpokládá se čistě rovnotlaké lopatkování s nulovou reakcí ($\rho = 0$).

5.2.1 Parametry páry pro předběžný výpočet

Parametry páry před TR

- tlak páry před TR

$$p_0 = 0,8\text{ MPa}$$

- teplota páry před TR

$$t_0 = 175\text{ °C}$$

- entalpie páry před TR

$$i_0 = 2\,780,03\text{ kJ/kg}$$

Parametry páry za TR při izoentropické expanzi

- tlak páry za TR

$$p_{2iz} = 0,07\text{ MPa}$$

- izoentropická teplota páry za TR

$$t_{2iz} = 89,93\text{ °C}$$

- izoentropická entalpie páry za TR

$$i_{2iz} = 2\,372,18\text{ kJ/kg}$$

Izoentropický spád ve stupni

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 2\,780,03 - 2\,372,18 = 407,85 \text{ kJ/kg}$$

Ztráty ve statoru

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,96^2) \cdot 407,85 = 31,98 \text{ kJ/kg}$$

kde $\varphi [-]$ je rychlostní součinitel (pro dýzu v rozmezí hodnot 0,95 – 0,98) [1]

Spád ve stupni se ztrátami

$$h_{zt} = h_{iz} - z_0 = 407,85 - 31,98 = 375,87 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry za dýzou

- tlak páry za dýzou

$$p_1 = p_2 = 0,07 \text{ MPa}$$

- entalpie páry za dýzou

$$i_1 = i_0 - h_{zt} = 2\,780,03 - 375,87 = 2\,404,16 \text{ kJ/kg}$$

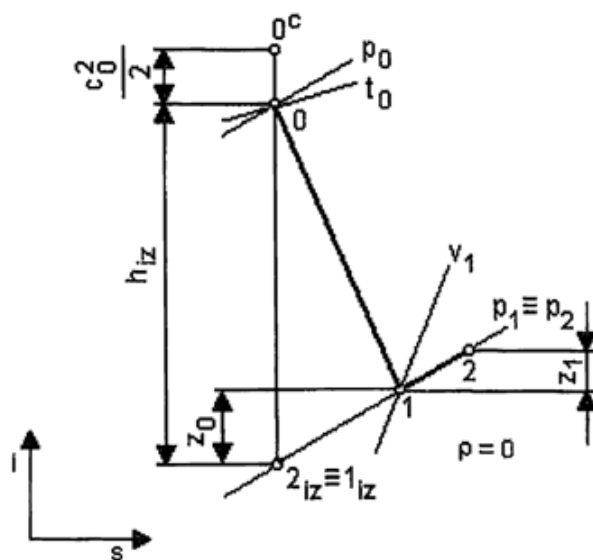
- teplota páry za dýzou

$$t_1 = 89,93 \text{ °C}$$

- měrný objem páry za dýzou

$$v_1 = 2,101 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Na obr. 5.1 je znázorněn předběžný spád ve stupni turbíny v provedení A-kolo se stupněm reakce $\rho = 0$.



Obr. 5.1 – Předběžný návrh expanze ve stupni turbíny (A-kolo) [1]

5.2.2 Rychlostní poměr a střední průměr lopatkování

Kritický tlak pro přehřátou páru

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 0,8 = 0,437 \text{ MPa}$$

Tlakový poměr

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{0,07}{0,8} = 0,088$$

Typ proudění

$$p_2 < p_{krit} = 0,07 < 0,437$$

Jelikož je tlak za dýzou menší než tlak kritický, bude docházet ke kritickému proudění pracovní látky. Aby nedocházelo k odklonu proudu páry, bude zvolena rozšířená dýza.

Výstupní úhel z dýzy

$$\alpha_1 = 13^\circ$$

Zvoleno v rozmezí hodnot $13 - 18^\circ$ podle [1], kde je dále doporučeno volit hodnoty bližší dolní hranici při malém objemovém průtoku páry, mající za následek malou minimální délku lopatky při malém parciálním ostříku. Tento předpoklad bude ověřen dalším výpočtem.

Rychlost na vstupu do dýzy

$$c_0 = 32,31 \text{ m/s}$$

Hodnota absolutní rychlosti páry na vstupu do dýzy odpovídá podle [1] přibližně rychlosti proudění páry v přívodním potrubí. Ta byla určena na základě známého průměru přívodního potrubí ($D_{pr} = 0,2 \text{ m}$) a hmotnostního toku páry ($M = 4,167 \text{ kg/s}$). Hodnota náleží do doporučeného intervalu hodnot ($30 - 50 \text{ m/s}$).

Teoretická izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 407,85 \cdot 1000 + 32,31^2} = 903,74 \text{ m/s}$$

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u = 390 \text{ m/s}$$

Hodnota obvodové rychlosti zvolena po konzultaci s vedoucím diplomové práce doc. Ing. Janem Fiedlerem, Dr. Přestože [1] udává dovolenou obvodovou rychlost z hlediska pevnostního namáhání lopatek a závěsů daleko nižší ($160 - 260 \text{ m/s}$), lze podle jeho zkušeností uvažovat a dále postupovat ve výpočtu s výše uvedenou rychlostí v případě použití bezzávěsové technologie, kdy lopatky i rotor jsou vyrobeny z jednoho kusu materiálu a jako celek vykazují vyšší pevnostní odolnost. Právě tuto konstrukci používá společnost G – team a.s. ve svých turbínách při nadkritickém proudění. Na obr. 5.2 je zobrazeno obrábění oběžného kola s bezzávěsovou technologií lopatkování.

Rychlostní poměr

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = \frac{390}{903,74} = 0,43$$

Vypočítaný rychlostní poměr není roven optimálnímu poměru (0,46), ale leží v rozmezí doporučených hodnot ($0,4 - 0,5$) podle [1].



Obr. 5.2 – Obrábění oběžného kola s bezzávěsovou technologií [7]

Střední průměr lopatkování

$$D = \left(\frac{u}{c_{1iz}} \right) \cdot \frac{c_{1iz}}{\pi \cdot n} = 0,43 \cdot \frac{903,74}{\pi \cdot 200} = 0,62 \text{ m}$$

kde $n [\text{s}^{-1}]$ jsou otáčky rotoru turbíny

5.2.3 Délka lopatek a parciální ostřík

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku

$$l_{ot} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{4,167 \cdot 2,101}{\pi \cdot 0,62 \cdot 903,74 \cdot 0,96 \cdot \sin 13} = 0,023 \text{ m}$$

kde $M [\text{kg/s}]$ je hmotnostní průtok páry

Součinitel δ

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,43}{\left(\frac{12000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,62^{0,5}} = 0,049$$

kde n [min^{-1}] jsou otáčky rotoru turbíny

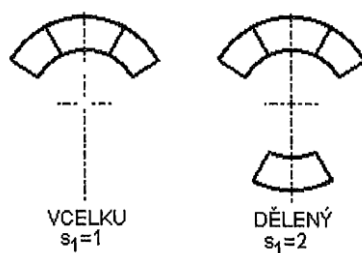
c/a [-] je experimentální konstanta (pro A-kolo 0,1467) [1]

Součinitel α

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,62}{0,0398 \cdot 1 + 0,049 \cdot 0,62}} = 2,975$$

kde b/a [-] je konstanta = 0,0398 [1]

s_1 [-] konstanta zohledňující dělení parciálního ostříku podle obr. 5.3
zvolen parciální ostřík vcelku



Obr. 5.3 – Dělení parciálního ostříku a určení konstanty s_1 [1]

Optimální délka rozváděcí lopatky

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 2,975 \cdot \sqrt{0,023} = 0,0451 \text{ m} = 45,1 \text{ mm}$$

Skutečná délka rozváděcí lopatky

$$l_0 = 46 \text{ mm}$$

Skutečnou délku rozváděcí lopatky získáme zaokrouhlením optimální délky lopatky na celé milimetry.

Redukovaná délka lopatky

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{4,6}{1 + \left(\frac{4,6}{4,51}\right)^2 - 0,049 \cdot 4,6} = 2,53 \text{ cm}$$

kde l_0 [cm] je skutečná délka rozváděcí lopatky

l_{opt} [cm] je optimální délka rozváděcí lopatky

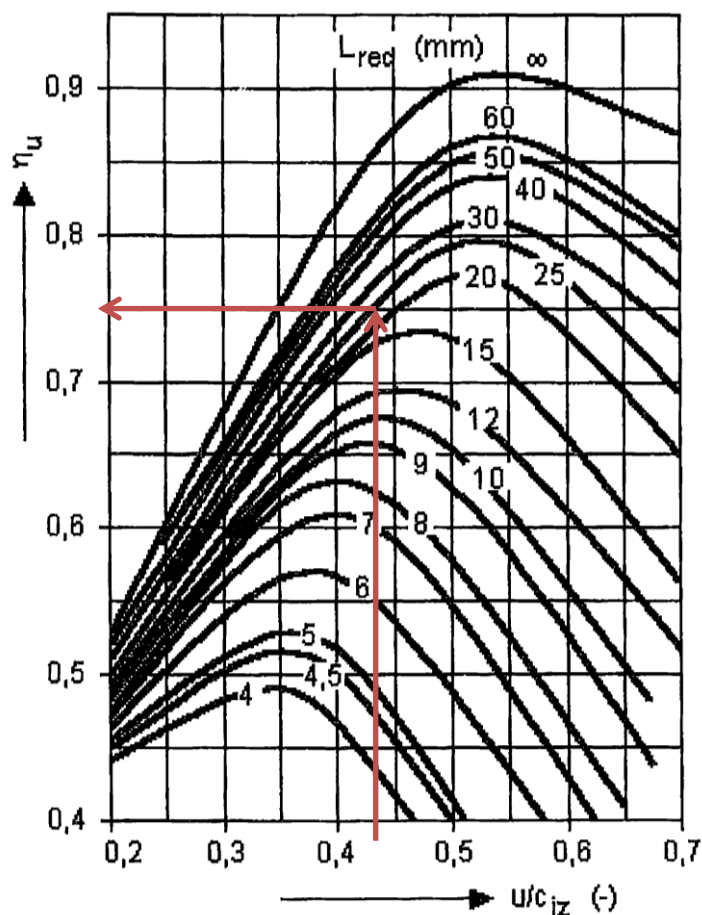
Redukovaná délka lopatky je podle [1] délka lopatky, při které se dosáhne s parciálním ostříkem $\varepsilon = 1$ stejné obvodové účinnosti jako při skutečné hodnotě parciálního ostříku s délkou lopatky l_0 .

5.2.4 Obvodová a vnitřní účinnost a vnitřní výkon stupně

Redukovaná obvodová účinnost

$$\eta_u = 0,75$$

Redukovaná obvodová účinnost je odečtena z grafu na obr. 5.4 s využitím hodnot rychlostního poměru (u/c_{iz}) = 0,43 a $L_{red} = 25,3$ mm.



Obr. 5.4 – Graf pro určení redukované účinnosti stupně (A-kolo) [1]

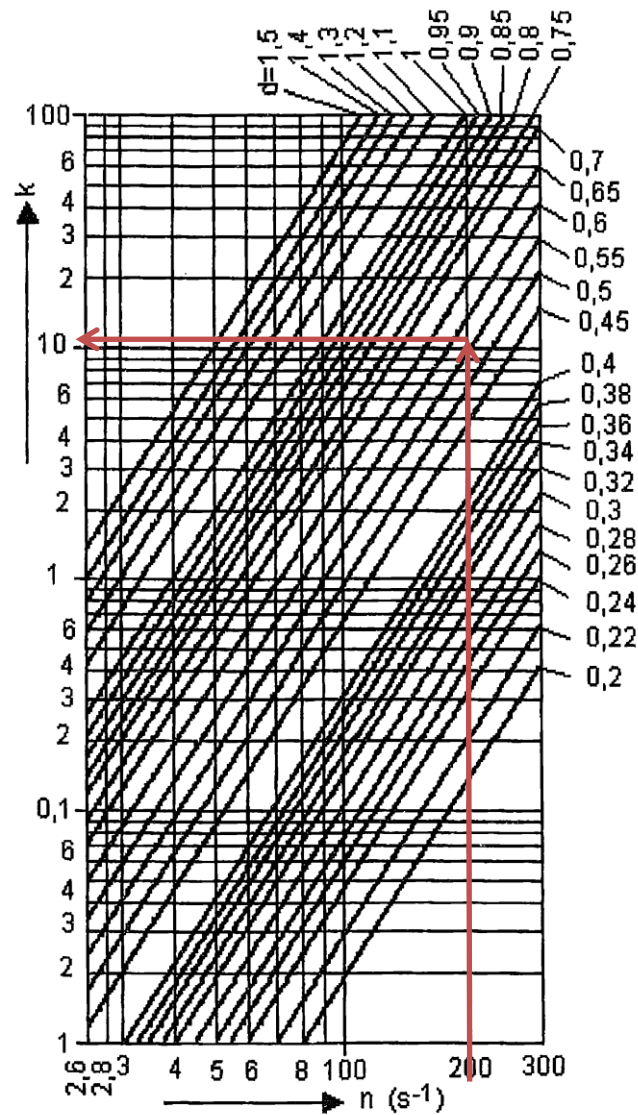
Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,023 \cdot 1\,000}{46} = 0,50$$

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací stupně

$$z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{16}{4,167 \cdot 2,101} = 1,83 \text{ kJ/kg}$$

kde k [-] je součinitel ztráty třením a ventilací stupně, odečtený z grafu na obr. 5.5



Obr. 5.5 – Graf pro určení součinitele ztráty třením a ventilací stupně [1]

Poměrná ztráta třením a ventilací stupně

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{1,83}{407,85} = 0,004$$

Vnitřní účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,75 - 0,004 = 0,746$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 4,167 \cdot 407,85 \cdot 0,746 = 1\,266,915 \text{ kW}$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 2\,780,03 + \frac{32,31^2}{2} - 0,746 \cdot 407,85 = 2\,476,49 \text{ kJ/kg}$$

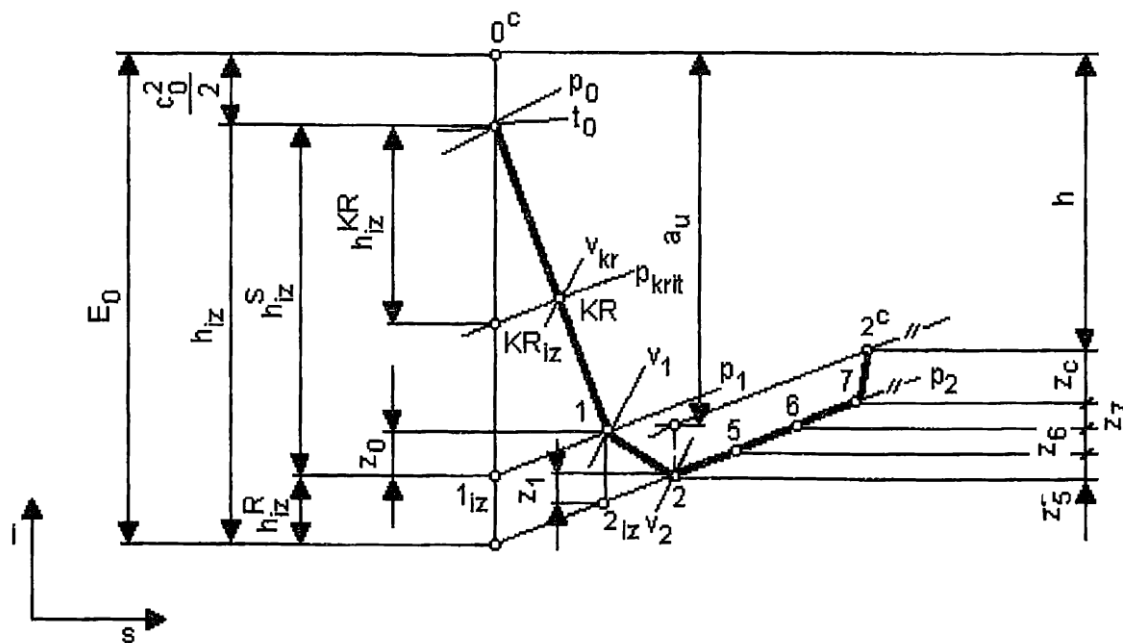
5.3 Detailní výpočet

Pro detailní výpočet je použito hodnot geometrických rozměrů a výkonových charakteristik stupně, které byly určeny v předběžném výpočtu. Detailním výpočtem budou rozměry a charakteristiky stupně upřesněny.

střední průměr lopatkování	$D = 0,62 \text{ m}$
optimální rychlostní poměr	$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,43$
celkový tepelný spád na stupeň	$h_{iz} = 407,85 \text{ kJ/kg}$
otáčky rotoru turbíny	$n = 12\,000 \text{ min}^{-1}$
tlak páry za stupněm	$p_2 = 0,07 \text{ MPa}$
tvár dýzy vzhledem ke kritickému proudění	rozšířená
kritický tlak	$p_{krit} = 0,437 \text{ MPa}$
přibližná délka lopatky	$l_0 = 46 \text{ mm}$
stupeň parciálního ostříku	$\varepsilon = 0,50$
hmotnostní průtok páry	$M = 15 \text{ t/h}$

5.3.1 Detailní průběh expanze ve stupni

Na obr. 5.6 je detailněji zobrazen průběh expanze ve stupni se zahrnutím dalších ztrát a s uvažováním malého stupně reakce.



Obr. 5.6 – Detailní průběh expanze ve stupni [1]

Volba stupně reakce

$$\rho = 0,05$$

Podle [1] se v praxi nepoužívá čistě akční stupeň s nulovým stupněm reakce ($\rho = 0$). Pro zlepšení obtékání oběžných lopatek je použit mírný stupeň reakce v rozmezí hodnot 0,03 – 0,06.

Tepelný spád na statoru

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 407,85 = 387,46 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný spád na rotoru

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 407,85 = 20,39 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropická entalpie za statorem

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 2\,780,03 - 387,46 = 2\,392,57 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropická entalpie za rotorem

$$i_{2iz} = i_0 - (h_{iz}^S + h_{iz}^R) = 2\,780,03 - (387,46 + 20,39) = 2\,372,18 \text{ kJ/kg}$$

Tlak páry za statorem

$$p_1 = 0,081 \text{ MPa}$$

Tlak páry za rotorem

$$p_2 = 0,07 \text{ MPa}$$

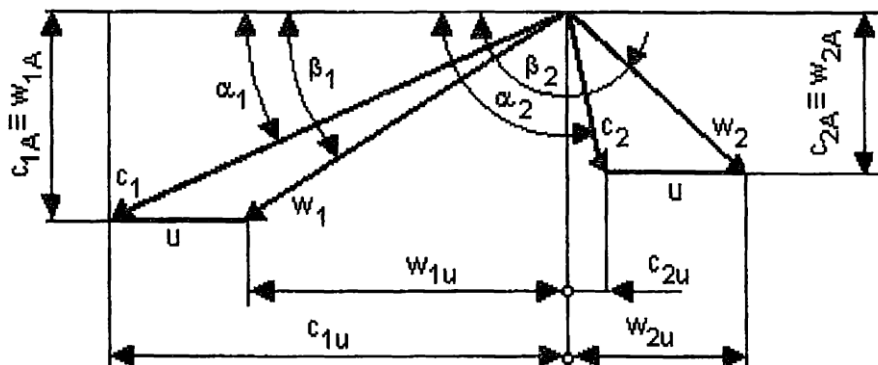
Kontrola z hlediska kritického proudění dýzou

$$p_1 < p_{krit} = 0,081 < 0,437 \text{ MPa}$$

V dalším výpočtu je uvažováno s kritickým prouděním páry dýzou.

5.3.2 Rychlosti a rychlostní trojúhelníky

Příklad rychlostních trojúhelníků s označením jednotlivých rychlostí a úhlů je uveden na obr. 5.7.



Obr. 5.7 – Rychlostní trojúhelníky stupně s akčním lopatkováním [1]

Výstupní úhel absolutní rychlosti dýzy

$$\alpha_1 = 13^\circ$$

Výstupní úhel relativní rychlosti oběžné řady

$$\beta_2 = 160^\circ$$

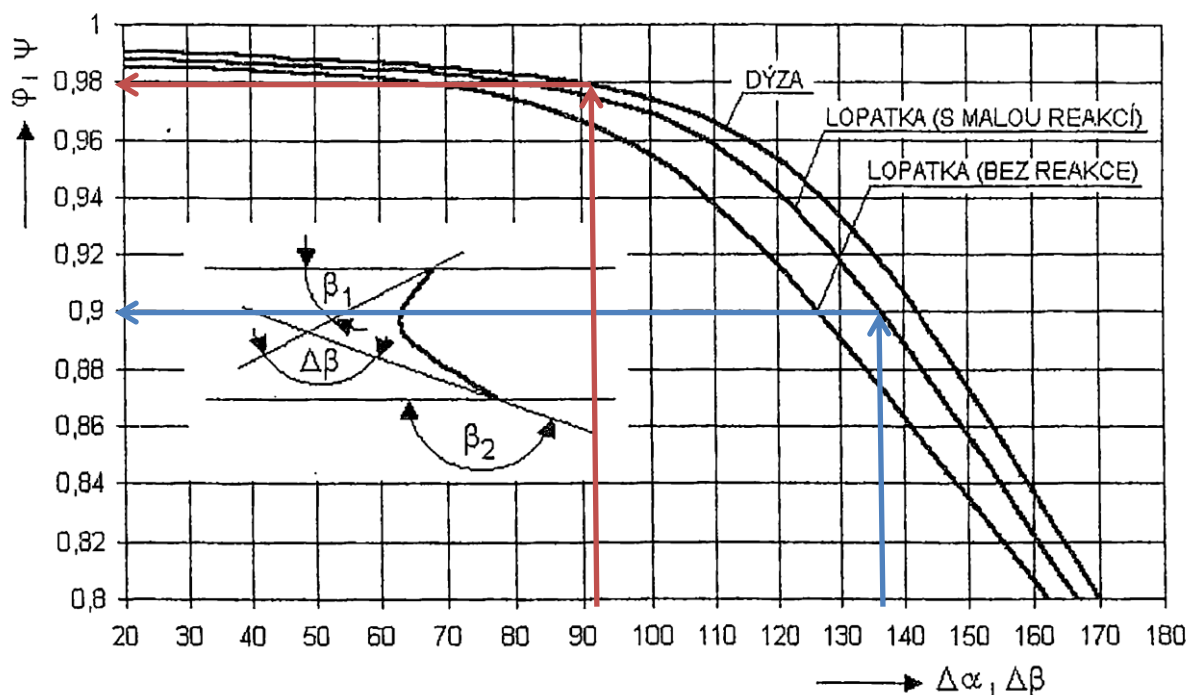
Přesná hodnota výstupní úhlu z oběžné lopatky β_2 bude upřesněna po určení β_1 .

Volba rychlostních součinitelů

$$\varphi = 0,98$$

$$\psi = 0,90$$

Rychlostní součinitele jsou zvoleny podle [1] z obr. 5.8. S navrženou hodnotou budou vypočítány zbylé úhly v rychlostních trojúhelnících.



Obr. 5.8 – Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu [1]

Teoretická rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 407,85 \cdot 1\,000 + 32,31^2} = 880,89 \text{ m/s}$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,98 \cdot 880,89 = 863,27 \text{ m/s}$$

Obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,62 \cdot 200 = 390 \text{ m/s}$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{863,27^2 + 390^2 - 2 \cdot 863,27 \cdot 390 \cdot \cos 13} \\ = 491,16 \text{ m/s}$$

Složky rychlostí do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 863,27 \cdot \cos 13^\circ = 841,14 \text{ m/s}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 841,14 - 390 = 451,14 \text{ m/s}$$

Složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 863,27 \cdot \sin 13 = 194,19 \text{ m/s}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti dýzy

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{451,14}{491,16} = 23,29^\circ$$

Výstupní úhel relativní rychlosti oběžné řady

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)] = 180 - [23,29 - 3] = 159,71^\circ$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} \cdot 1\,000 + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 407,85 \cdot 1000 + 491,16^2} = 511,50 \text{ m/s}$$

Skutečná výstupní relativní rychlost páry

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,90 \cdot 511,50 = 460,35 \text{ m/s}$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \\ = \sqrt{460,35^2 + 390^2 - 2 \cdot 460,35 \cdot 390 \cdot \cos(180 - 159,71)} \\ = 165,01 \text{ m/s}$$

Složky rychlostí do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 460,35 \cdot \cos 159,71 = -431,79 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -431,79 + 390 = -41,79 \text{ m/s}$$

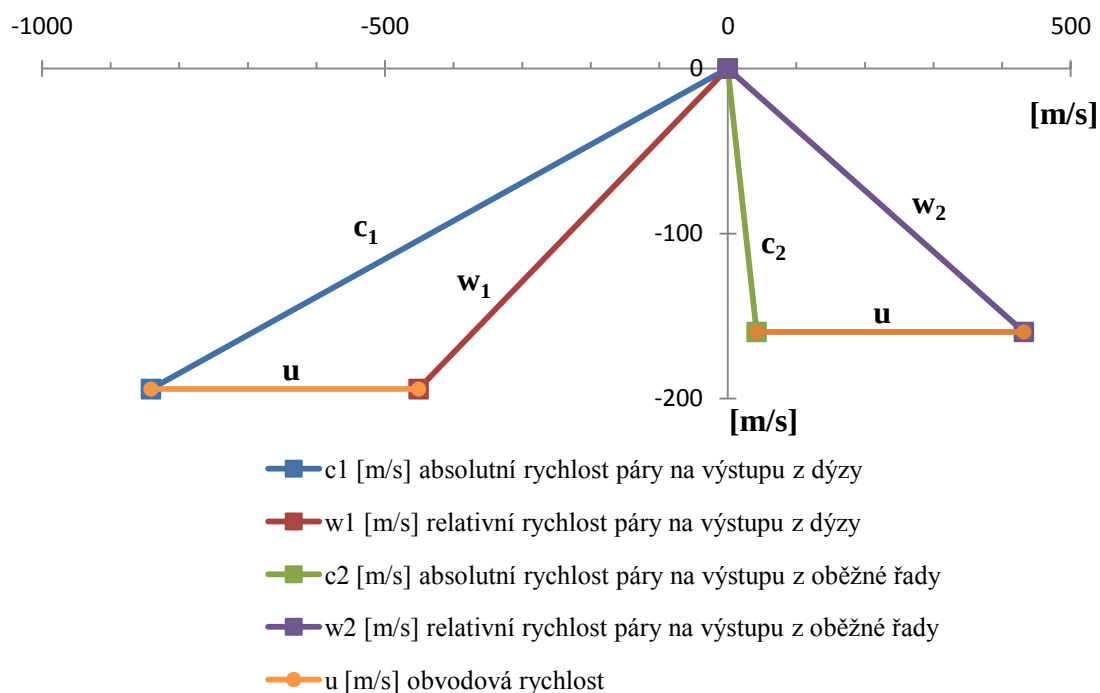
Složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 460,35 \cdot \sin 159,71 = 159,63 \text{ m/s}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti oběžné řady

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{159,63}{-41,79} = 104,67^\circ$$

Na obr. 5.9 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky točivé redukce na základě vypočtených hodnot rychlostí a úhlů.



Obr. 5.9 – Rychlostní trojúhelníky stupně točivé redukce páry

5.3.3 Parametry páry v jednotlivých bodech expanze

Pro výpočet entalpie za rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadou jsou použity hodnoty energetických ztrát rozváděcí a oběžné lopatkové řady, jejichž výpočet bude proveden v kapitole 5.3.7 společně s dalšími ztrátami stupně.

Parametry páry za dýzou

- tlak páry za dýzou

$$p_1 = 0,081 \text{ MPa}$$

- entalpie páry za dýzou

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 2\,392,57 + 15,36 = 2\,407,94 \text{ kJ/kg}$$

- teplota páry za dýzou

$$t_1 = 93,65 \text{ °C}$$

- entropie páry za dýzou

$$s_1 = 6,730 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- měrný objem páry za dýzou

$$v_1 = 1,840 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Parametry páry za oběžnou lopatkovou řadou

- tlak páry za oběžnou lopatkovou řadou

$$p_2 = 0,07 \text{ MPa}$$

- entalpie páry za oběžnou lopatkovou řadou

$$i_2 = i_1 - h_{iz}^R + z_0 = 2\,407,94 - 20,39 + 24,86 = 2\,412,40 \text{ kJ/kg}$$

- teplota páry za oběžnou lopatkovou řadou

$$t_2 = 89,93 \text{ °C}$$

- entropie páry za oběžnou lopatkovou řadou

$$s_2 = 6,799 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- měrný objem páry za oběžnou lopatkovou řadou

$$v_2 = 2,109 \text{ m}^3/\text{kg}$$

5.3.4 Průtočné průřezy stupně

Na obr. 5.10 je zobrazen průtočný kanál akčního stupně s kuželovým tvarem a označením důležitých rozměrů, které budou určeny dalším výpočtem.

Výstupní délka lopatek dýzy

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{4,167 \cdot 1,840}{\pi \cdot 0,62 \cdot 0,50 \cdot 863,27 \cdot \sin 13} = 0,0405 \text{ m} = 40,5 \text{ mm}$$

Výstupní délka oběžných lopatek

$$l_2 = \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = \frac{4,167 \cdot 2,109}{\pi \cdot 0,62 \cdot 0,50 \cdot 460,35 \cdot \sin 159,71} = 0,0565 \text{ m} \\ = 56,5 \text{ mm}$$

Přesah lopatek

$$\Delta l = 2 \text{ mm}$$

Přesah lopatek Δl volen podle [1] v rozmezí hodnot 1 - 3 mm.

Vstupní délka oběžných lopatek

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 40,5 + 2 = 42,5 \text{ mm}$$

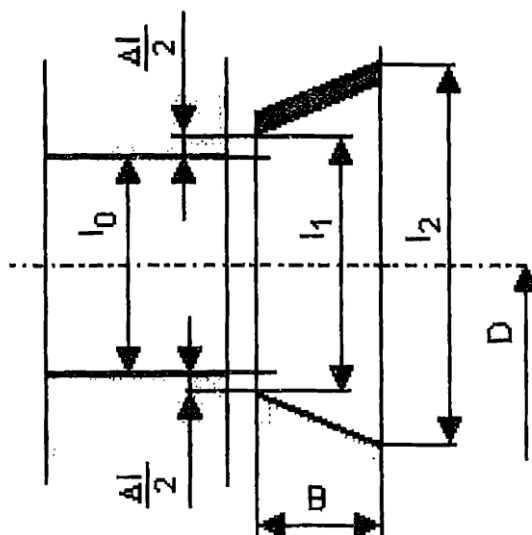
Maximální rozšíření průtočného kanálu

$$\frac{l_2}{l_0} = \frac{56,5}{42,5} = 1,394$$

Maximální úhel rozevření

$$\sigma = 2 \cdot \arctg \frac{\frac{l_2 - l_1}{2}}{B} = 2 \cdot \arctg \frac{\frac{56,5 - 42,5}{2}}{50} = 16,03^\circ$$

kde B [mm] je šířka lopatky (výpočet bude uveden v další kapitole)



Obr. 5.10 – Průtočný kanál akčního stupně s kuželovým tvarem [1]

Podle [1] by neměla hodnota maximálního rozšíření překročit hodnotu 1,2 a úhel rozevření by neměl přesáhnout hodnotu $30 \div 40^\circ$. Tyto hodnoty jsou navrženy pro optimální proudění průtočným kanálem. V našem případě překračuje hodnota maximálního rozšíření doporučenou maximální hodnotu $1,394 > 1,2$. V důsledku překročení maximálního rozšíření průtočného kanálu by měla být provedena úprava a optimalizace průtočných průřezů pomocí změny úhlů v rychlostních trojúhelnících. Zadáním diplomové práce není optimalizace výsledků tepelného výpočtu točivé redukce, ale pouze zjištění přibližného výkonu točivé redukce páry, aby mohla být zkontrolována nabídka dodavatele parní turbíny. Z tohoto důvodu bude další výpočet pokračovat bez změny parametrů.

5.3.5 Profil rozváděcích lopatek a jejich počet

Profil rozváděcích lopatek je zvolen podle [1, str. 59, tab. 10.2] pro nadkritické proudění na základě vypočtených vstupních a výstupních úhlů, jejichž velikost je přibližně v uvedeném rozmezí.

Pro rozváděcí lopatky je zvolen profil **TS-2B** s následujícími parametry:

- poměrná rozteč

$$\left(\frac{s}{c}\right) = 0,8$$

- úhel nastavení profilu (v [1] uveden úhel $(90 - \gamma)^\circ$)

$$\gamma = 51^\circ$$

- délka tělvy profilu

$$c = 25 \text{ mm}$$

Šířka lopatky

$$B = c \cdot \cos 51 = 25 \cdot \cos 51 = 16 \text{ mm}$$

Rozteč lopatek

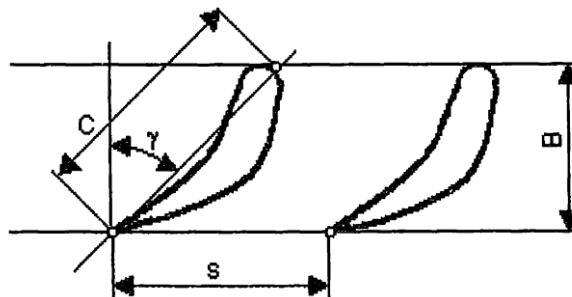
$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 25 \cdot 0,8 = 20 \text{ mm}$$

Počet rozváděcích lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,62 \cdot 0,50}{0,02} = 48,75 \approx 49$$

kde s [m] je rozteč lopatek

Označení jednotlivých charakteristických rozměrů profilu je vidět na obr. 5.11. Označení je shodné pro rozváděcí i oběžné lopatky, jejichž výpočet bude následovat.



Obr. 5.11 – Označení charakteristických rozměrů profilu [1]

5.3.6 Profil oběžných lopatek a jejich počet

Profil oběžných lopatek je zvolen podle [1, str. 59, tab. 10.3] pro nadkritické proudění na základě vypočtených vstupních a výstupních úhlů, jejichž velikost je přibližně v uvedeném rozmezí.

Pro oběžné lopatky je zvolen profil **TR-2B** s následujícími parametry:

- poměrná rozteč

$$\left(\frac{s}{c}\right) = 0,62$$

- úhel nastavení profilu (v [1] uveden úhel $(90 - \gamma)^\circ$)

$$\gamma = 7^\circ$$

- délka tětivy profilu

$$c = 50 \text{ mm}$$

Šířka lopatky

$$B = c \cdot \cos 7 = 50 \cdot \cos 7 = 50 \text{ mm}$$

Rozteč lopatek

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 50 \cdot 0,62 = 31 \text{ mm}$$

Počet oběžných lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} = \frac{\pi \cdot 0,62}{0,031} = 62,9 \approx 63$$

5.3.7 Ztráty, účinnost a vnitřní výkon stupně

Energetická ztráta v dýze

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{880,89^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 15,36 \text{ kJ/kg}$$

Energetická ztráta v oběžné lopatkové řadě

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{511,50^2}{2} \cdot (1 - 0,90^2) = 24,86 \text{ kJ/kg}$$

Energetická ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{165,01^2}{2} = 13,61 \text{ kJ/kg}$$

Obvodová účinnost stupně

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{407,85 + \frac{32,31^2}{2 \cdot 1\,000} - 15,36 - 24,86 - 13,61}{407,85 + \frac{32,31^2}{2 \cdot 1\,000}} = 0,87$$

kde a_u [kJ/kg] je obvodová práce stupně

E_0 [kJ/kg] je celková využitelná energie na stupeň

Průtočný průřez pro páru

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 0,62 \cdot 0,0503 \cdot 0,50 \cdot \sin 13 = 0,0093 \text{ m}^2$$

kde l_1 [m] je vstupní délka oběžné lopatky

Poměrná ztráta třením disku

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 = 0,005 \cdot \frac{0,62^2}{0,0093} \cdot \left(\frac{390}{\sqrt{2 \cdot 407,85 \cdot 1\,000}} \right)^3 = 0,0166$$

kde $k_{tř}$ [-] je třecí součinitel z rozmezí hodnot 0,0045-0,008 podle [1]

Poměrná ztráta ventilací neostříkнутých lopatek

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 = \frac{0,065}{\sin 13} \cdot \frac{(1 - 0,50)}{0,50} \cdot \left(\frac{390}{\sqrt{2 \cdot 407,85 \cdot 1\,000}} \right)^3 = 0,0233$$

Poměrná ztráta na okrajích pásma ostříku

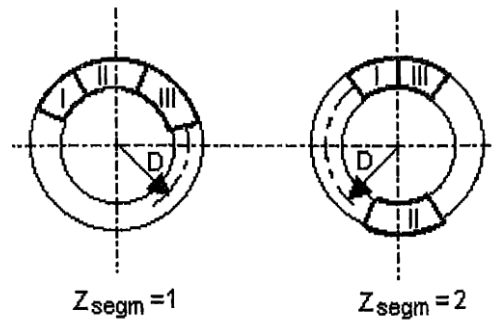
$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm}$$

$$= 0,25 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,0674}{0,0092} \cdot \left(\frac{390}{\sqrt{2 \cdot 407,85 \cdot 1\,000}} \right) \cdot 0,87 \cdot 1 = 0,0284$$

kde c [m] je délka tětiny oběžné lopatky

l_2 [m] je výstupní délka oběžné lopatky

z_{segm} [-] je počet segmentů po obvodu (určeno z obr. 5.12)



Obr. 5.12 – Určení počtu segmentů partiálního ostříku po obvodu [1]

Celková poměrná ztráta partiálním ostříkem

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0233 + 0,0284 = 0,0517$$

Průřez radiální mezery

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta_R = \pi \cdot (0,62 + 0,05) \cdot 0,0002 = 0,00042 \text{ m}^2$$

kde δ_R [m] je radiální mezera zvolená podle [1]

l_1 [m] je vstupní délka oběžné lopatky

Stupeň reakce na špici lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,62}{0,04}}{1 + \frac{0,62}{0,04}} = 0,111$$

kde ρ [-] je stupeň reakce

Poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,00042 \cdot 0,87}{0,0093} \cdot \sqrt{\frac{0,111}{1 - 0,05}} = 0,0100$$

kde μ_1 [-] je průtokový součinitel podle [1]

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7$$

$$= 0,87 - 0,0166 - 0,0517 - 0,0100 = 0,79$$

kde h [kJ/kg] je celkový spád na turbíně s uvažováním všech výše vypočtených ztrát

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 4,167 \cdot 407,85 \cdot 0,79 = 1\,342,323 \text{ kW}$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 2\,780,03 + \frac{32,31^2}{2} - 0,79 \cdot 407,85$$

$$= 2\,458,39 \text{ kJ/kg}$$

Výkon na svorkách generátoru

$$P_{sv} = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{el} = 1\,342,323 \cdot 0,98 \cdot 0,975 \cdot 0,99 = 1\,269,764 \text{ kW}_e$$

kde η_m [-] je mechanická účinnost turbíny

$\eta_{př}$ [-] je účinnost převodovky

η_{el} [-] je účinnost elektrického generátoru

5.3.8 Spotřební charakteristika točivé redukce

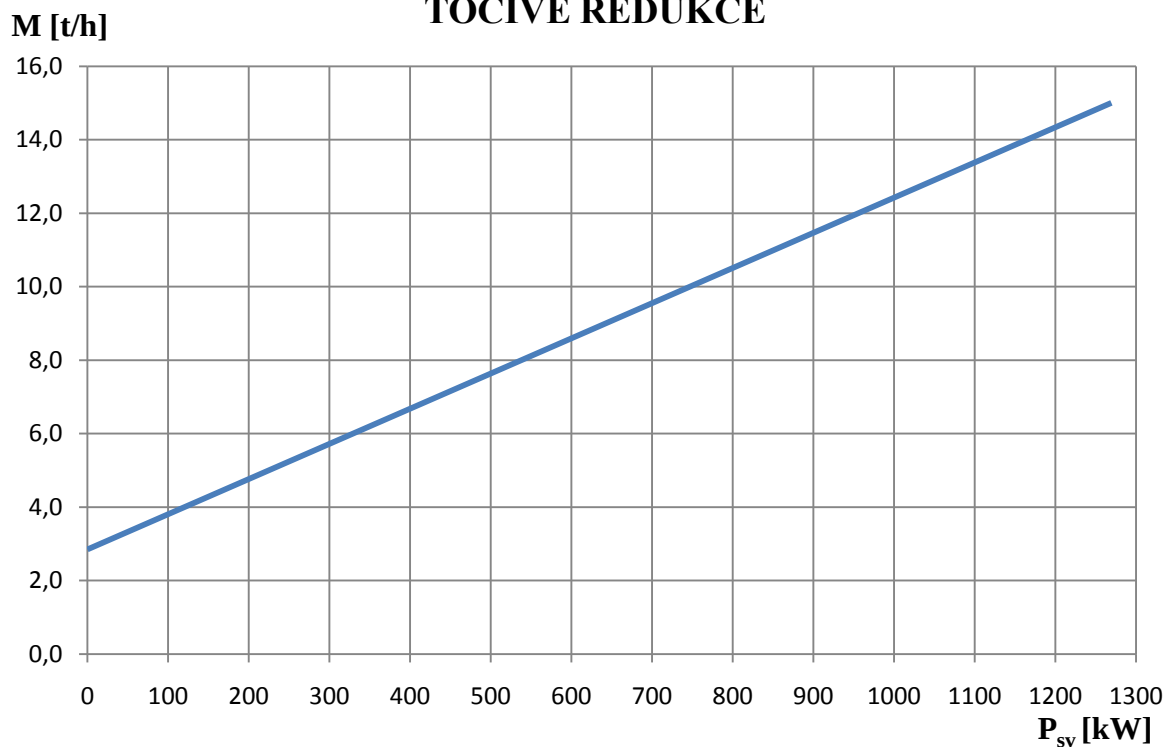
Závislost spotřeby páry na výkonu parní turbíny při jmenovitých parametrech páry na vstupu a výstupu z turbíny je zobrazena na obr. 5.13. Podle [1] skládá se ze dvou bodů a to ze spotřeby páry při provozním režimu s maximálním výkonem turbíny P_{sv} a ze spotřeby páry při chodu na prázdno. Na obr. 5.14 je zobrazena skutečná spotřební charakteristika točivé redukce TR 560, která byla dodána výrobcem.

Spotřeba páry při chodu na prázdno

$$M_0 = k_0 \cdot M = 0,19 \cdot 4,167 = 0,792 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,792 \cdot 3,6 = 2,85 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

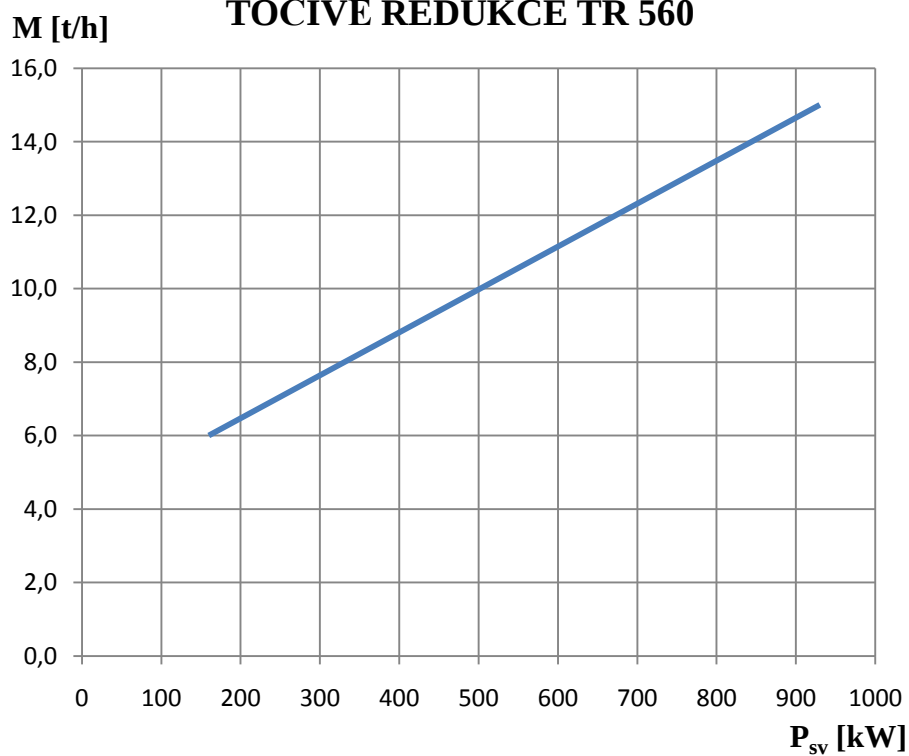
kde k_0 [-] je součinitel při chodu na prázdno pro protitlakou turbínu s regulací škrce-
ním určený podle [1]

SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA TOČIVÉ REDUKCE



Obr. 5.13 – Spotřební charakteristika točivé redukce páry

SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA TOČIVÉ REDUKCE TR 560



Obr. 5.14 – Spotřební charakteristika točivé redukce páry TR 560 [7]

5.4 Zhodnocení tepelného výpočtu točivé redukce páry

Tepelný výpočet točivé redukce páry byl proveden především pro zjištění vnitřního výkonu turbíny, na základě kterého je možno s využitím zvolené mechanické účinnosti turbíny, účinnosti převodovky a generátoru zjistit výkon na svorkách generátoru a porovnat jej s výkonem na svorkách generátoru turbíny TR 560 od fy. G - Team a.s. ($P_{sv} = 930$ kW). Výsledný vypočtený svorkový výkon je vyšší než v případě nabízené turbíny TR 560. Rozdíl ve výkonech může být způsoben mnoha faktory, z nichž nejdůležitější je rozdíl vypočtených a skutečných ztrát v turbíně. Přesné určení ztrát je velmi obtížné a jejich výpočet složitý, proto bylo využito zjednodušení. Do celkových ztrát přibudou navíc okrajové ztráty, vznikající v důsledku překročení maximálního rozšíření průtočného kanálu oběžného kola, které nebyly do výpočtu zahrnuty. Porovnání vypočteného a nabízeného výkonu sice vykazuje rozdíl ve stovkách kW, ale výsledkem tepelného výpočtu mělo být pouze orientační určení možností provozu a hrubé porovnání s výkonem nabízené turbíny, jehož hodnota je reálná (výkon skutečného fungujícího stroje se zahrnutím všech ztrát). V dalším výpočtu bude uvažováno s hodnotou výkonu nabízené turbíny ($P_{sv} = 930$ kW), příp. s hodnotou dvojnásobnou v koncepci TANDEM ($P_{sv} = 1\,860$ kW).

6 EKONOMICKÝ VÝPOČET VÝHODNOSTI INVESTICE

Teorii a příklady z praxe v oblasti ekonomiky tepelných centrál a jejich částí se zabývá [10], která bude podkladem pro ekonomický výpočet výhodnosti instalace točivé redukce páry v provozu Červený Mlýn.

6.1 Podklady pro ekonomický výpočet

6.1.1 Investice

Podle Ing. Jakuba Zrůna by byla případná realizace instalace točivé redukce páry v provozu Červený Mlýn financována z vlastních zdrojů společnosti Teplárny Brno, a.s.

Podklady, týkající se cen obou provedení točivých redukcí, byly dodány Ing. Jiřím Klímou (G – Team, a.s.) a zahrnují vždy turbínu, generátor, rozvaděč ochrany a jištění generátoru, synchronizaci. Nezahrnují kabeláž a stavební práce spojené se stavbou základové desky. Při výpočtu bude uvažováno pouze s cenou dodanou od G – Team a.s. a cena kabeláže a stavebních prací bude zanedbána, jelikož není známa přesná hodnota.

6.1.2 Doba životnosti

Pro ekonomický výpočet bude uvažována doba životnosti turbosoustrojí 12 let. Jedná se o dobu do generální opravy, jejíž cena bude v rozsahu milionů Kč.

U turbíny je počítáno každé dva roky s výměnou ucpávek v hodnotě 80 tis. Kč a po sedmi letech výměna ložisek a dalších součástí v hodnotě 350 tis. Kč. Pro tyto případy budou uvažovány roční náklady na opravu a údržbu ve výši 1,5 % z investičních nákladů.

6.1.3 Trvání výkonu TR

Podkladem pro určení přesného množství provozních hodin točivých redukcí obou provedení bude graf trvání průtoku páry točivými redukcemi, který je na obr. 4.4. Dále se podle spotřební charakteristiky točivé redukce TR 560 na obr. 5.14 určí výkon na svorkách generátoru každou hodinu v daném období. Posledním krokem bude určení celkového množství vyrobené elektrické energie na základě svorkového výkonu v každou hodinu a počtu celkových provozních hodin.

6.1.4 Výnosy z vyrobené elektrické energie

Při reálném provozu by elektrická energie, produkováná generátorem točivé redukce, sloužila pro krytí vlastní spotřeby, příp. částečné krytí vlastní spotřeby s nákupem zbylého potřebného množství elektřiny nebo ke krytí vlastní spotřeby s prodejem přebytečné elektřiny. Jelikož ale není známa podrobná analýza spotřeby elektrické energie provozu Červený Mlýn v období duben - říjen, bude při výpočtu výnosů uvažováno, že veškerá elektrická energie bude dodávána do elektrizační soustavy. Při prodeji elektrické energie je navíc získán bonus za kogenerační výrobu.

Bude uvažována výkupní cena elektrické energie ve výši 1 437,8 Kč/MWh, která se skládá z ceny na burze s elektřinou 1 392,8 Kč/MWh (57 € při kurzu 24,325 Kč/€, cena podle Power Exchange Central Europe (www.pxe.cz) ze dne 4.4.2011 pro roční dodávky) a bonus za kogeneraci podle [11] ve výši 45 Kč/MWh.

6.1.5 Spotřeba paliva a jeho cena

Provoz točivé redukce sebou nese určité palivové náklady. Oproti redukci páry v redukční stanici, kde probíhá izoentalpické škrcení páry, dochází v turbíně ke změně

entalpie páry a je nutno zvýšit výkon kotle, aby byl dodržen potřebný tepelný výkon v páře, předávaný ve výměňkové stanici síťové vodě v horkovodní soustavě. Potřebné zvýšení výkonu kotle se rovná vnitřnímu výkonu turbíny. V tomto případě bude uvažována hodnota průměrného svorkového výkonu generátoru během celého ročního provozu, která bude pomocí účinností (viz dále) přepočtena na průměrný vnitřní výkon turbíny.

Účinnosti jednotlivých zařízení a výhřevnost paliva

Výrobce udávané hodnoty svorkového výkonu generátoru točivých redukcí je nutno pomocí mechanické účinnosti turbíny, účinnosti převodovky a elektrické účinnosti generátoru přepočítat na vnitřní výkon turbíny. Hodnoty účinnosti jsou zvoleny stejné jako v kapitole Tepelný výpočet točivé redukce páry. Pro výpočet množství paliva potřebného pro zvýšení výkonu kotle je nutno uvažovat s účinností kotle (konkrétně se jedná o kotel K1 v provozu Špitálka, spalující zemní plyn).

- účinnost kotle $\eta_k = 0,9$
- mechanická účinnost turbíny $\eta_m = 0,98$
- účinnost převodovky $\eta_{pr} = 0,975$
- účinnost elektrického generátoru $\eta_{el} = 0,99$

Při výpočtu bude uvažováno s výhřevností paliva $Q_i^r = 34,4 \text{ MJ/m}^3$, přičemž nominální podmínky v plynárenství jsou 101,325 kPa a 15 °C a výhřevnost již nebude upravována na nenominální podmínky.

Cena paliva

Podle [12] a doporučení obchodníků Jihomoravské plynárenské, a.s. bude pro Teplárny Brno, a.s., provoz Špitálka, volena cena uvedená v tab. 6.1. Největší podíl na celkové ceně tvoří cena za komoditu a obchod, která je individuální pro každého zákazníka a v tomto případě je volena v rozmezí 600 – 900 Kč/MWh. Zákon č. 261/2007 Sb. uvádí, že kombinovaná výroba tepla a elektřiny ze zemního plynu je osvobozena od daně z plynu. Uplatněna je pouze daň z přidané hodnoty ve výši 20 %.

Tab. 6.1 – Cena zemního plynu [12]

DÍLČÍ A CELKOVÁ CENA ZEMNÍHO PLYNU		[Kč/MWh]
Cena za	komoditu a obchod	600
	přepřavu	0
	strukturování dodávky	18,60
	distribuci	39,93
Celkem bez DPH		658,53
Celkem s DPH		790,24

Cena za odebrané množství zemního plynu bude součinem množství zemního plynu v m^3 , průměrným spalným teplem zemního plynu na předávacích stanicích RWE Transgas, a.s. v Jihomoravském kraji, dodávaného do sítě ($Q_i^s = 0,01061 \text{ MWh/m}^3$), a celkové ceny včetně DPH v Kč/MWh.

6.2 Provedení SINGL

Svorkový výkon

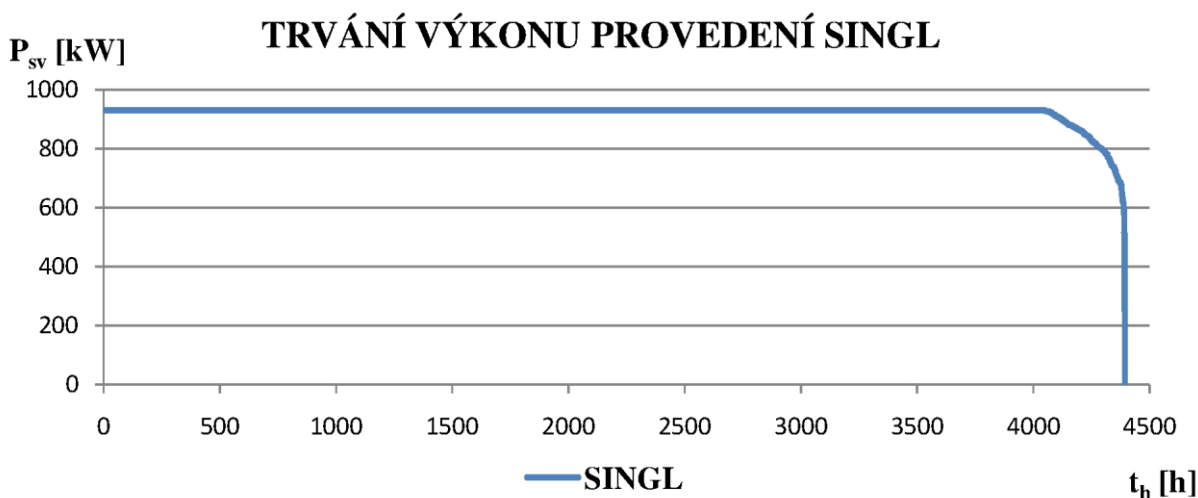
$$P_{svS} = 930 \text{ kW}_e$$

6.2.1 Roční výnosy z prodeje elektrické energie

Počet provozních hodin

$$t_{cS} = 4\,392 \text{ h}$$

Z celkového počtu provozních hodin by točivá redukce pracovala 4 064 h s max. výkonem 930 kW_e. Přibližný počet provozních hodin za rok je možno odečíst z grafu trvání výkonu provedení SINGL, který je na obr. 6.1.



Obr. 6.1 – Graf trvání výkonu provedení SINGL

Množství vyrobené elektrické energie

$$E_{el} = 4\,050,938 \text{ MWh}$$

Množství vyrobené elektrické energie bylo určeno ze svorkových výkonů generátoru v každou provozní hodinu a počtu provozních hodin.

Výnosy z prodeje elektrické energie

$$V = E_{el} \cdot C_{el} = 4\,050,938 \cdot 1\,437,8 = 5\,824\,418,43 \text{ Kč}$$

kde C_{el} [Kč/MWh] je celková výkupní cena elektrické energie

6.2.2 Náklady investiční a roční náklady na opravu a údržbu

Investiční náklady

$$N_i = 10\,400\,000 \text{ Kč}$$

Náklady na opravu a údržbu

$$N_{ou} = 0,015 \cdot N_i = 0,015 \cdot 10\,400\,000 = 156\,000 \text{ Kč}$$

6.2.3 Roční náklady na palivo a celkové provozní náklady

Množství paliva za hodinu

$$M_{palh} = \frac{\frac{P_{svprům}}{\eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{el}}}{\eta_k \cdot Q_i^r} \cdot 3600 = \frac{0,9219}{0,98 \cdot 0,975 \cdot 0,99} \cdot \frac{3600}{0,9 \cdot 34,4} = 113,33 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde $P_{svprům} [MW_e]$ je průměrný svorkový výkon během celého období duben - říjen

$\eta_k [-]$ je účinnost kotle

$\eta_m [-]$ je mechanická účinnost turbíny

$\eta_{pr} [-]$ je účinnost převodovky

$\eta_{el} [-]$ je účinnost elektrického generátoru

$Q_i^r [MJ/m^3]$ je výhřevnost zemního plynu

Celkové množství spotřebovaného paliva

$$M_{pal} = M_{palh} \cdot t_{cs} = 113,33 \cdot 4392 = 497\,729,7 \text{ m}^3$$

Náklady na palivo

$$N_{pal} = M_{pal} \cdot Q_i^s \cdot C_{pal} = 497\,729,7 \cdot 0,01061 \cdot 790,24 = 4\,173\,166,71 \text{ Kč}$$

kde $Q_i^s [MWh/m^3]$ je průměrné spalné teplo zemního plynu

$C_{pal} [Kč/MWh]$ je celková cena odebíraného zemního plynu

Celkové provozní náklady

$$N_{pr} = N_{ou} + N_{pal} = 156\,000 + 4\,173\,166,71 = 4\,329\,166,71 \text{ Kč}$$

6.2.4 Ekonomická analýza z hlediska projektu

Cash-Flow

$$CF = V - N_{pr} = 5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71 = 1\,495\,251,72 \text{ Kč}$$

Diskontovaný Cash-Flow v prvním roce

$$DCF = (V - N_{pr}) \cdot (1 + d)^{-t} = (5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} = 1\,491\,522,91 \text{ Kč}$$

kde $d [-]$ je diskontní sazba

$t [-]$ je daný rok

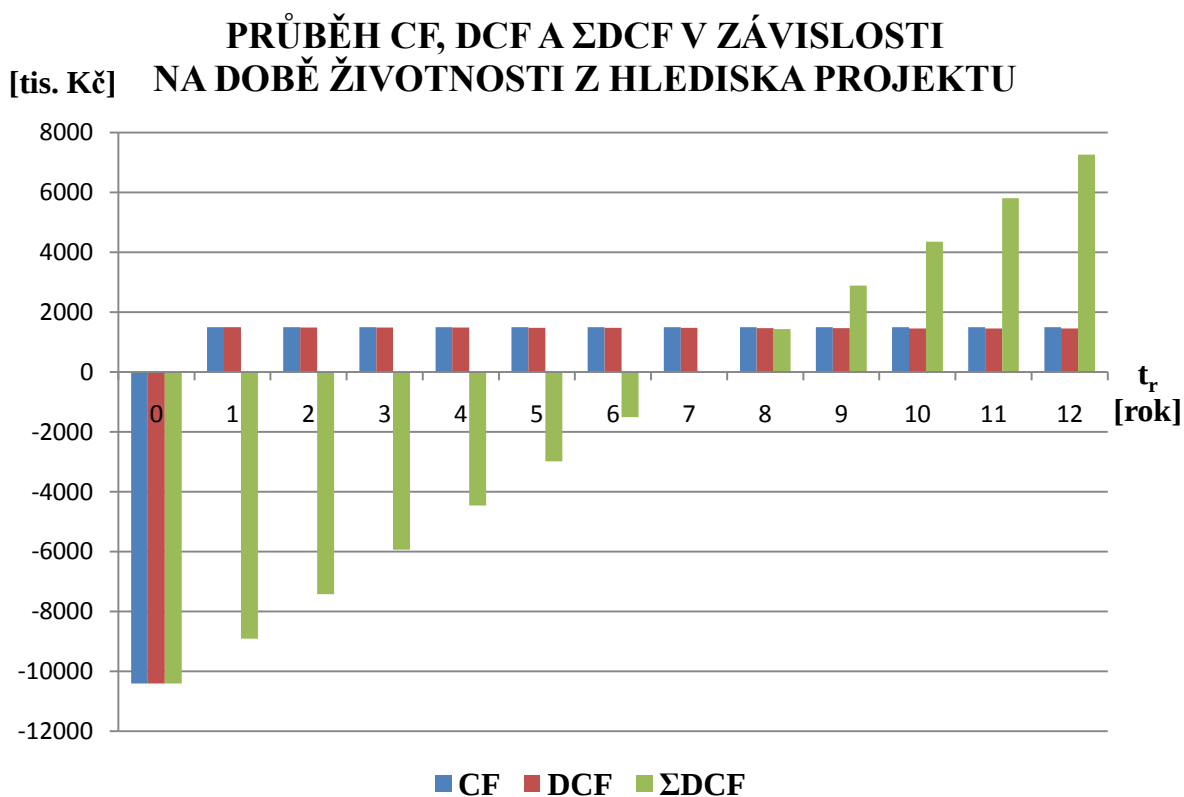
Diskontovaný akumulovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} \Sigma DCF &= N_i - (V - N_{pr}) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= 10\,400\,000 - (5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} \\ &= -8\,908\,477,1 \text{ Kč} \end{aligned}$$

V tab. 6.2 jsou hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti zařízení $T_z = 12$ let. Na obr. 6.2 je průběh CF , DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti.

Tab. 6.2 – Hodnoty CF, DCF a Σ DCF pro celou dobu životnosti z hlediska projektu pro provedení SINGL

ROK	N_i [Kč]	CF [Kč]	DCF [Kč]	Σ DCF [Kč]
0	10 400 000	-10 400 000	-10 400 000	-10 400 000
1		1 495 251,72	1 491 522,91	-8 908 477,09
2		1 495 251,72	1 487 803,40	-7 420 673,69
3		1 495 251,72	1 484 093,17	-5 936 580,51
4		1 495 251,72	1 480 392,19	-4 456 188,33
5		1 495 251,72	1 476 700,44	-2 979 487,89
6		1 495 251,72	1 473 017,89	-1 506 469,99
7		1 495 251,72	1 469 344,53	-37 125,47
8		1 495 251,72	1 465 680,33	1 428 554,87
9		1 495 251,72	1 462 025,27	2 890 580,13
10		1 495 251,72	1 458 379,32	4 348 959,45
11		1 495 251,72	1 454 742,46	5 803 701,92
12		1 495 251,72	1 451 114,68	7 254 816,59

Obr. 6.2 – Graf průběhu CF, DCF a Σ DCF v závislosti na době životnosti z hlediska projektu pro provedení SINGL

Prostá doba splatnosti

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{10\,400\,000}{1\,495\,251,72} = 6,96 \text{ let}$$

Doba splatnosti s časovou hodnotou peněz

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 6,96 \cdot 0,0025}}{\ln(1 + 0,0025)} = 7,03 \text{ let}$$

6.2.5 Ekonomická analýza z hlediska investora

Odpisy

$$N_o = \frac{N_i}{T_z} = \frac{10\,400\,000}{12} = 866\,666,67 \text{ Kč}$$

kde T_z [rok] je doba životnosti

Hrubý zisk

$$Z = V - N_{pr} - N_o = 5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71 - 866\,666,67 = 628\,585,05 \text{ Kč}$$

Daňové odvody

$$O = Z \cdot \frac{o}{100} = 628\,585,05 \cdot \frac{19}{100} = 119\,431,2 \text{ Kč}$$

kde o [%] je sazba daně z příjmů právnických osob

Disponibilní zisk

$$Z_p = Z - O = 628\,585,05 - 119\,431,2 = 509\,153,9 \text{ Kč}$$

Cash-Flow

$$CF = V - N_{pr} - O = 5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71 - 119\,431,2 = 1\,375\,820,56 \text{ Kč}$$

Diskontovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} DCF &= (V - N_{pr} - O) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= (5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71 - 119\,431,2) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} \\ &= 1\,372\,389,58 \text{ Kč} \end{aligned}$$

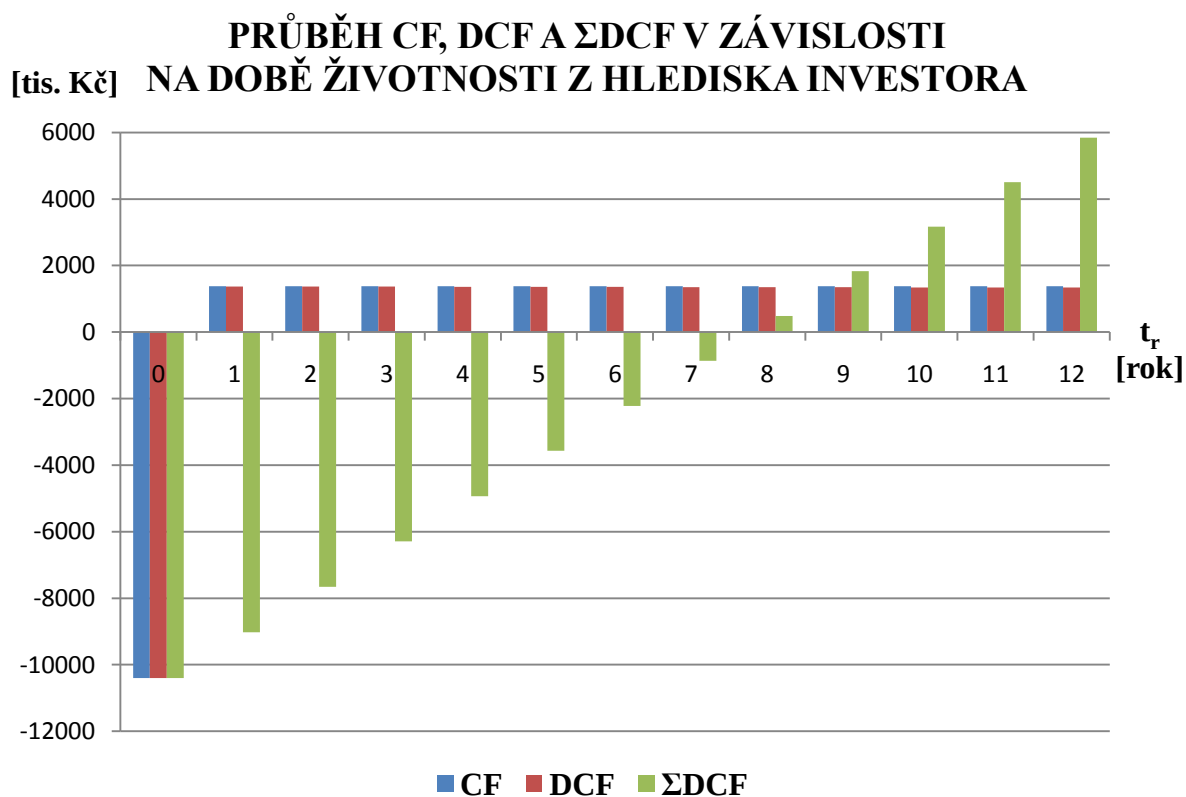
Diskontovaný akumulovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} \Sigma DCF &= N_i - (V - N_{pr} - O) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= 10\,400\,000 - (5\,824\,418,43 - 4\,329\,166,71 - 119\,431,2) \\ &\quad \cdot (1 + 0,0025)^{-1} = -9\,027\,610,42 \text{ Kč} \end{aligned}$$

V tab. 6.3 jsou hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti zařízení $T_z = 12$ let. Na obr. 6.3 je průběh CF , DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora.

Tab. 6.3 – Hodnoty CF, DCF a Σ DCF pro celou dobu životnosti z hlediska investora pro provedení SINGL

ROK	N_i [Kč]	CF [Kč]	DCF [Kč]	Σ DCF [Kč]
0	10 400 000	-10 400 000	-10 400 000	-10 400 000
1		1 375 820,56	1 372 389,58	-9 027 610,42
2		1 375 820,56	1 368 967,18	-7 658 643,25
3		1 375 820,56	1 365 553,28	-6 293 089,97
4		1 375 820,56	1 362 147,91	-4 930 942,05
5		1 375 820,56	1 358 751,04	-3 572 191,02
6		1 375 820,56	1 355 362,63	-2 216 828,39
7		1 375 820,56	1 351 982,67	-864 845,71
8		1 375 820,56	1 348 611,15	483 765,43
9		1 375 820,56	1 345 248,03	1 829 013,46
10		1 375 820,56	1 341 893,29	3 170 906,78
11		1 375 820,56	1 338 546,92	4 509 453,67
12		1 375 820,56	1 335 208,90	5 844 662,57

Obr. 6.3 – Graf průběhu CF, DCF a Σ DCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora pro provedení SINGL

Prostá doba splatnosti

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{10\,400\,000}{1\,375\,820,6} = 7,56 \text{ let}$$

Doba splatnosti s časovou hodnotou peněz

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 7,56 \cdot 0,0025}}{\ln(1 + 0,0025)} = 7,64 \text{ let}$$

6.3 Provedení TANDEM

Svorkový výkon

$$P_{svT} = 1\,860 \text{ kW}_e$$

6.3.1 Roční výnosy z prodeje elektrické energie

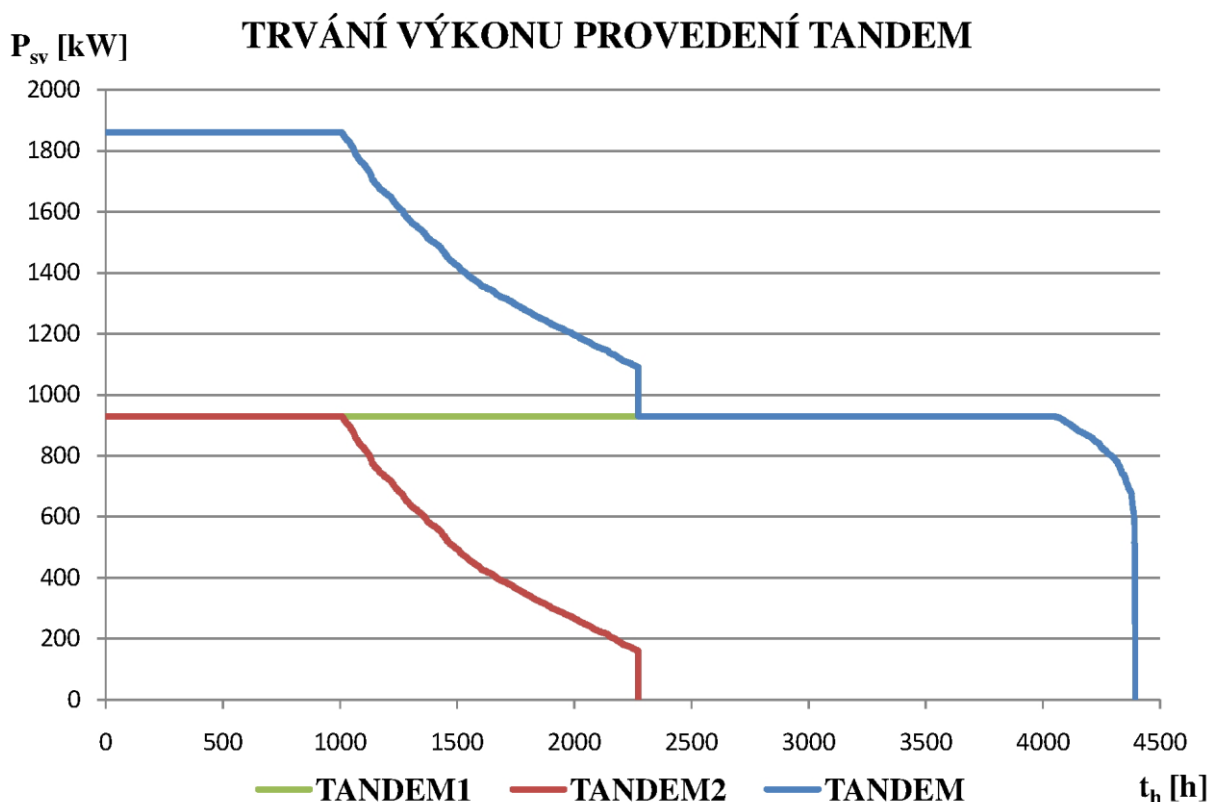
Počet provozních hodin TANDEM1

$$t_{cT1} = 4\,392 \text{ h}$$

Počet provozních hodin TANDEM2

$$t_{cT2} = 2\,272 \text{ h}$$

Z celkového počtu provozních hodin by pracovala točivá redukce TANDEM1 4 064 h a TANDEM2 1 006 h s max. výkonem 930 kW_e. Přibližný počet provozních hodin za rok je možno odečíst z grafu trvání výkonu provedení TANDEM, který je na obr. 6.4.



Obr. 6.4 – Graf trvání výkonu provedení TANDEM

Množství vyrobené elektrické energie

$$E_{el} = 4\,050,938 + 1\,518,373 = 5\,569,311 \text{ MWh}$$

Množství vyrobené elektrické energie bylo určeno ze svorkových výkonů generátoru, který je společný pro obě točivé redukce, v každou provozní hodinu a počtu provozních hodin jednotlivých turbín.

Výnosy z prodeje elektrické energie

$$V = E_{el} \cdot C_{el} = 5\,569,311 \cdot 1\,437,8 = 8\,007\,527,93 \text{ Kč}$$

kde C_{el} [Kč/MWh] je celková výkupní cena elektrické energie

6.3.2 Náklady investiční a roční náklady na opravu a údržbu***Investiční náklady***

$$N_i = 15\,600\,000 \text{ Kč}$$

Náklady na opravu a údržbu

$$N_{ou} = 0,015 \cdot N_i = 0,015 \cdot 15\,600\,000 = 234\,000 \text{ Kč}$$

6.3.3 Roční náklady na palivo a celkové provozní náklady***Množství paliva za hodinu***

$$M_{palh} = \frac{\frac{P_{svprům}}{\eta_m \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{el}}}{\eta_k \cdot Q_i^r} \cdot 3\,600 = \frac{1,2678}{0,98 \cdot 0,975 \cdot 0,99} \cdot \frac{3\,600}{0,9 \cdot 34,4} = 155,84 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde $P_{svprům}$ [MW_e] je průměrný svorkový výkon během celého období duben - říjen

η_k [-] je účinnost kotle

η_m [-] je mechanická účinnost turbíny

$\eta_{př}$ [-] je účinnost převodovky

η_{el} [-] je účinnost elektrického generátoru

Q_i^r [MJ/m³] je výhřevnost zemního plynu

Celkové množství spotřebovaného paliva

$$M_{pal} = M_{palh} \cdot t_{CT1} = 155,84 \cdot 4\,392 = 684\,444,6 \text{ m}^3$$

Jako celkový počet provozních hodin se použije pouze vyšší hodnota z obou hodnot pro jednotlivé turbíny provedení TANDEM. Vliv provozu obou turbín je zohledněn ve vztahu pro hodinové množství paliva, konkrétně v $P_{svprům}$.

Náklady na palivo

$$N_{pal} = M_{pal} \cdot Q_i^s \cdot C_{pal} = 684\,444,6 \cdot 0,01061 \cdot 790,24 = 5\,738\,659,79 \text{ Kč}$$

kde Q_i^s [MWh/m³] je průměrné spalné teplo zemního plynu

C_{pal} [Kč/MWh] je celková cena odebíraného zemního plynu

Celkové roční provozní náklady

$$N_{pr} = N_{ou} + N_{pal} = 234\,000 + 5\,738\,659,79 = 5\,972\,659,79 \text{ Kč}$$

6.3.4 Ekonomická analýza z hlediska projektu

Cash-Flow

$$CF = V - N_{pr} = 8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79 = 2\,034\,868,15 \text{ Kč}$$

Diskontovaný Cash-Flow v prvním roce

$$DCF = (V - N_{pr}) \cdot (1 + d)^{-t} = (8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} = 2\,029\,793,66 \text{ Kč}$$

kde d [-] je diskontní sazba

t [-] je daný rok

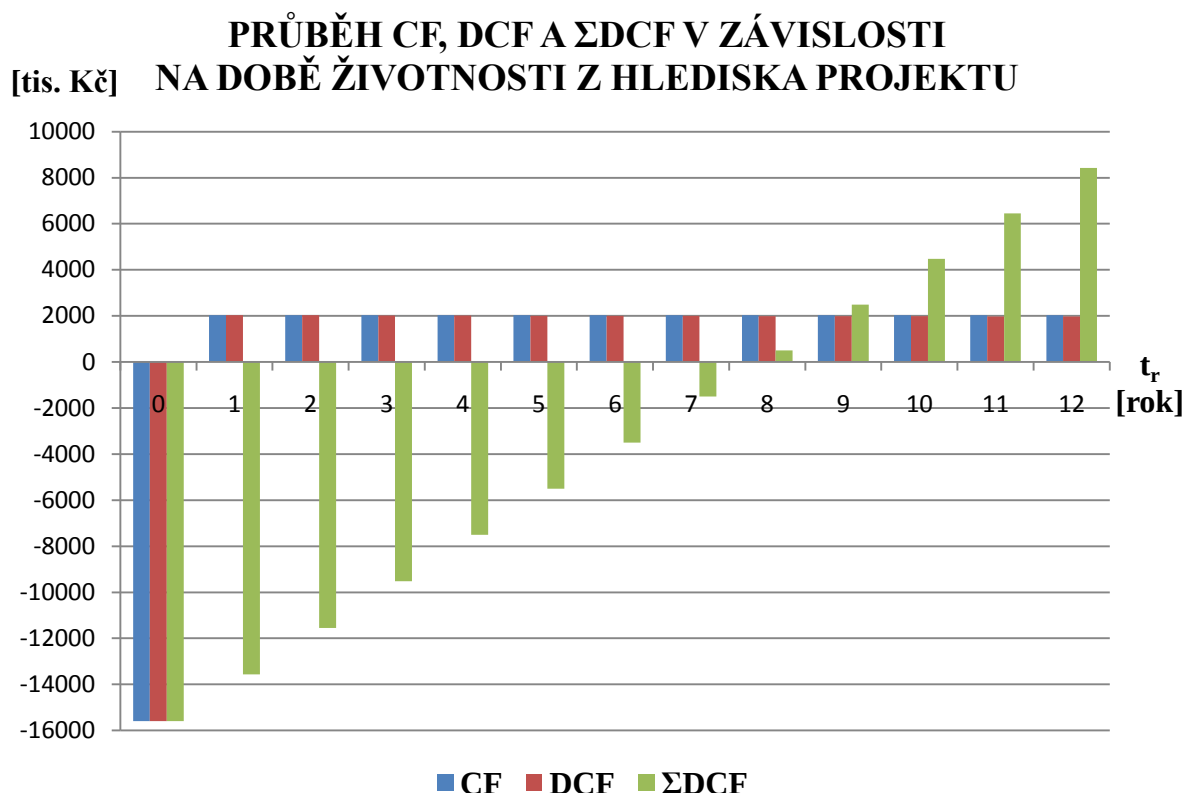
Diskontovaný akumulovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} \Sigma DCF &= N_i - (V - N_{pr}) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= 15\,600\,000 - (8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} \\ &= -13\,570\,206,34 \text{ Kč} \end{aligned}$$

V tab. 6.4 jsou hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti zařízení $T_z = 12$ let. Na obr. 6.5 je průběh CF , DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti.

Tab. 6.4 – Hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska projektu pro provedení TANDEM

ROK	N_i [Kč]	CF [Kč]	DCF [Kč]	ΣDCF [Kč]
0	15 600 000	-15 600 000	-15 600 000	-15 600 000
1		2 034 868,15	2 029 793,66	-13 570 206,34
2		2 034 868,15	2 024 731,83	-11 545 474,51
3		2 034 868,15	2 019 682,63	-9 525 791,88
4		2 034 868,15	2 014 646,01	-7 511 145,87
5		2 034 868,15	2 009 621,96	-5 501 523,92
6		2 034 868,15	2 004 610,43	-3 496 913,49
7		2 034 868,15	1 999 611,4	-1 497 302,088
8		2 034 868,15	1 994 624,84	497 322,75
9		2 034 868,15	1 989 650,71	2 486 973,46
10		2 034 868,15	1 984 688,99	4 471 662,45
11		2 034 868,15	1 979 739,64	6 451 402,09
12		2 034 868,15	1 974 802,63	8 426 204,72



Obr. 6.5 – Graf průběhu CF, DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska projektu pro provedení TANDEM

Prostá doba splatnosti

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{15\,600\,000}{2\,034\,868,15} = 7,67 \text{ let}$$

Doba splatnosti s časovou hodnotou peněz

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 7,67 \cdot 0,0025}}{\ln(1 + 0,0025)} = 7,75 \text{ let}$$

6.3.5 Ekonomická analýza z hlediska investora

Odpisy

$$N_o = \frac{N_i}{T_z} = \frac{15\,600\,000}{12} = 1\,300\,000 \text{ Kč}$$

kde T_z [rok] je doba životnosti

Hrubý zisk

$$Z = V - N_{pr} - N_o = 8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79 - 1\,300\,000 = 734\,868,15 \text{ Kč}$$

Daňové odvody

$$O = Z \cdot \frac{o}{100} = 734\,868,15 \cdot \frac{19}{100} = 139\,624,9 \text{ Kč}$$

kde o [%] je sazba daně z příjmů právnických osob

Disponibilní zisk

$$Z_p = Z - O = 734\,868,15 - 139\,624,9 = 595\,243,2 \text{ Kč}$$

Cash-Flow

$$CF = V - N_{pr} - O = 8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79 - 139\,624,9 = 1\,895\,243,20 \text{ Kč}$$

Diskontovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} DCF &= (V - N_{pr} - O) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= (8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79 - 139\,624,9) \cdot (1 + 0,0025)^{-1} \\ &= 1\,890\,516,91 \text{ Kč} \end{aligned}$$

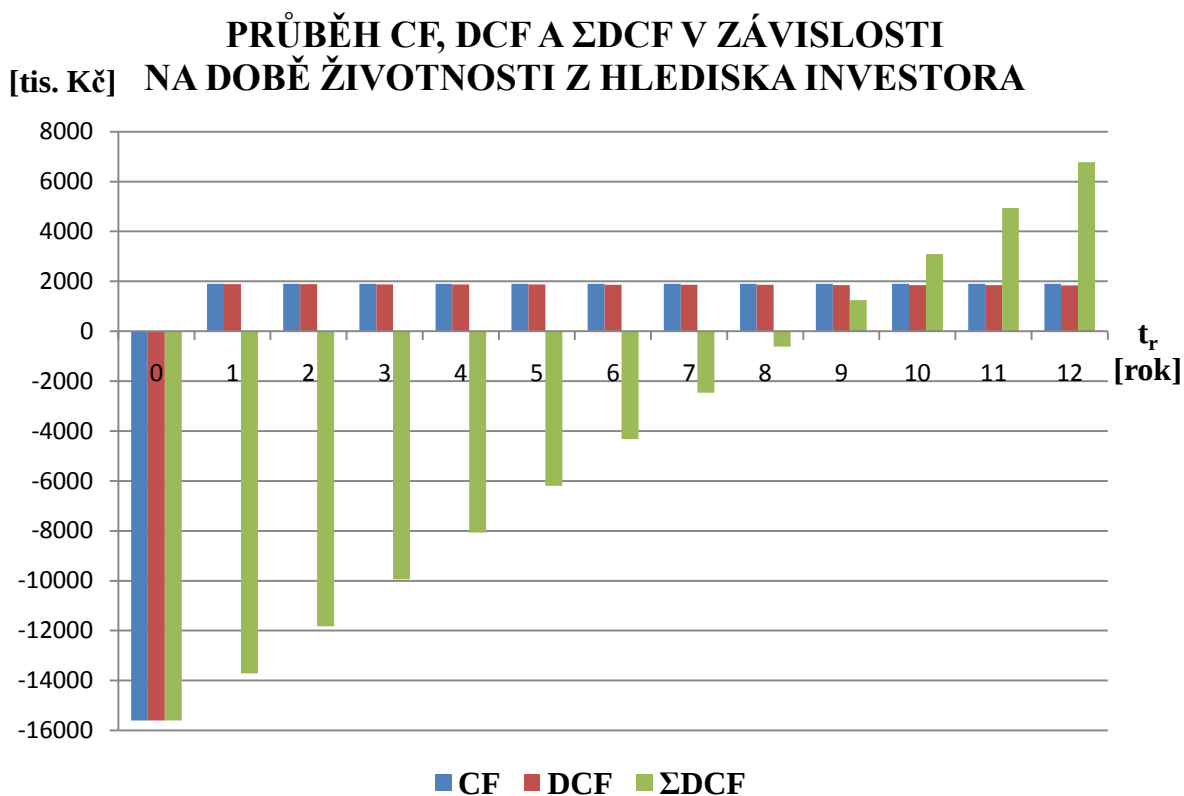
Diskontovaný akumulovaný Cash-Flow v prvním roce

$$\begin{aligned} \Sigma DCF &= N_i - (V - N_{pr} - O) \cdot (1 + d)^{-t} \\ &= 15\,600\,000 - (8\,007\,527,93 - 5\,972\,659,79 - 139\,624,9) \\ &\quad \cdot (1 + 0,0025)^{-1} = -13\,709\,483,09 \text{ Kč} \end{aligned}$$

V tab. 6.5 jsou hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti zařízení $T_z = 12$ let. Na obr. 6.6 je průběh CF , DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora.

Tab. 6.5 – Hodnoty CF , DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska investora pro provedení TANDEM

ROK	N_i [Kč]	CF [Kč]	DCF [Kč]	ΣDCF [Kč]
0	15 600 000	-15 600 000	-15 600 000	-15 600 000
1		1 895 243,20	1 890 516,91	-13 709 483,09
2		1 895 243,20	1 885 802,40	-11 823 680,70
3		1 895 243,20	1 881 099,65	-9 942 581,05
4		1 895 243,20	1 876 408,63	-8 066 172,42
5		1 895 243,20	1 871 729,31	-6 194 443,11
6		1 895 243,20	1 867 061,65	-4 327 381,46
7		1 895 243,20	1 862 405,64	-2 464 975,82
8		1 895 243,20	1 857 761,23	-607 214,59
9		1 895 243,20	1 853 128,41	1 245 913,83
10		1 895 243,20	1 848 507,15	3 094 420,97
11		1 895 243,20	1 843 897,40	4 938 318,37
12		1 895 243,20	1 839 299,15	6 777 617,53



Obr. 6.6 – Graf průběhu CF, DCF a Σ DCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora pro provedení TANDEM

Prostá doba splatnosti

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{15\,600\,000}{1\,895\,243,20} = 8,23 \text{ let}$$

Doba splatnosti s časovou hodnotou peněz

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_o \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 8,23 \cdot 0,0025}}{\ln(1 + 0,0025)} = 8,33 \text{ let}$$

6.4 Porovnání výsledků ekonomického výpočtu výhodnosti investice

V tab. 6.6 je porovnání výsledků ekonomického výpočtu výhodnosti investice, především z hlediska investora.

Tab. 6.6 – Porovnání výsledků ekonomického výpočtu výhodnosti investice z hlediska investora

PARAMETRY A VELIČINY	SINGL	TANDEM
Svorkový výkon [kW _e]	930	1 860
Počet provozních hodin [h]	4 392	4 392 + 2 272
Roční výnosy z prodeje elektřiny [tis. Kč]	5 824,4	8 007,5
Náklady investiční [tis. Kč]	10 400	15 600
Roční provozní náklady [tis. Kč]	4 329,2	5 972,7
CF z pohledu investora [tis. Kč]	1 375,8	1 895,2
DCF z pohledu investora [tis. Kč]	1 372,4	1 890,5
ΣDCF po 12 letech z pohledu investora [tis. Kč]	5 844,6	6 777,6
Doba splatnosti z pohledu investora [tis. Kč]	7,64	8,33

6.5 Zhodnocení ekonomického výpočtu výhodnosti investice

Na základě ekonomického výpočtu výhodnosti investice se jeví instalace točivé redukce obou provedení jako výhodná. Návratnost investic za cca 8 let je v oblasti energetiky stále velmi dobrou hodnotou. Do první generální opravy, která je plánována po 12 letech provozu, tak točivá redukce přinese svému provozovateli slušný zisk.

Samotné rozhodnutí pro jedno či druhé provedení není jednoznačné. Obě provedení mají svá pro a proti. Je zřejmé, že v případě provedení SINGL je využito v podstatě celého potenciálu během daného období a jediná možnost zvýšení či snížení zisku, příp. doby splatnosti, je změna výkupní ceny elektřiny či změna ceny paliva. To se týká i provedení TANDEM. Ovšem v provedení TANDEM není zdaleka vyčerpán veškerý potenciál. V případě chladnějšího počasí bude druhá turbína (TANDEM2) v provozu daleko větší dobu díky vyšším dodávkám páry do výměňkové stanice a bude vyrobeno větší množství elektrické energie. To na druhou stranu povede ke zvýšení spotřeby paliva a nákladů na provoz zařízení. Naopak neustálá revitalizace obytných domů, případně odpojení zákazníků z důvodu vysokých cen tepla povedou dále ke snižování potřeby tepla v horkovodní soustavě. To bude mít za následek menší potřebu dodávky páry do provozu Červený Mlýn a méně provozních hodin druhé z turbín.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá analýzou možnosti instalace točivé redukce páry v provozu Červený Mlýn. Jednalo by se o jednostupňovou parní turbínu, která by byla v provozu v období od 1. dubna do 31. října. V tomto období není provozován paroplynový blok a pára pro vytápění výměňkové stanice je dodávána z provozu Špitálka. Přiváděná pára je škrcena v redukční stanici a ochlazená na požadované parametry. Točivá redukce páry by byla nainstalována paralelně k redukční stanici v prostoru strojovny parní turbíny, kde jsou v dosahu veškerá potřebná zařízení pro její připojení, např. ohříváky sítové vody, parní rozdělovač a chladicí voda. Pro vyvedení výkonu točivé redukce páry není zapotřebí velkých úprav provozu.

V první části práce jsou na základě uvedených zdrojů popsány jednotlivé části paroplynové teplárny Červený Mlýn. Kromě stávajícího strojního zařízení byly do popisu provozu zahrnuty technické informace o uvažovaných provedeních točivých redukcí páry. Obě provedení jsou nabízena společností G – Team a.s., první z nich (SINGL) má svorkový výkon 930 kW_e a druhá (TANDEM) má výkon dvojnásobný, tj. 1860 kW_e. Následuje popis zapojení jednotlivých částí v paroplynovém cyklu a jejich provoz. Z popisu jednotlivých částí a jejich zapojení je vyhotoveno tepelné schéma celého provozu. Pro potřeby diplomové práce je nejdůležitější částí provozu výměňková stanice a proto následuje její detailní tepelné schéma. V obou schématech jsou vyznačeny změny při případné instalaci točivé redukce páry.

V úvodu kapitoly analýza provozu je uvedeno rozdělení a specifikace provozu ve dvou částech roku. Provoz v období od listopadu do března a v období od dubna do října je velmi odlišný. Liší se v samotném provozu/odstávce paroplynového bloku, způsobu dodávek tepla do horkovodní soustavy a službami pro elektrizační soustavu. Hlavním úkolem této kapitoly je určení trvání průtoku turbínami obou provedení. Na základě vstupních dat, tj. hodnot potřeby tepla v horkovodní soustavě v období duben až říjen, je určeno trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě a jeho další úprava podle známých kritérií, např. odstávky provozu Špitálka či max. pokrytí dodávek tepla parou z provozu Špitálka. Hodnoty trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě jsou přepočteny na množství páry o parametrech za turbínou a na základě známých hlností obou točivých redukcí je určeno trvání průtoku turbínami. Konečné doporučení o volbě jednoho či druhého řešení vyplynou z ekonomického výpočtu výhodnosti investice. Již z výsledků analýzy provozu lze usuzovat, že provoz točivé redukce TANDEM s dvojnásobnou hlností bude daleko více záviset na potřebě tepla v horkovodní soustavě a tedy na aktuálním stavu počasí, resp. venkovní teplotě.

Tepelným výpočtem točivé redukce páry byl určen svorkový výkon jednostupňové parní turbíny s akčním lopatkováním, která by měla odpovídat svojí konstrukcí nabízené turbíně od společnosti G – Team a.s. Předběžným a následně detailním výpočtem byly postupně určeny důležité parametry pro výpočet vnitřní účinnosti, vnitřního výkonu a následně svorkového výkonu turbíny. Ze známých parametrů páry před a za turbínou, hlností, otáček rotoru a dalších veličin byl určen entalpický spád v turbínovém stupni, jednotlivé rychlosti v rychlostních trojúhelnících, tvar průtočného kanálu, délky lopatek a energetické ztráty ve stupni turbíny. V závěru kapitoly byla sestrojena spotřební charakteristika točivé redukce. Odlišnost v hodnotách svorkových výkonů turbíny, jejíž tepelný výpočet byl cílem této kapitoly a turbíny od společnosti G – Team a.s. je způsobem především zjednodušení ve výpočtu. Rozdíly ve svorkových výkonech nehrají roli v celkové koncepci práce. Tepelný výpočet točivé redukce měl pouze přibližně ověřit, zda nabízené řešení vyhovuje možnostem provozu, což bylo ověřeno.

Nejdůležitější kapitolou z pohledu investora byl ekonomický výpočet výhodnosti investice. Kapitola byla rozdělena na dvě části. V každé z nich byla provedena ekonomická analýza

jednoho z uvažovaných řešení točivých redukcí páry. V úvodu bylo určeno trvání výkonu jednotlivých turbín, množství vyrobené elektrické energie a výnosy z jejího prodeje. Následovalo určení jednotlivých složek nákladů. Analýza byla provedena z hlediska projektu i investora a pro obě možnosti byly určeny jednotlivé typy cash-flow a doba splatnosti. Již ve zhodnocení ekonomického výpočtu byla shledána instalace točivé redukce obou provedení jako výhodná. Je splněna základní podmínka, tj. doba splatnosti je nižší než doba životnosti. V našem případě je to u obou provedení cca 8 let do splacení, přičemž životnost je uvažována na 12 let.

Přestože vychází pro obě provedení ekonomické zhodnocení velmi dobře, doporučuji k instalaci točivou redukci v provedení SINGL se svorkovým výkonem 930 kW_e a hlností 15 t/h. U provedení TANDEM vidím hlavní nedostatek v kolísání výkonu druhé turbíny. To je způsobeno již zmíněnou závislostí na potřebě tepla v horkovodní soustavě a dodávkách páry do výměňkové stanice. Naproti tomu dodávky páry pro ohřev TUV jsou během celého období od dubna do října prakticky konstantní a pro jednu z turbín v provedení TANDEM stejně tak jako pro turbínu v provedení SINGL je tedy páry dostatek. Tyto turbíny by tak byly v provozu prakticky celé zmíněné období, kromě měsíce července, kdy probíhá odstávka v provozu Špitálka a je tak přerušeno zásobování parou.

Je nutno uvést, že kromě samotného trvání průtoku turbínami, resp. trvání výkonu turbín má na ekonomické hodnocení vliv i výkupní cena elektrické energie a cena zemního plynu, který je v provozu Špitálka spalován. Výnosy či provozní náklady tak mohou kolísat podle jejich aktuální ceny, kterou lze jen těžko predikovat v důsledku různých událostí ve světě. Případný odklon od jaderné energetiky či významnější využívání obnovitelných zdrojů energie může výkupní cenu elektřiny a tedy i výnosy z jejího prodeje zvyšovat. Naproti tomu větší využití plynu jako paliva pro elektrárenské provozny či v teplárenství při nedostatku uhlí mohou zvyšovat ceny zemního plynu a provozní náklady.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, J. *Parní turbíny návrh a výpočet*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] *Paroplynová teplárna Červený Mlýn*. Brno: Teplárny Brno, a.s.
- [3] Kolektiv pracovníků podnikového ředitelství EJM k. p. a Teplárny Brno. *50 let brněnského teplárenství 1930-1980*. Brno: Propagační podnik ČSSD, odštěpný závod, 1980. 27 s.
- [4] OCHRANA, L. *PPC Červený Mlýn: provozní zkušenosti, vliv na ovzduší*. Brno, 2001. 11 s.
- [5] *Červený Mlýn: Provozní předpisy*. Brno: ABB, 1999.
- [6] *Teplárny Brno* [online]. [cit. 2011-04-26]. Fotobanka: Provoz Červený Mlýn. Dostupné z WWW: <http://www.teplarny.cz/?page=foto-provozy>.
- [7] *Točivá redukce TR 560*. G - Team a.s.
- [8] *Teplárny Brno: Dodávky tepla/odstávky* [online]. [cit. 2011-04-26]. Přehled sítí. Dostupné z WWW: <http://www.teplarny.cz/?page=site>.
- [9] ČERNÝ, A. *Místní pracovní předpis pro provoz, opravy a údržbu technických zařízení v Teplárně Brno, a.s.* Brno: 2009. 74 s.
- [10] KRBEK, J.; POLESNÝ, B.; FIEDLER, J. *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. 1. Brno: PC-DIR Real, s.r.o., 1999. 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [11] FIŘT, J. *Energetický regulační úřad: Elektřina: Cenová rozhodnutí* [online]. 2010-11-08 [cit. 2011-04-26]. Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 2/2010. Dostupné z WWW: http://www.eru.cz/user_data/files/cenova%20rozhodnuti/CR%20elektro/2_2010_OZE-KVET-DZ%20final.pdf.
- [12] *RWE: Jihomoravská plynárenská - ceny zemního plynu pro kategorii Velkoodběratel - rok 2010* [online]. 2009-11-30 [cit. 2011-04-26]. Ceník sdružené dodávky zemního plynu JMP platný pro rok 2010. Dostupné z WWW: <http://www.rwe.cz/cs/media/ceniky-2010-jmp/JMP-01-cenik-sdruz-dodavky-leden-2010.pdf?jis=20110126154429>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ZKRATKA	POPIS ZKRATKY
TR 560	<i>Obchodní označení točivé redukce páry od G – Team a.s.</i>
SCZT	<i>Soustava centralizovaného zásobování teplem</i>
TUV	<i>Teplá užitková voda</i>
NO _x	<i>Oxidy dusíku</i>
CO	<i>Oxid uhelnatý</i>
SO ₂	<i>Oxid siřičitý</i>
GT	<i>Plynová turbína</i>
HK	<i>Horkovodní kotle</i>
ZP	<i>Zemní plyn</i>
LTO	<i>Lehký topný olej</i>
PPT	<i>Paroplynová teplárna</i>
PČM	<i>Provoz Červený Mlýn</i>
ČM	<i>Červený Mlýn</i>
NT	<i>Nízkotlaký/á</i>
VT	<i>Vysokotlaký/á</i>
ZO	<i>Základní ohřívák</i>
ŠO	<i>Špičkový ohřívák</i>
DEMI	<i>Demineralizovaný/á</i>
TR	<i>Točivá redukce</i>
HS	<i>Horkovodní soustava</i>
2°C	<i>Dvouvěncový Curtisův stupeň</i>
A-kolo	<i>Kolo s akčním lopatkováním</i>
TS-2B	<i>Označení profilu rozváděcí lopatky</i>
TR-2B	<i>Označení profilu oběžné lopatky</i>
K1	<i>Plynový kotel v provozu Špitálka</i>
DPH	<i>Daň z přidané hodnoty</i>

SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS SYMBOLU
P_t	[MW _t]	<i>Tepelný výkon</i>
Q_{HS}	[MW _t]	<i>Potřeba tepla v HS</i>
t_h	[h]	<i>Doba v hodinách</i>
P_{HS}	[MW _t]	<i>Trvání potřeby tepla v HS</i>
P_{HST}	[t/h]	<i>Trvání potřeby tepla v HS převedeno na t/h páry za TR</i>
M	[t/h]	<i>Průtok páry turbínou</i>
n	[min ⁻¹]	<i>Otáčky rotoru turbíny</i>
p_0	[MPa]	<i>Tlak páry před TR</i>
t_0	[°C]	<i>Teplota páry před TR</i>

SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS SYMBOLU
p_2	[MPa]	<i>Tlak páry za TR</i>
t_2	[°C]	<i>Teplota páry za TR</i>
ρ	[-]	<i>Stupeň reakce</i>
i_0	[kJ/kg]	<i>Entalpie páry před TR</i>
p_{2iz}	[MPa]	<i>Tlak páry za TR izoentropický</i>
t_{2iz}	[°C]	<i>Teplota páry za TR izoentropická</i>
i_{2iz}	[kJ/kg]	<i>Entalpie páry izoentropická</i>
h_{iz}	[kJ/kg]	<i>Izoentropický spád ve stupni</i>
z_0	[kJ/kg]	<i>Ztráty ve statoru</i>
φ	[-]	<i>Rychlostní součinitel (pro dýzu)</i>
h_{zt}	[kJ/kg]	<i>Spád ve stupni se ztrátami</i>
p_1	[MPa]	<i>Tlak páry za dýzou</i>
i_1	[kJ/kg]	<i>Entalpie páry za dýzou</i>
t_1	[°C]	<i>Teplota páry za dýzou</i>
v_1	[m ³ /kg]	<i>Měrný objem páry za dýzou</i>
p_{krit}	[MPa]	<i>Kritický tlak pro přehřátou páru</i>
α_1	[°]	<i>Výstupní úhel z dýzy</i>
c_0	[m/s]	<i>Rychlost na vstupu do dýzy</i>
$D_{př}$	[m]	<i>Průměr přívodního potrubí páry</i>
c_{1iz}	[m/s]	<i>Teoretická izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy</i>
u	[m/s]	<i>Obvodová rychlost</i>
u/c_{1iz}	[-]	<i>Rychlostní poměr</i>
D	[m]	<i>Střední průměr lopatkování</i>
l_{0t}	[m]	<i>Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku</i>
δ	[-]	<i>Součinitel</i>
c/a	[-]	<i>Experimentální konstanta</i>
α	[-]	<i>Součinitel</i>
b/a	[-]	<i>Konstanta</i>
s_1	[-]	<i>Konstanta zohledňující dělení parciálního ostříku</i>
l_{opt}	[mm]	<i>Optimální délka rozváděcí lopatky</i>
l_0	[mm]	<i>Skutečná délka rozváděcí lopatky</i>
L_{red}	[cm]	<i>Redukovaná délka lopatky</i>
ε	[-]	<i>Stupeň parciálního ostříku</i>
η_u	[-]	<i>Redukovaná obvodová účinnost</i>
z_5	[kJ/kg]	<i>Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací stupně</i>
k	[-]	<i>Součinitel ztráty třením a ventilací</i>
ξ_5	[-]	<i>Poměrná ztráta třením a ventilací disku</i>
η_{tdi}	[-]	<i>Vnitřní účinnost stupně</i>

SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS SYMBOLU
P_i	[kW]	<i>Vnitřní výkon stupně</i>
i_2	[kJ/kg]	<i>Koncový bod expanze ve stupni</i>
h_{iz}^S	[kJ/kg]	<i>Tepelný spád na statoru</i>
h_{iz}^R	[kJ/kg]	<i>Tepelný spád na rotoru</i>
i_{1iz}	[kJ/kg]	<i>Izoentropická entalpie za statorem</i>
β_2	[°]	<i>Výstupní úhel relativní rychlosti oběžné řady</i>
ψ	[-]	<i>Rychlostní součinitel (pro oběžnou řadu)</i>
β_1	[°]	<i>Výstupní úhel relativní rychlosti dýzy</i>
c_1	[m/s]	<i>Skutečná absolutní rychlost na výstupu z dýzy</i>
w_1	[m/s]	<i>Relativní rychlost na výstupu z dýzy</i>
c_{1u}	[m/s]	<i>Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy</i>
w_{1u}	[m/s]	<i>Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy</i>
c_{1a}	[m/s]	<i>Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z dýzy</i>
w_{1a}	[m/s]	<i>Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z dýzy</i>
w_{2iz}	[m/s]	<i>Teoretická výstupní rychlost páry</i>
w_2	[m/s]	<i>Skutečná výstupní relativní rychlost páry</i>
c_2	[m/s]	<i>Absolutní rychlost na výstupu z oběžné řady</i>
w_{2u}	[m/s]	<i>Obvodová složka výstupní relativní rychlosti páry</i>
c_{2u}	[m/s]	<i>Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné řady</i>
c_{2a}	[m/s]	<i>Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné řady</i>
w_{2a}	[m/s]	<i>Axiální složka výstupní relativní rychlosti páry</i>
α_2	[°]	<i>Výstupní úhel absolutní rychlosti oběžné řady</i>
s_1	[kJ/kg.K]	<i>Entropie páry za dýzou</i>
s_2	[kJ/kg.K]	<i>Entropie páry za dýzou</i>
v_2	[m ³ /kg]	<i>Měrný objem páry za dýzou</i>
l_2	[mm]	<i>Výstupní délka oběžných lopatek</i>
Δl	[mm]	<i>Přesah lopatek</i>
l_1	[mm]	<i>Výstupní délka oběžných lopatek</i>
σ	[°]	<i>Maximální úhel rozevření</i>
B	[mm]	<i>Šířka lopatky</i>
s/c	[-]	<i>Poměrná rozteč</i>
γ	[°]	<i>Úhel nastavení profilu</i>
c	[mm]	<i>Délka tětivy profilu</i>
s	[mm]	<i>Rozteč lopatek</i>
z	[-]	<i>Počet lopatek</i>
z_0	[kJ/kg]	<i>Energetická ztráta v dýze</i>
z_1	[kJ/kg]	<i>Energetická ztráta v oběžné lopátkové řadě</i>
z_c	[kJ/kg]	<i>Energetická ztráta výstupní rychlostí</i>

SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS SYMBOLU
a_u	[kJ/kg]	<i>Obvodová práce stupně</i>
E_0	[kJ/kg]	<i>Celková využitelná energie na stupeň</i>
S	[m ²]	<i>Průtočný průřez pro páru</i>
$k_{tř}$	[-]	<i>Třecí součinitel</i>
ξ_{61}	[-]	<i>Poměrná ztráta ventilací neostříkнутých lopatek</i>
ξ_{62}	[-]	<i>Poměrná ztráta na okrajích pásma ostříku</i>
z_{segm}	[-]	<i>Počet segmentů po obvodu</i>
ξ_6	[-]	<i>Celková poměrná ztráta parciálním ostříkem</i>
S_{1R}	[m ²]	<i>Průřez radiální mezery</i>
δ_R	[m]	<i>Radiální mezera</i>
ρ_s	[-]	<i>Stupeň reakce na špici lopatky</i>
ξ_7	[-]	<i>Poměrná ztráta radiální mezerou</i>
μ_1	[-]	<i>Průtokový součinitel</i>
h	[kJ/kg]	<i>Celkový spád na turbíně</i>
P_{sv}	[kW _e]	<i>Svorkový výkon</i>
η_m	[-]	<i>Mechanická účinnost turbíny</i>
$\eta_{př}$	[-]	<i>Účinnost převodovky</i>
η_{el}	[-]	<i>Účinnost elektrického generátoru</i>
M_0	[t/h]	<i>Spotřeba páry při chodu na prázdko</i>
k_0	[-]	<i>Součinitel při chodu na prázdko</i>
η_k	[-]	<i>Účinnost kotle</i>
Q_i^r	[MJ/m _n ³]	<i>Výhřevnost zemního plynu</i>
Q_i^s	[MJ/m ³]	<i>Spalné teplo zemního plynu</i>
P_{svS}	[kW _e]	<i>Svorkový výkon TR 560 v provedení SINGL</i>
t_{cS}	[h]	<i>Počet provozních hodin provedení SINGL</i>
E_{el}	[MWh]	<i>Množství vyrobené elektrické energie</i>
V	[Kč]	<i>Výnosy z prodeje elektrické energie</i>
C_{el}	[Kč/MWh]	<i>Celková výkupní cena elektrické energie</i>
N_i	[Kč]	<i>Investiční náklady</i>
N_{ou}	[Kč]	<i>Náklady na opravu a údržbu</i>
M_{palh}	[m ³ /h]	<i>Množství paliva za hodinu</i>
$P_{svprům}$	[MW _e]	<i>Průměrný svorkový výkon</i>
M_{pal}	[m ³]	<i>Celkové množství spotřebovaného paliva</i>
N_{pal}	[Kč]	<i>Náklady na palivo</i>
C_{pal}	[Kč/MWh]	<i>Celková cena odebíraného zemního plynu</i>
N_{pr}	[Kč]	<i>Celkové provozní náklady</i>
CF	[Kč]	<i>Cash-Flow</i>
DCF	[Kč]	<i>Diskontovaný Cash-Flow</i>

SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS SYMBOLU
d	[-]	<i>Diskontní sazba</i>
t	[-]	<i>Daný rok</i>
ΣDCF	[Kč]	<i>Diskontovaný akumulovaný Cash-Flow</i>
T_z	[rok]	<i>Doba životnosti</i>
t_r	[rok]	<i>Doba v letech</i>
T_o	[rok]	<i>Prostá doba splatnosti</i>
T_s	[rok]	<i>Doba splatnosti s časovou hodnotou peněz</i>
N_o	[Kč]	<i>Odpisy</i>
Z	[Kč]	<i>Hrubý zisk</i>
O	[Kč]	<i>Daňové odvody</i>
o	[%]	<i>Sazba daně z příjmů právnických osob</i>
Z_p	[Kč]	<i>Disponibilní zisk</i>
P_{svT}	[kW _e]	<i>Svorkový výkon provedení TANDEM</i>
t_{cT1}	[h]	<i>Počet provozních hodin TANDEM 1</i>
t_{cT2}	[h]	<i>Počet provozních hodin TANDEM 2</i>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Č. OBR.	NÁZEV OBRÁZKU	ZDROJ
1.1	<i>Letecký pohled na paroplynovou teplárnu Červený Mlýn</i>	[6]
1.2	<i>Emise škodlivin PČM v letech 1992 – 2008</i>	[2]
1.3	<i>Plynová turbína Siemens V64.3A</i>	[2]
1.4	<i>Protitlaká turbína Alstom Power GE 40</i>	[2]
1.5	<i>Schéma zapojení TR 560 v provedení TANDEM</i>	-
1.6	<i>Točivá redukce TR 560 v Pruskowě</i>	[7]
1.7	<i>Řez turbínovou skříní TR 560</i>	[7]
1.8	<i>Axiální pohled na turbínovou skříň TR 560</i>	[7]
1.9	<i>Pohled do strojovny parní turbíny</i>	-
2.1	<i>Tepelné schéma provozu Červený Mlýn</i>	-
2.2	<i>Tepelné schéma výměňkové stanice provozu Červený Mlýn</i>	-
3.1	<i>Část primární rozvodné sítě SCZT v Brně</i>	-
4.1	<i>Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen v letech 2008, 2009, 2010</i>	-
4.2	<i>Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen v letech 2008, 2009, 2010</i>	-
4.3	<i>Trvání potřeby tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen 2009</i>	-
4.4	<i>Trvání průtoku páry točivou redukcí</i>	-
5.1	<i>Předběžný návrh expanze ve stupni turbíny (A-kolo)</i>	[1]
5.2	<i>Obrábění oběžného kola s bezzávěsovou technologií</i>	[7]
5.3	<i>Dělení parciální ostříku a určení konstanty s_1</i>	[1]
5.4	<i>Graf pro určení redukované účinnosti stupně (A-kolo)</i>	[1]
5.5	<i>Graf pro určení součinitele ztráty třením a ventilací stupně</i>	[1]
5.6	<i>Detailní průběh expanze ve stupni</i>	[1]
5.7	<i>Rychlostní trojúhelníky stupně s akčním lopatkováním</i>	[1]
5.8	<i>Závislost rychlostních součinitelů na ohnutí proudu</i>	[1]
5.9	<i>Rychlostní trojúhelníky stupně točivé redukce páry</i>	-
5.10	<i>Průtočný kanál akčního stupně s kuželovým tvarem</i>	[1]
5.11	<i>Označení charakteristických rozměrů profilu</i>	[1]
5.12	<i>Určení počtu segmentů parciálního ostříku po obvodu</i>	[1]
5.13	<i>Spotřební charakteristika točivé redukce páry</i>	-
5.14	<i>Spotřební charakteristika točivé redukce páry TR 560</i>	[7]
6.1	<i>Graf trvání výkonu provedení SINGL</i>	-
6.2	<i>Graf průběhu CF, DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska projektu pro provedení SINGL</i>	-
6.3	<i>Graf průběhu CF, DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora pro provedení SINGL</i>	-
6.4	<i>Graf trvání výkonu provedení TANDEM</i>	-

Č. OBR.	NÁZEV OBRÁZKU	ZDROJ
6.5	<i>Graf průběhu CF, DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska projektu pro provedení TANDEM</i>	-
6.6	<i>Graf průběhu CF, DCF a ΣDCF v závislosti na době životnosti z hlediska investora pro provedení TANDEM</i>	-

SEZNAM TABULEK

Č. TAB.	NÁZEV TABULKY	ZDROJ
1.1	<i>Základní informace o PČM</i>	[2]
1.2	<i>Porovnání emisí ve spalínách výtopny a ppt Červený Mlýn</i>	[4]
1.3	<i>Základní parametry výměníků ve výměňkové stanici</i>	[5]
4.1	<i>Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období listopad - březen</i>	-
4.2	<i>Potřeba tepla v horkovodní soustavě v období duben - říjen</i>	-
6.1	<i>Cena zemního plynu</i>	[12]
6.2	<i>Hodnoty CF, DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska projektu pro provedení SINGL</i>	-
6.3	<i>Hodnoty CF, DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska investora pro provedení SINGL</i>	-
6.4	<i>Hodnoty CF, DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska projektu pro provedení TANDEM</i>	-
6.5	<i>Hodnoty CF, DCF a ΣDCF pro celou dobu životnosti z hlediska investora pro provedení TANDEM</i>	-
6.6	<i>Porovnání výsledků ekonomického výpočtu výhodnosti investice z hlediska investora</i>	-

SEZNAM PŘÍLOH

Č. PŘÍLOHY	NÁZEV PŘÍLOHY
1	<i>Potřeba tepla v horkovodní soustavě v letech 2008 – 2011</i>
2	<i>Analýza provozu a ekonomický výpočet</i>
3	<i>Tepelný výpočet</i>
4	<i>Pohled do strojovny 1</i>
5	<i>Pohled do strojovny 2</i>
6	<i>Mapa SCZT v Brně</i>
7	<i>Tepelná schémata</i>
8	<i>Celková dispozice TR 560</i>
9	<i>Celková dispozice TR 320 TANDEM</i>

Výše uvedené přílohy jsou v elektronické verzi uloženy na přiloženém CD nosiči.