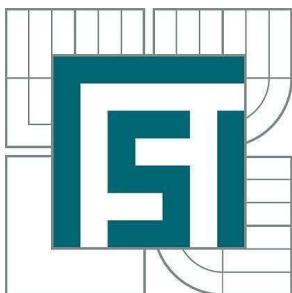


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

MIKROKOGENERAČNÍ JEDNOTKA NA BIOMASU NA BÁZI LOPATKOVÉHO STROJE

BIOMASS MICROCOGENERATION UNIT WITH TURBOMACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ HORÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Horák

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:

Mikrokogenerační jednotka na biomasu na bázi lopatkového stroje

v anglickém jazyce:

Biomass microcogeneration unit with turbomachine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zadání bylo navrženo pracovníky První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s., která vyrábí malé spalovací turbíny nejen pro výroby elektrické energie. Účelem zadání je technická a hospodářská analýza mikroturbíny o výkonové úrovni odpovídající energetické bilance jedné domácnosti.

Cíle diplomové práce:

Etapa 1: Vytvoření modelového příkladu „typického“ rodinného domu a bytového domu. Definování potřeb na vytápění, ohřevu TUV a spotřeby elektrické energie.

Etapa 2: Řešení stávajících mikrokogeneračních systémů. Porovnání komerčně dostupných systémů vhodných pro použití v modelovém příkladě - použité technologie, dosahované výkony, náklady na provoz, pořizovací cena.

Etapa 3: Výběr stávajícího mikrokogeneračního systému na zemní plyn/biomasu. Výběr vhodného komerčně dostupného systému pro modelový případ „typického“ rodinného domu a bytového domu pro porovnání s navrženým systémem.

Etapa 4: Návrh systému založeného na rotačním stroji (mikroturbína) se zdrojem energie z biomasy. Návrh a výpočet tepelného oběhu (pro různé pracovní látky), návrh průtočných částí rotačního stroje, tepelně-hydraulický návrh výměníku.

Etapa 5: Ekonomické porovnání. Ekonomické posouzení stávajícího komerčně dostupného systému s nově navrženým systémem, diskuze výhod/nevýhod posuzovaných systémů.

Seznam odborné literatury:

- [1] KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80–7204–346–3.
- [3] VESELÝ, Stanislav. Spalovací komory, 2007. Vydání 1. Brno: Galant Brno, s.r.o., ISBN 978-80-254-0418-8.
- [4] Bathie, William. Fundamentals of gas turbines, 1984. US: John Wiley&sons, Inc, ISBN 0-471-86285-1.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 17.10.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Práce se zabývá teoretickým návrhem mikrokogenerační jednotky s horkovzdušnou turbínou využívající energii ze spalování biomasy. V první části jsou vytvořeny modelové příklady spotřeby energií typického rodinného a bytového domu. Následuje řešení komerčních mikrokogeneračních jednotek, jejichž parametry odpovídají možnosti použití v modelových příkladech. Na základě rozboru modelových příkladů je navržen nový kogenerační systém dle požadavků zadání. Následuje ekonomické posouzení nově navrženého systému s komerčním systémem.

Abstract

This Master's thesis deals with a theoretical micro cogeneration unit design contains hot air microturbine using energy from biomass. In the first part of the thesis there are model examples of energy consumption in typical family or apartment houses. In the next part there is the overview of micro cogeneration commercial units which can be used in model examples of a family or apartment housing. According to the assignment of this thesis and based on the analysis of model examples a new cogeneration system is designed. The last part of the thesis deals with the economic evaluation of the new cogeneration system compared with commercial systems.

Klíčová slova

kogenerace, mikrokogenerace, kogenerační systémy, diagram spotřeby tepla, kogenerační jednotky, spalínový výměník, biomasa, horkovzdušná turbína

Keywords

cogeneration, micro cogeneration, cogeneration systems, consupcion heat diagram, cogeneratin units, flue gas exchanger, biomass, hot air microturbine

Bibliografická citace

HORÁK, J. Mikrokogenerační jednotka na biomasu na bázi lopatkového stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 95 s. Vedoucí diplomové práce
Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že práci jsem vykonal samostatně podle svého mínění a svědomí pod vedením vedoucího práce a za průběžné konzultace v První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s. Veškerá literatura, ze které jsem čerpal je uvedena v seznamu použité literatury a zdrojů.

V Brně dne 24.5. 2011

.....
Jiří Horák

Poděkování

Poděkování patří vedoucímu práce ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za vedení práce a zprostředkování odborných konzultací. Dále chci poděkovat ing. Petru Lindovskému a jeho spolupracovníkům z První brněnské strojírný Velká Bíteš, a.s. za odbornou konzultaci, poskytnuté rady a podklady k návrhu mikrokogenerační jednotky.

V neposlední řadě chci také poděkovat správci bytového domu Miroslavu Horákovi za poskytnutí podkladů a výpomoc při určování spotřeby energií tohoto objektu.

Obsah

1. Úvod	11
2. Kombinovaná výroba energií	12
2.1. Kogenerace a trigenerace	12
2.2. Výhody kogenerace oproti oddělené výrobě.....	12
2.3. Kogenerační systémy a technologie	14
2.4. Kogenerační jednotka.....	15
2.5. Lopatkový stroj	15
3. Modelový příklad rodinného a bytového domu	16
3.1. Počet topných dnů.....	16
3.2. Roční diagram trvání potřeb tepla a elektřiny.....	16
3.2.1. Sestavení diagramu trvání potřeb tepla a elektřiny	17
3.3. Spotřeba energií RD	17
3.4. Spotřeba energií BD.....	18
4. Komerční mikrokogenerační systémy	20
4.1. Jednotky se spalovacím motorem.....	20
4.1.1. Komerční jednotky se spalovacím motorem	21
4.2. Jednotky se Stirlingovým motorem.....	21
4.2.1. Komerční jednotky se Stirlingovým motorem	22
4.3. Jednotky se spalovací turbínou.....	23
4.3.1. Komerční jednotky se spalovací turbínou	23
4.4. Jednotky s parním motorem	24
4.4.1. Komerční jednotky s parním motorem	24
4.5. Jednotky s palivovým článkem	25
4.5.1. Komerční jednotky s palivovým článkem.....	26
4.6. Výhody a nevýhody konkrétních kogeneračních jednotek	26
5. Volba mikrokogeneračního systému pro modelový příklad.....	27
5.1. Vazba mezi spotřebou a výrobou	27
5.2. Předpoklady provozu mikrokogenerační jednotky	27
5.3. Výběr kogenerační jednotky	28
5.3.1. Rozbor ročního diagramu spotřeby	28
5.3.2. Volba kogenerační jednotky	28
5.3.3. Posouzení vybrané kogenerační jednotky	29
6. Návrh oběhu kogenerační jednotky	32
6.1. Postup výpočtu tepelného oběhu kogenerační jednotky	33
7. Výpočet oběhu horkovzdušné turbíny.....	34
7.1. Vzduchový turbokompresor	35
7.1.1. Sání vzduchu na vstupu turbíny (bod 0)	35
7.1.2. Sání vzduchu na vstupu do kompresoru (bod 1).....	36
7.1.3. Izoentropický výstup kompresoru (bod 2).....	36
7.1.4. Skutečný výstup z kompresoru (bod 3).....	37

7.2. Expanzní vzduchová turbína.....	37
7.2.1. Vstup do turbíny (bod 4).....	38
7.2.2. Izoentropický výstup z turbíny (bod 5)	38
7.2.3. Skutečný výstup z turbíny (bod 6)	39
7.3. Energetická bilance horkovzdušné turbíny.....	39
8. Návrh oběžného kola kompresoru a turbíny.....	41
8.1. Oběžné kolo kompresoru.....	41
8.2. Oběžné kolo turbíny.....	46
9. Výpočet spalovacího zařízení.....	52
9.1. Vlastnosti paliva	52
9.2. Množství spalin a vzduchu	53
9.3. Složení spalin a jejich entalpie	53
9.4. Bilanční výpočet spalovacího zařízení.....	54
9.4.1. Stav spalin na výstupu ze spalovacího zařízení.....	55
9.4.2. Ochlazování spalin ve výměnících a jejich výkon	56
10. Účinnost oběhu kogenerační jednotky.....	57
11. Výpočet výměníku tepla.....	58
11.1. Volba rozměrů a uspořádání výměníku.....	58
11.2. Střední logaritmický teplotní rozdíl	59
11.3. Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru.....	59
11.4. Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.....	60
11.4.1. Korekční faktory pro mezitrubkový prostor.....	62
11.5. Velikost výměníku.....	64
11.6. Tlakové ztráty výměníku.....	64
11.6.1. Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	65
11.6.2. Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru.....	66
11.7. Výměník na teplou vodu	68
11.8. Rozměry a parametry výměníků	70
11.9. Pevnostní kontrola trubek výměníků	71
12. Příkon spalinového ventilátoru.....	72
13. Ekonomické posouzení nového systému	73
13.1. Stanovení ročních nákladů modelových příkladů.....	73
13.2. Posouzení investice do kogeneračního systému	75
14. Závěr a technickoeconomické hodnocení.....	83
15. Seznam použité literatury a zdrojů	85
16. Seznam použitých zkratk a symbolů	87
17. Seznam příloh.....	88
18. Přílohy práce	89

1. Úvod

Ve vývoji lidstva hrála energie vždy důležitou roli, zvláště v dnešní moderní době, kdy je role energie na naší planetě důležitější než kdykoliv před tím, zvláště elektrické energie. Světová spotřeba energie se stále zvyšuje, tudíž je třeba se zamýšlet nad tím, zdali i v budoucnu bude možné pokrýt poptávku po energii. Je nezodpovědné brát na lehkou váhu fakt, že nastane doba, kdy budou spotřebovávány některé zdroje fosilních paliv, do kterých se na naší planetě ukládala energie po miliony let a které lidstvo pravděpodobně stihne spotřebovat za zlomek této doby. Samozřejmě nelze mluvit o spotřebě jako takové, protože energie nezaniká ani nevzniká, pouze se přeměňuje na jiné formy. Toto vede ke snaze co možná nejefektivněji využívat zdrojů energie zvláště fosilních zdrojů, na kterých je lidstvo chťe nechtě závislé.

Jedním ze způsobů, jak šetřit zdroji energie je kombinovaná výroba elektřiny a tepla. Tato technologie přináší určitou úsporu, než v případech kdy jsou elektřina a teplo vyráběny odděleně. Spojení výroby elektřiny a tepla napomáhá fakt, že elektřina se dá poměrně jednoduše vyrábět z tepla a také při její výrobě vzniká určité množství odpadního tepla, které lze účelně dále využívat.

S vývojem spalovacích turbín, zvláště v období po 2. světové válce, jako leteckých motorů se rovněž naskytla možnost využití spalovacích turbín v energetice a nejen tam, ale i v dopravě a průmyslu. V druhé polovině 20. století se tedy začalo využívat spalovacích turbín, jakožto lopatkového stroje, pro výrobu elektřiny pomocí generátorů. Vývoj turbín pokračuje dále stejně rychle, jako probíhá vývoj materiálů. Jako v mnoha odvětvích tak i v energetice není největším problémem technické řešení, ale spíše problém materiálů, které by vydržely extrémní tepelné a mechanické namáhání, které se objevuje právě ve spalovacích turbínách.

Jelikož vývoj od doby, kdy byly zprovoznovány první energetické spalovací turbíny, značně pokročil, lze použít spalovací turbínu pro čím dál širší horizont aplikací. Jednou z těchto aplikací jsou kogenerační jednotky schopné současně vyrábět elektřinu i užitné teplo.

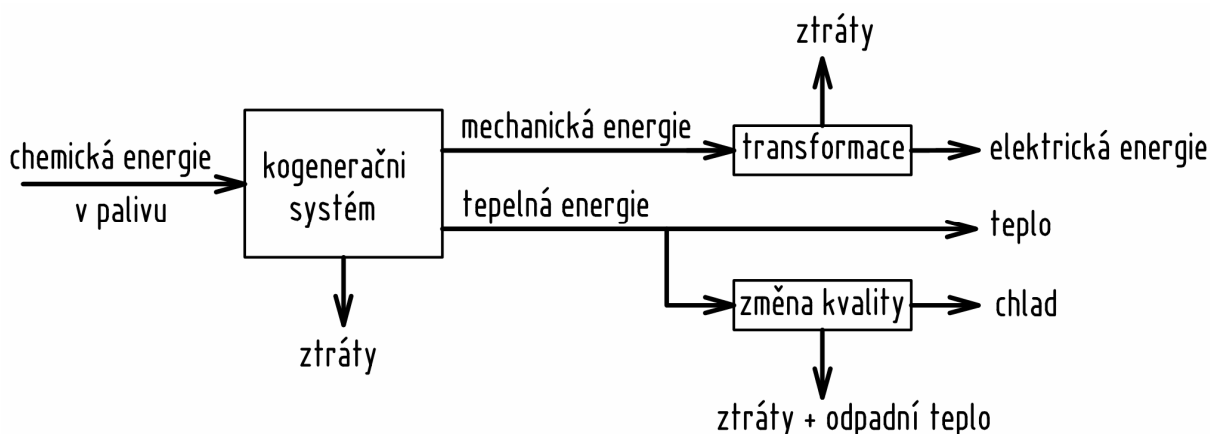
Účelem práce je navrhnout plynovou turbínu malého výkonu, aby byla schopná alespoň částečně pokrývat spotřebu elektřiny a tepla rodinného či bytového domu a využívat při tom energie z biomasy. Energetické využívání biomasy je také jeden ze způsobů, jak šetřit zdroje fosilních paliv a spolu s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla se jeví jako slibná možnost zbavování se závislosti na fosilních palivech.

2. Kombinovaná výroba energií

Kombinovanou výrobou energií rozumíme výrobu více druhů energie současně. V kontextu s energetikou se jedná především o **tepelnou** a **elektrickou** energii. Výroba obou druhů energií spolu souvisí, protože byly, jsou a dlouhou dobu ještě budou získávány z primárních zdrojů energie a to především fosilních paliv nebo také z obnovitelných zdrojů, tedy i z biomasy. Dalším faktem, který umožňuje spojit výrobu elektrické a tepelné energie dohromady, je samotný mechanismus výroby elektrické energie, která se získává z tepelné. Podle druhého zákona termodynamiky je zřejmé, že abychom získali z nějakého tepelného cyklu mechanickou práci, potažmo elektrickou energii, musíme tepelnou energii přivést a hlavně taky část energie odvést. Tudíž při výrobě elektrické energie vzniká také přímo tepelná energie. Pokud se tato vzniklá energie bude účelně využívat, můžeme hovořit a kombinované výrobě energií. Ovšem tato odvedená tepelná energie musí mít požadovanou kvalitu.

2.1. Kogenerace a trigenerace

Pojmem **kogenerace** je označována současná výroba tepla a elektrické energie, přičemž obě tyto energie jsou účelně využívány. Dalším produktem kombinované výroby může být i chlad. Chlad je v podstatě také tepelná energie, ovšem o jiné kvalitě než teplo. Veličina, která vyjadřuje kvalitu tepelné energie je teplota. Pojmem **trigenerace** se tedy označuje současná výroba elektřiny, tepla a chladu. Na Obr. 1 je znázorněno schéma výroby energie z paliva.



Obr. 1 Schéma výroby energií pomocí kogenerace a trigenerace.

2.2. Výhody kogenerace oproti oddělené výrobě

Hlavním důvodem, proč používat kogeneraci místo oddělené výroby je úspora primárních zdrojů energie označovaná jako **PES**. Lze ji definovat jako poměr úspory spotřebovaných energií z primárního energetického zdroje pro společnou výrobu a oddělené výroby elektřiny a tepla. [11]

Zavedeme-li referenční hodnoty účinnosti pro oddělenou výrobu tepelné energie ($\eta_T = 85\%$), elektrické energie ($\eta_E = 35\%$), účinnost kogenerace ($\eta_K = 85\%$) a zavedeme-li teplárenský modul **e**, můžeme poté definovat účinnosti využití primárního energetického zdroje. [2], [3]

- teplárenský modul

$$e = \frac{\text{využitá elektrická energie}}{\text{využitá tepelná energie}} \quad (1)$$

- účinnost oddělené výroby
$$\eta_D = \frac{1+e}{\frac{1}{\eta_T} + \frac{e}{\eta_E}} \quad (2)$$

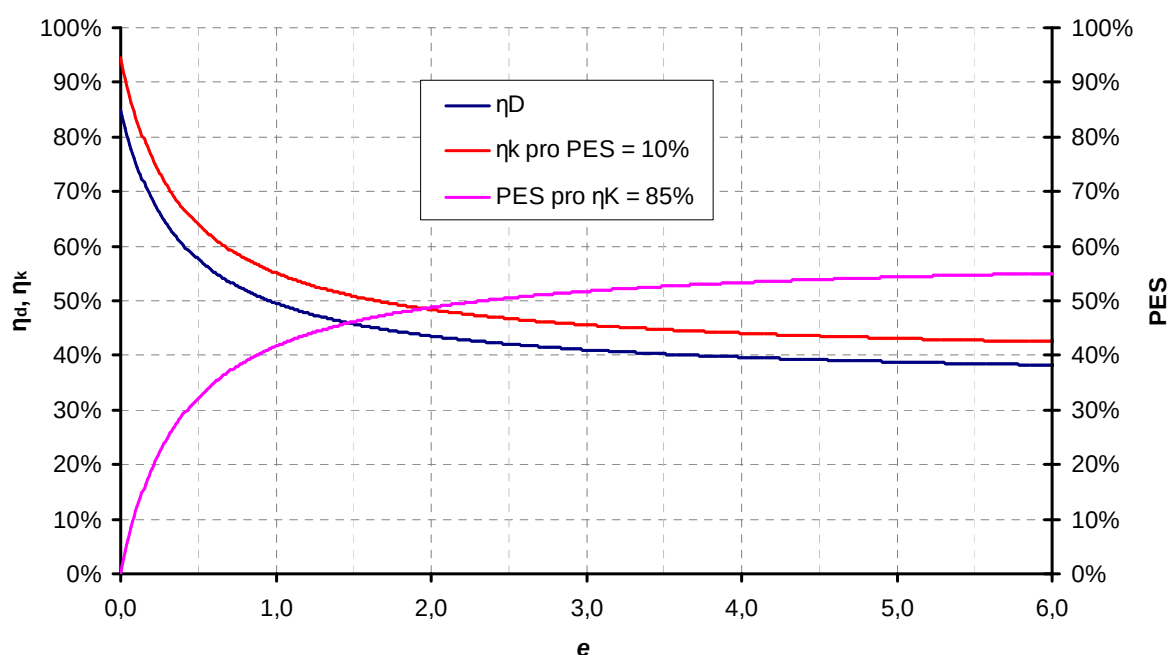
- účinnost kombinované výroby
$$\eta_K = \frac{1}{1-PES} \cdot \eta_D \quad (3)$$

- procentuelní úspora energie
$$PES = 1 - \frac{\eta_D}{\eta_K} \quad (4)$$

V závislosti na teplotě modulu, který vyjadřuje poměr elektrického a tepelného výkonu, se účinnosti mění podle Obr. 2. Pro teplotní modul $e = 0$ je účinnost oddělené výroby η_D rovna referenční hodnotě účinnosti výroby tepla ($\eta_T = 85\%$), tudíž se vyrábí pouze tepelná energie. V opačném případě, kdy $e = \infty$ se účinnost blíží k hodnotě ($\eta_E = 35\%$), se vyrábí pouze elektřina.

Úspora primárního zdroje energie **PES** je také závislá na teplotě modulu. Pro modul $e = 0$ je nulová úspora, protože vyrobené teplo je stejné jak pro kogeneraci, tak pro oddělenou výrobu. ($\eta_K = \eta_D = 85\%$). V opačném případě, kde jde pouze o výrobu elektřiny $e = \infty$, se PES blíží k hodnotě podle vztahu (4) pro ($\eta_K = 85\%$, $\eta_D = 35\%$).

Při uvažování jakékoliv úspory energie z primárního zdroje **PES** je potom účinnost společné výroby η_K větší než účinnost oddělené výroby η_D .



Obr. 2 Účinnost společné η_K a oddělené η_D výroby tepelné a elektrické energie. Podle [10] by měla být minimální hodnota PES = 10 %.

Takto vysokých hodnot účinností společné výroby η_K lze v praxi běžně dosáhnout. Znamená to tedy, že dochází k úspoře primárních energetických zdrojů a kogenerace tedy přispívá k zvyšování celkového využití energie v porovnání s oddělenou výrobou tepla a elektřiny.

Úspory primárních zdrojů mají za následek snížení zatížení životního prostředí. Ze stejného množství paliva za použití kogenerace lze účelně vyrobit a spotřebovat větší množství energie než při oddělené výrobě. Nebo-li naopak, pro stejné množství spotřebovaných energií je třeba menší množství paliva.

2.3. Kogenerační systémy a technologie

Existuje mnoho způsobů, jak lze přeměnit energii paliva na elektrickou a tepelnou energii, tudíž existuje i mnoho technologií přeměny. Tyto technologie lze dělit podle několika následujících hledisek. [1]

- **poloha výroby a zásobování (centralizované a decentralizované zásobování):** zásobování teplem a elektřinou může být realizováno pomocí rozvodů, **centralizovaná výroba**. V takovém případě se energie vyrábí v jednom zdroji, který zásobuje své okolí. Opakem centralizované výroby je **decentralizovaná výroba** jejíž podstata spočívá v tom, že se energie vyrábí přímo tam, kde je jí zapotřebí, tedy u spotřebitele. Tudíž odpadá potřeba budovat složité rozvody, které mají velké ztráty.
- **počet transformací (přímá a nepřímá metoda):** udává, kolik je zapotřebí energetických transformací mezi palivem a elektřinou. U **přímé metody** je elektrická energie získávána bezprostředně reakcí paliva pomocí palivového článku. **Nepřímá metoda** v sobě zahrnuje transformaci paliva na tepelnou energii, ze které je získána pomocí tepelného stroje mechanická práce a nakonec pomocí el. generátoru elektrická energie.
- **pracovní látka pro nepřímou metodu transformace (otevřený a uzavřený oběh):** oběhy, které pracují s levnou a dostupnou látkou, čímž je prakticky vzduch nebo směs vzduchu a spalín, si mohou dovolit tuto látku vypouštět do okolí po té, co látka vykoná práci v oběhu. Takové oběhy se nazývají **otevřené oběhy**. U dražších pracovních látek nebo u látek, které je třeba upravovat, je jejich vypouštění do okolí nepřijatelné. S těmito látkami, jako je např. voda či hélium, pracují **uzavřené oběhy**.
- **spalovací prostor pro nepřímou metodu transformace (vnitřní a vnější):** je to prostor, ve kterém dochází k uvolňování tepelné energie a také místo, kde se předává energie pracovní látce. Pokud je spalovací prostor součástí tepelného stroje, jedná se o **vnitřní spalování**. U strojů, kde dochází ke spalování mimo tepelný stroj, se energie předává pracovní látce pomocí tepelného výměníku. Toto spalování lze označit jako **nepřímé spalování**.
- **maximální dosažitelný elektrický výkon:**
 - mikro-kogenerace - do 50 kW_E
 - mini-kogenerace - do 500 kW_E
 - kogenerace malého výkonu - do 1 MW_E
 - kogenerace středního výkonu - do 50 MW_E
 - kogenerace velkého výkonu - nad 50 MW_E

Tato práce je omezena pouze na tzv. **dolní kogenerační systém**, který dává přednost výrobě el. energie a tepelná energie je získávána z odpadního tepla tepelného oběhu. Existuje také **horní kogenerační systém**, který nejprve využívá tepelnou energii o vysokých parametrech pro různé technologické procesy v průmyslu. Odpadní teplo z těchto procesů je poté využíváno k výrobě el. energie.

2.4. Kogenerační jednotka

Předmět práce, **mikrokogenerační jednotka** na bázi lopatkového stroje, je tedy jednotka pro decentralizovanou výrobu elektřiny a tepla využívající nepřímou transformaci energie z paliva. Jednotka může pracovat s otevřeným i uzavřeným oběhem pracovního média. Očekává se vnější spalování, neboť energie je získávána z biomasy, která se z technologických důvodů nehodí pro přímé spalování viz Obr. 3.

Jednotka pro nepřímou metodu transformace se skládá z tepelného stroje a systémů výměníků pro přívod a odvod tepla. V souladu se zadáním práce bude jako tepelný stroj sloužit **lopatkový stroj**, jehož účelem bude transformovat tepelnou energii na mechanickou práci.

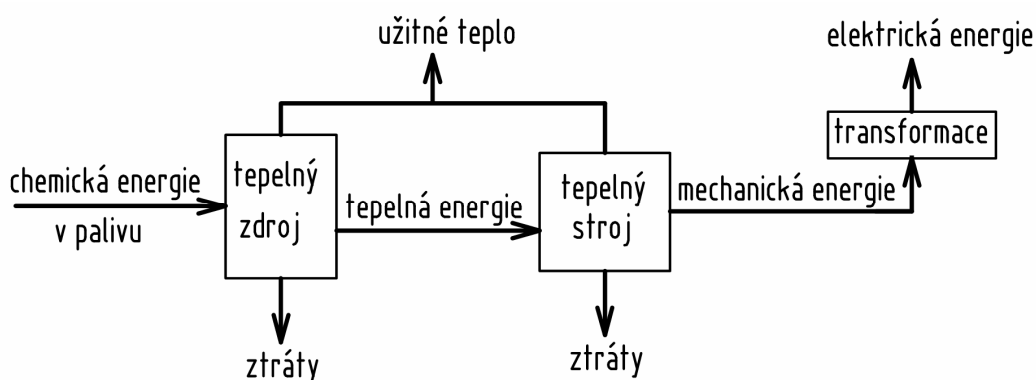
2.5. Lopatkový stroj

Lopatkový stroj je pojem, který v sobě obsahuje velmi širokou oblast strojů, která slouží k transformaci energie. Energie je transformována kontinuálně pomocí tekutiny, stlačitelné či nestlačitelné, přičemž tato energie je přenášena z tekutiny na rotor nebo opačně, z rotoru na tekutinu. Rozhodujícím znakem je změna rychlosti tekutiny neboli změna kinetické energie tekutiny při proudění kanály, které jsou tvořeny mezilopatkovým prostorem.

Lopatkový stroj má vždy **statorovou část**, kde dochází k přeměně tlakové neboli tepelné energie na kinetickou a **rotorovou část**, kde se kinetická energie pracovního média mění na mechanickou energii otáčejícího se rotoru. Podle této posloupnosti pracuje **expanzní turbína**. Uvedené návaznosti platí i naopak, tedy že z mechanickou energii lze pomocí lopatkového stroje transformovat na tlakovou a tepelnou energii, v tomto případě se jedná o **turbokompresor, turbočerpadlo a ventilátor**.

Je tedy zřejmé, že se jedná o rotační stroj neboli turbostroj z lat. „turbo“, což znamená mít spin neboli otáčky. [6]

Použití lopatkového stroje při kombinované výrobě elektrické energie a tepla je naprosto běžná věc. Parní a plynové turbíny nacházejí uplatnění především v teplárnách a ve velkých podnicích. V menších provozech ale postupně získávají uplatnění i jiné stroje, např. spalovací motory. Je to dáno vyšší účinností spalovacích motorů v malých výkonech a také nižší pořizovací cenou. [6]



Obr. 3 Schéma kogenerační jednotky s nepřímým spalováním v tepelném stroji.

3. Modelový příklad rodinného a bytového domu

Pro definování potřeb na vytápění, ohřev TUV a spotřebu elektrické energie bude vytvořen energetický model na základě ročních spotřeb energií existujících objektů a meteorologických dat z lokality objektů. Potřeby tepla velice dobře demonstruje roční diagram trvání potřeb tepla, který právě bude představovat modelový příklad.

3.1. Počet topných dnů

Počet topných dnů lze v souladu s vyhláškou 152/2001 Sb. zjednodušeně stanovit jako počet dnů, kdy průměrná venkovní teplota v otopném období klesne pod 13°C. Ze získaných průměrných denních teplot za rok 2012 (přestupný rok), [14] se tedy určí, kolik dní by se mělo vytápět a také jak moc v závislosti na venkovní teplotě.

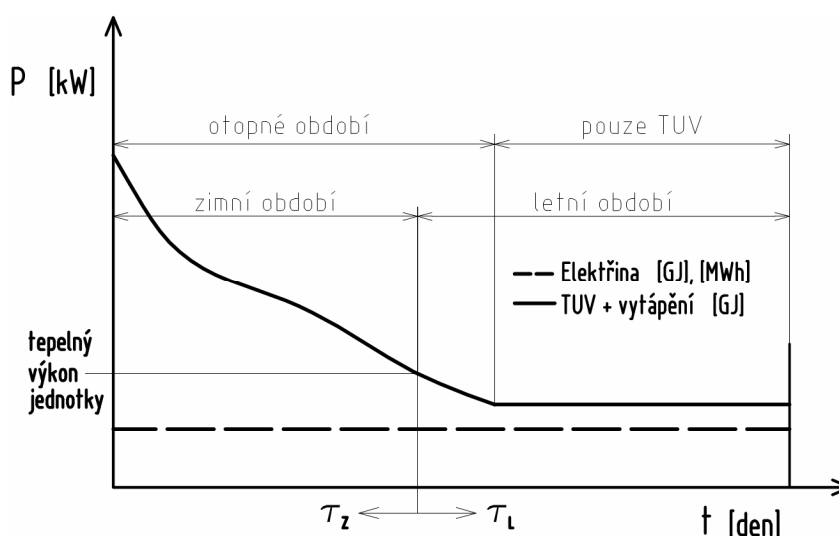
3.2. Roční diagram trvání potřeb tepla a elektřiny

Diagram vyjadřuje kolik dní by měl být k dispozici patřičný tepelný či elektrický výkon kogenerační jednotky, aby bylo možno vyhovět potřebám spotřebitele. Tento výkon je však pouze průměrnou hodnotou. To znamená, že na potřebu tepla je nahlíženo v rámci celého dne při dané průměrné venkovní teplotě jako na konstantní.

Integrací diagramu na Obr. 4 podle času dostáváme množství energie (plocha pod křivkou), která je zapotřebí pro pokrytí potřeb uživatele. Tato energie se dělí na tři základní části:

- **vytápění** - spotřebovaná energie je závislá na venkovní teplotě a počtu topných dnů, v rámci dnů je *proměnná*,
- **teplá užitková voda** - je potřeba celoročně a uvažuje se, že každý den je spotřebováno přibližně stejné množství energie pro výrobu TUV, tedy v rámci celého roku lze potřebu považovat za konstantní,
- **elektrická energie** - taktéž celoroční potřeba s předpokládaným stejným denním množstvím a *konstantním průběhem*.

V souvislosti s trigenerací je také možno do potřeb energie zahrnout i chlazení, které pracuje na principu absorpčního oběhu. [1]



Obr. 4 Roční diagram trvání potřeb tepla a elektřiny.

3.2.1. Sestavení diagramu trvání potřeb tepla a elektřiny

Postup se opírá o základní myšlenky:

- integrací křivky z diagramu podle času (1 rok) dostaneme množství energie
- topný výkon je přímo úměrný venkovní teplotě
- při teplotě větší jak 13 °C je topný výkon roven nule v souladu s vyhláškou 152/2001 Sb.

Známe-li tedy množství spotřebované energie za jeden rok, průběh průměrných venkovních teplot a počet topných dnů, můžeme sestavit diagram trvání potřeb tepla a elektřiny pro konkrétní hodnoty.

3.3. Spotřeba energií RD

Pro potřeby práce byl vybrán starý rodinný dvoupatrový dům vystavěný z plných pálených cihel (přízemí) a pórobetonových tvárníc (1. patro). Dům postrádá jakoukoliv speciální tepelnou izolaci. Významným zásahem do tepelných vlastností byla výměna stávajících oken za plastové rámy s dvojsklem v roce 2011.

Vyhodnocení spotřeby energií v RD je poměrně komplikované a opírá se o odhady a statistické hodnoty. Pro potřeby práce lze tento postup pokládat za dostačující.

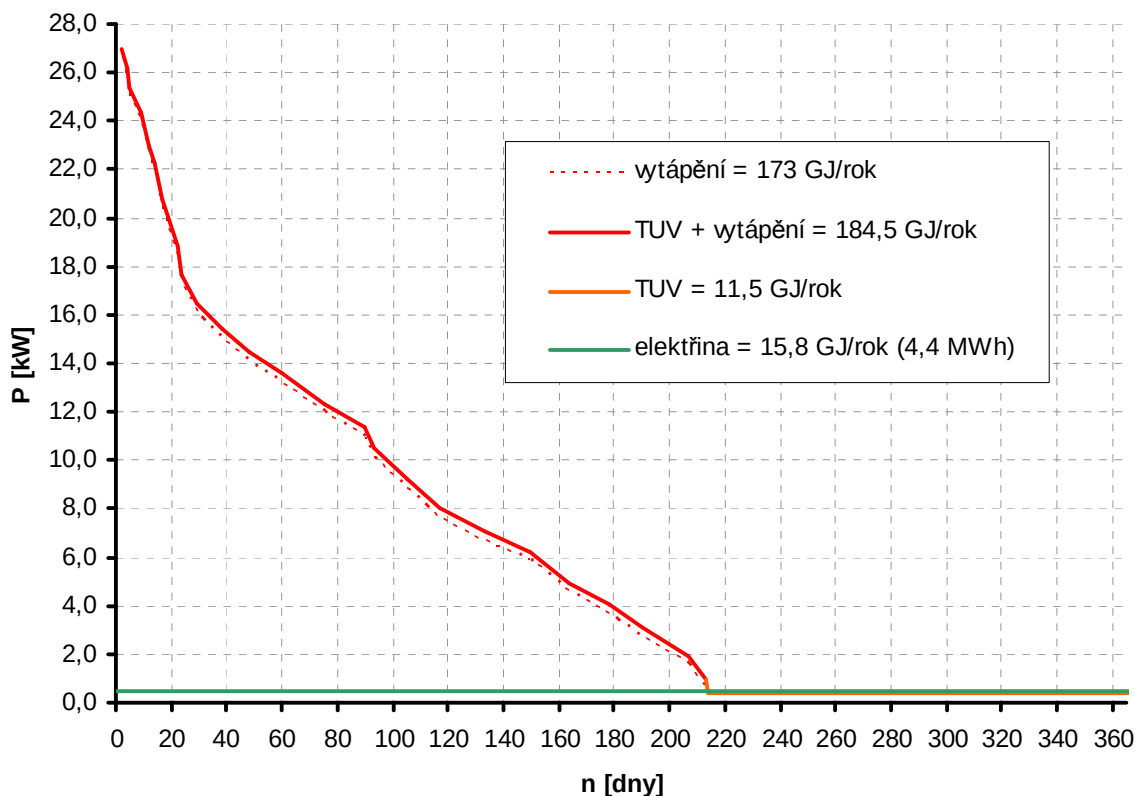
- **elektrická energie:** nejjednodušší případ, protože elektřina v RD není užívána pro potřeby vytápění a přípravy TUV. Množství spotřebované energie lze tedy přímo odečíst z faktury za elektřinu viz. Tab. 1.
- **vytápění:** v tomto případě lze spotřebu tepla za jeden rok odhadnout z množství spotřebovaného paliva, jeho výhřevnosti a účinnosti spalovacího zařízení. Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 1 spolu s hodnotou ze zjišťování ENERGO 2004 Českým statistickým úřadem. [13], [18] , [16].
- **TUV:** při odhadu spotřeby TUV ve vybraném RD se nelze opřít o žánré konkrétní podklady. Množství spotřebované energie na přípravu TUV bude tedy určeno z hodnot ENERGO 2004, které udávají spotřebovanou energii ve venkovské lokalitě na jeden byt s průměrným počtem 3 osob na byt. [13].

Energie	Palivo	Spotřeba	Výhřevnost	Účinnost přeměny	Množství energie	Celkem [GJ]	ENERGO 2004 [GJ]
Elektrická	-	-	-	-	4,4 MWh*	15,8	-
Vytápění	uhelné brikety smrkové dřevo	1300 kg 13500 kg	21 MJ/kg 14 MJ/kg	80% 80%	21,84 GJ 151,2 GJ	173,0	228,7
TUV	-	-	-	-	11,5 GJ	11,5	8,6

Tab. 1 Spotřeba energií za jeden rok pro rodinný dům. V posledním sloupci jsou uvedeny hodnoty vyplývající z měření [13].

* 1 kWh = 3,6 GJ

Pro hodnoty v Tab. 1 a v souladu s odstavcem 3.2.1 lze tedy sestavit roční diagram spotřeby tepla pro rodinný dům viz. Obr. 5.



Obr. 5 Roční diagram spotřeby tepla a elektřiny pro rodinný dům.

Pro dané venkovní teploty uvedené v příloze č. 1 tedy vyplývá, že topné období má 213 dní. Data potřebná pro sestavení ročního diagramu spotřeby rodinného domu jsou uvedena v příloze č. 3.

3.4. Spotřeba energií BD

Bytový dům byl vystavěn v roce 1974 panelovou technologií. Nachází se na konci řady sídliště s celkovým počtem 25 bytových jednotek. Dům má čtyři obytná patra a jedno technické podlaží v suterénu, které není účelově vytápěné. Střecha je plochá jednoplášťová. Dům prodělal v roce 2006 rekonstrukci. Došlo k výměně okenních a dveřních konstrukcí, zateplení svislých vnějších konstrukcí a výměně domovní předávací stanice.

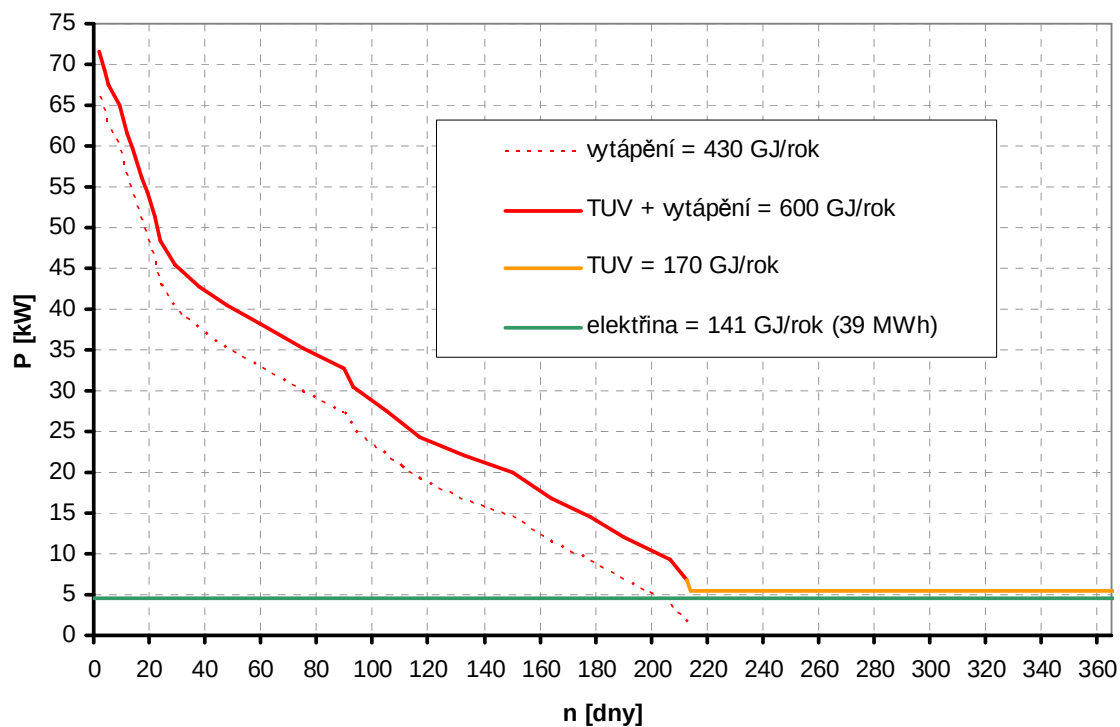
Množství energií je stanoveno z ročního vyúčtování tepla a elektřiny, které poskytl k nahlédnutí správce objektu.

Energie	Množství	Jednotka	Přepočet na [GJ]
Elektrická	39	MWh	141
Vytápění	430	GJ	430
TUV	170	GJ	170

Tab. 2 Spotřeba energií za jeden rok pro bytový dům. 1 MWh = 3,6 GJ

Jelikož energie pro vytápění a TUV je účtována souhrnně jako odebrané teplo, množství energie pro TUV bylo stanoveno z měsíce červenec a srpen, kdy se nepředpokládá spotřeba energie na vytápění. Množství energie pro TUV je předpokládáno po celý rok konstantní. Stejným způsobem jsou tyto energie stanovovány i správcem BD.

Podle odstavce 3.2.1 lze nyní pro dané množství energií sestavit diagram spotřeby tepla a elektřiny viz. Obr. 6.



Obr. 6 Roční diagram spotřeby tepla a elektřiny pro bytový dům.

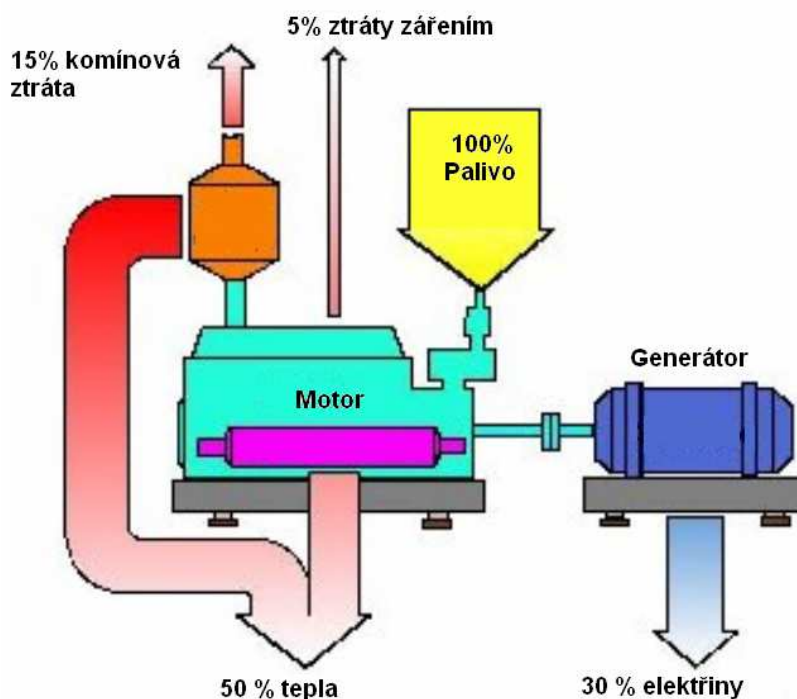
Pro dané venkovní teploty uvedené v příloze č. 1 tedy vyplývá, že topné období má 213 dní. Data potřebná pro sestavení ročního diagramu spotřeby bytového domu jsou uvedena v příloze č. 2.

4. Komerční mikrokogenerační systémy

Pro modelový příklad rodinného a bytového domu trh s kogeneračními jednotkami nabízí několik typů mikrokogeneračních jednotek. Jedná se o jednotky elektrického výkonu do 50 kWe. Trh s jednotkami se rychle rozvíjí. Je to způsobeno zvyšujícími se cenami energií, které nutí spotřebitele hledat úspornější a ekonomičtější metody hospodaření. Na existující poptávku po úsporných a k životnímu prostředí šetrných zařízeních existuje i odpovídající nabídka těchto zařízení ve formě mikrokogeneračních jednotek. [12]

4.1. Jednotky se spalovacím motorem

Jelikož výroba a provoz spalovacího motoru je dnes velmi dobře zvládnutá technologie a spalovací motor je také rozšířen po celém světě, je díky své konstrukci a vlastnostem používán i v kogeneračních jednotkách. Spalovací motor slouží jako osvědčený a spolehlivý zdroj mechanické energie, která se v el. generátoru přeměňuje na elektrickou energii, a také jako zdroje tepelné energie, která se získává pomocí výměníků z energie výfukových plynů, chladicího okruhu motoru a z mazacího oleje motoru.



Obr. 7 Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem.[24]

Pro účely výroby jednotek se používají speciálně vyvinuté motory a nebo se také většinou upravují motory, které byly původně zkonstruovány k jiným účelům, jako třeba pohon automobilů či jiných strojů. Úprava motoru spočívá hlavně v palivovém hospodářství, protože mikrokogenerační jednotky se spalovacím motorem spalují hlavně plynná paliva a to především zemní plyn. V případě spalování plynných paliv motory pracují podle *Ottova cyklu*. Naproti tomu při spalování topných či jiných olejů pracuje motor spíše s *Dieslovým cyklem*.

4.1.1. Komerční jednotky se spalovacím motorem

V tabulce níže jsou uvedeny základní parametry několika mikrokogeneračních jednotek různých výrobců. V České republice má zastoupení pouze firma TEDOM se svou řadou jednotek Micro T7 a T30. Ostatní výrobci jsou převážně z Německa. Uvedené jednotky jsou těch nejmenších výkonů, jakých lze vůbec na trhu nalézt.

Výrobce	Viessmann	Vaillant	Vaillant	TEDOM	Intelli
Jednotka	Vitobloc 200 Typ EM-5	ecoPOWER e3.0 Mini- BHKW	ecoPOWER 1.0 Mikro- KWK	Micro T7	intelli Heimkraftwerk
Palivo	-	zemní plyn	zemní plyn	zemní plyn	zemní plyn
Spotřeba	-	-	-	2,85 m ³ /h	-
Servis	6000	-	6000	-	-
Hlučnost		< 50 dbA	46 dbA	58 dB	< 50 dB
Motor	Ottův cyklus	Ottův cyklus, čtyřdobý	Honda 1Zyl. 4T, Ottův cyklus	-	Ottův cyklus
El. výkon	5,5 kW	1,3 až 3 kW	1 kW	7 kW	2,5 kW
Tep. výkon	13,5 kW	4 až 8 kW	2,5 kW	17,2 kW	8,75 kW
Účinnost	94%	90%	92%	92,7%	90%
Rozměry VxŠxH	1270x1320x700	1080x1370x760	1130x320x1180	1380x700x1300	750x1000x1200
Hmotnost	350 kg	-	100 kg	645	550
Cena	?	18 200 EUR	17 400 EUR	500 000 Kč	15 500 EUR
Poznámky	-	-	včetně kondenzačního kotle 3 až 15 kW	-	-

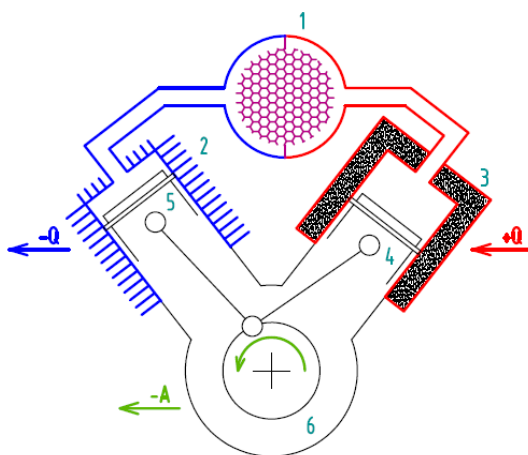
Tab. 3 Výběr kogeneračních jednotek se spalovacím motorem. [27], [28], [29], [30]

Cena jednotek se pohybuje kolem 400 000 Kč, součástí ceny může být i montáž popřípadě další zařízení (akumulační nádrž atd.)

4.2. Jednotky se Stirlingovým motorem

Stirlingův motor je zařízení, které přeměňuje teplo přímo na práci, přičemž tepelná energie je získávána z teplotního rozdílu dvou prostředí. Tento druh motoru se neprosadil v automobilovém průmyslu, tudíž jeho vývoji nebyla věnována přílišná pozornost jako spalovacímu motoru.

Hlavní myšlenka spočívá v tom, že pracovní médium, které pracuje v uzavřeném oběhu, je pomocí vhodné konstrukce měnicích se prostor střídavě přepouštěno mezi teplou a studenou stranou motoru. V těchto prostorách je médium dodávána energie ve formě tepla a médium má snahu expandovat a konat práci, která se odvádí. Po expanzi je pomocí změn pracovních prostor médium ochlazováno a stlačeno. Takto ochlazené médium se přepustí opět do teplé části motoru kde může opět expandovat. Pro zlepšení energetické bilance je použito regenerátoru, který v sobě akumuluje část tepelné energie média proudícího z teplé strany do studené a při zpětném proudění toto médium opět ohřívá.



Obr. 8 Stirlingův motor: 1 - regenerátor, 2 - studená strana, 3 - teplá strana, 4, 5 - pracovní písty, 6 - klikový mechanismus

Obdobně jako u spalovacího motoru je elektrina získávána v generátoru, který pohání Stirlingův motor. Pomocí tepelných výměníků je z motoru odváděno užité teplo.

Stirlingův motor má však oproti spalovacímu motoru velikou výhodu v tom, že ke spalování nedochází v pracovních prostorách válců nýbrž v samostatné spalovací komoře optimálně navržené ke spalování paliva.

4.2.1. Komerční jednotky se Stirlingovým motorem

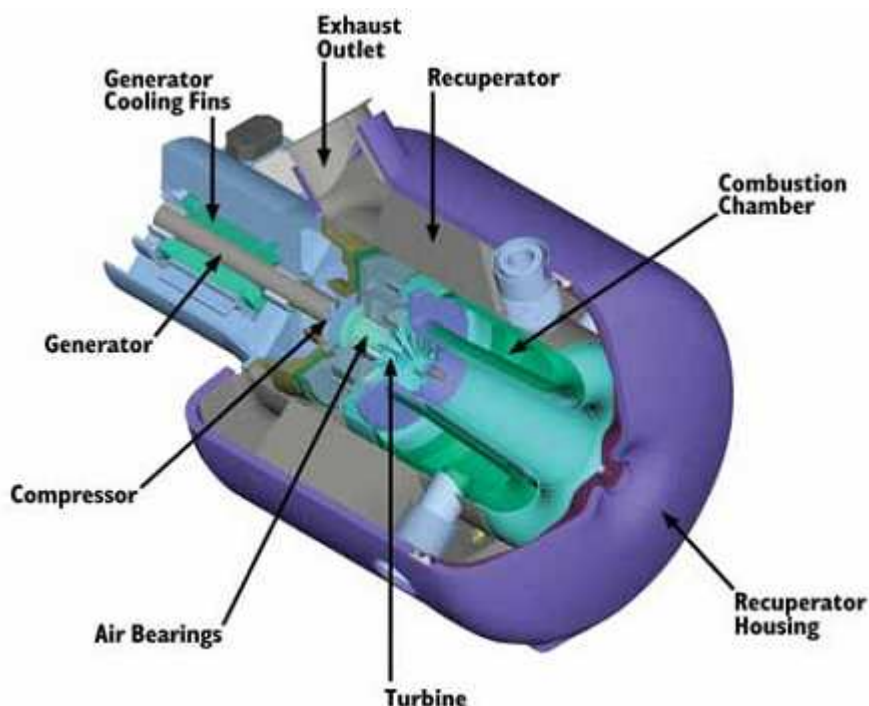
V Tab. 4 je vidět výhoda samostatné spalovací komory a to sice ta, že lze poměrně jednoduše spalovat i pevná paliva. Ve dvou jednotkách je jako paliva použito dřevěných pelet co by obnovitelného zdroje energie.

Výrobce	Stirling Energy	Viessmann	Sunmachine	ÖkoFEN	Cleanergy
Jednotka	Whispergen 1 kWe	Vitotwin 300-V	Sunmachine Pellet	PELLEMATIC SMART-e Holzpellet-BHWK	CleanGen Power-Stirling Cleanergy C9G
Palivo	zemní plyn, biometan	zemní plyn	dřevěné pelety	dřevěné pelety	zemní plyn
Spotřeba	1,55 m ³ /h	-	3 kg/h	-	-
Servis	-	-	-	-	6000 hod
Hlučnost	< 46 dB	< 54 dB	49 dB	-	67 dB
St. motor	4-válcový dvojčinný	-	1-válcový, dva písty	-	Stirling V-2
El. výkon	1 kW	1 kW	1,5 až 3 kW	1 kW	2 až 9 kW
Tep. výkon	7,5 až 14,5 kW	6 kW	4,5 až 10,5 kW	14 kW	8 až 25 kW
Účinnost	92%	97%	90%	102%	95%
Rozměry VxŠxH	838x563x491	900x480x480	1950x1160x760	2050x1120x1125	1000x1450x700
Hmotnost	148 kg	110 kg	410 kg	430 kg	470 kg
Cena	17 225 EUR	12 000 EUR	23 000 EUR	25 000 EUR	-
Poznámky	-	integrováný kondenzační kotel 6 - 20 kW	cena pouze za samostatnou jednotku	-	-

Tab. 4 Výběr kogeneračních jednotek se Stirlingovým motorem. [31], [32]

4.3. Jednotky se spalovací turbínou

Získávání elektrické energie pomocí mikroturbíny je stejné jako u předchozích tepelných motorů, pomocí el. generátoru. Ovšem generátor je vybaven frekvenčním měničem, protože mikroturbíny pracují v desetitisících otáčkách za minutu. Frekvenční měnič je pro malé výkony v jednotkách kilowat ekonomicky i technologicky přípustný. Tepelná energie je opět získávána z výfukových spalin pomocí výměníku.



Obr. 9 Mikroturbína Capstone C30. [25]

Mikroturbíny mají oproti spalovacímu motoru menší účinnost a tedy i menší poměr elektřiny ku teplu. Proto je nutné použít regeneraci, která pomáhá zvýšit účinnost výroby elektřiny. Výhodou spalovacích turbín je ovšem to, že mají podobně jako Stirlingův motor samostatnou spalovací komoru, ale plyny vzniklé v této komoře musí projít lopatkováním turbíny. Další nespornou výhodou je fakt, že turbíny mají pouze jednu pohyblivou rotační součást. Díky tomuto dosahují větší životnosti a menších vibrací oproti spalovacím motorům.

Mezi velkou nevýhodou patří především nutnost komprese plynného paliva, aby bylo možno je dopravit do přetlakové spalovací komory.

4.3.1. Komerční jednotky se spalovací turbínou

Mikrokogenerační jednotky se spalovací turbínou nemají přílišné zastoupení na trhu tak jako spalovací motory na Stirlingův motor. Výrobou jednotek se zabývá např. firma Capstone (USA), která nabízí jednotky od 30 kW elektrického výkonu nejen pro výrobu elektřiny a tepla ale i chladu.

Výrobce	Capstone	MTT Micro Turbine Technology BV
Jednotka	C30 LP	MTT's micro CHP system
Palivo	zemní plyn, LPG	-
Spotřeba	150 kW	-
Servis	-	2000 až 6000 hod/rok
Hlučnost	65 dB	-
Turbína	rad. turbína i kompresor	-
El. výkon	28 kW	3 kW

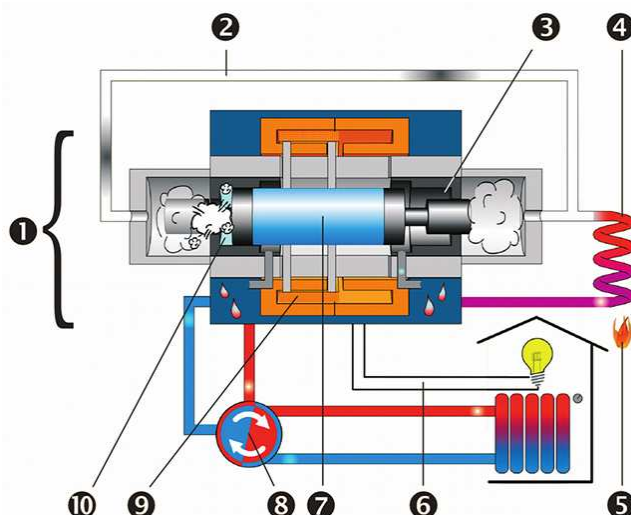
Tep. výkon	68 kW	18 kW
Účinnost	83%	16,5% (*)
Rozměry VxŠxH	2600x1524x7620	-
Hmotnost	555 až 728 kg	-
Cena	51 400 EUR	5 500 EUR
Poznámky		(*) elektrická účinnost

Tab. 5 Výběr kogeneračních jednotek s mikroturbínou. [25], [33], [27]

4.4. Jednotky s parním motorem

Parní stroj jako takový je starý a propracovaný stroj, který prodělává dlouhý vývoj a inovaci už od doby svého vzniku. Doba jeho masivního používání již pominula, ale stále nachází uplatnění v různých odvětvích. Parní motory nacházejí využití tam, kde už parní turbíny nedosahují potřebných účinností, tedy v oblasti těch nejmenších výkonů, řádově kilowatů.

Parní motor může být ve dvou podobách. Klasická konstrukce, jak je všeobecně známa s klikovým úplným mechanismem a nebo lineární parní motor s jedním dvojčinným volným pístem viz. Obr. 10.



Obr. 10 Lineární parní motor Lion-PowerBlocks: 1 - lineární motor, 2 - parní potrubí, 3 - pravý válec, 4 - vyvíječ páry, 5 - hořák, 6 - el. vodiče, 7 - volný píst, 8 - tepelný výměník, 9 - indukční cívka, 10 - levý válec. [26]

Mezi výhody parní jednotky patří opět možnost spalování různých druhů paliv díky externí spalovací komoře. Životnost se dá také předpokládat dobrá vzhledem k tomu, že píst je uložen volně s stroj postrádá klikový mechanismus.

4.4.1. Komerční jednotky s parním motorem

Výrobce	Lion Powerblock
Jednotka	Bison - Powerblock Holzpellets
Palivo	dřevěné pelety
Spotřeba	-
Servis	-
Hlučnost	48 až 54 dB
Motor	lineární parní motor
El. výkon	0,3 až 2 kW
Tep. výkon	3 až 16 kW

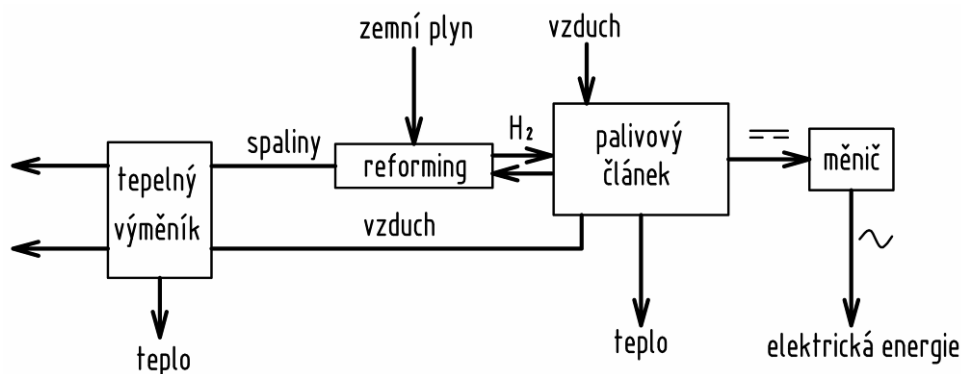
Účinnost	91%
Rozměry VxŠxH	2600x1524x7620
Hmotnost	159 kg
Cena	22 200 EUR
Poznámky	-

Tab. 6 Kogenerační jednotky s parním motorem. [26]

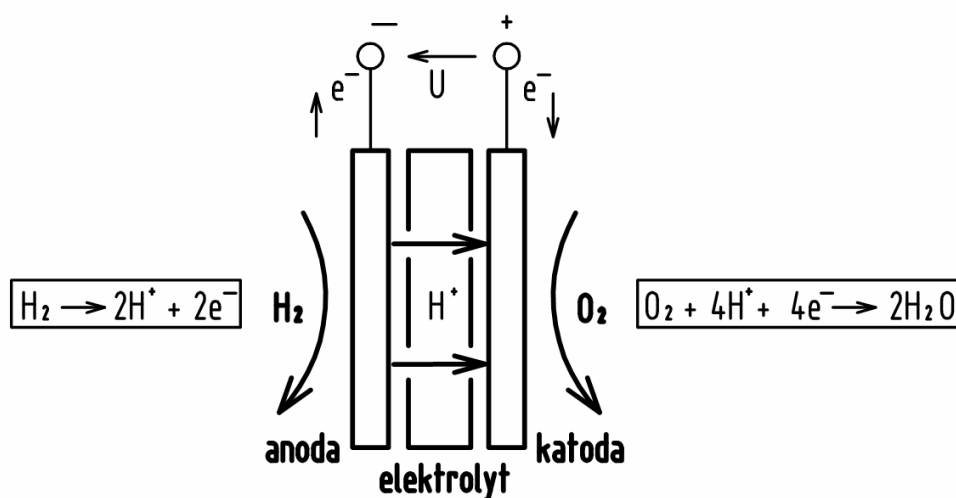
4.5. Jednotky s palivovým článkem

Kombinovaná výroba el. energie a tepla pomocí palivového článku je principiálně odlišná od předchozích řešení kogeneračních jednotek. Podstatou není hoření ale chemická reakce. El. energie je získávána přímou přeměnou viz. Obr. 12, lze tedy dosáhnout vyšší elektrické účinnosti.

Síťová elektřina je získávána z elektrického měniče, který převádí stejnosměrný proud na střídavý, protože palivový článek na své katodě a anodě generuje stejnosměrný proud, který je výsledkem chemické reakce paliva a okysličovadla. Prostor mezi katodou a anodou vyplňuje elektrolyt, který může být jak kapalný tak i pevný.



Obr. 11 Schéma výroby elektřiny a tepla pomocí palivového článku ze zemního plynu.



Obr. 12 Schéma palivového článku a reakce probíhající na katodě a anodě.

Aby byly jednotky s palivovým článkem v dnešní době alespoň částečně komerčně použitelné, není možné použít jako paliva čistého vodíku a kyslíku. V komerčních jednotkách se používá zemního plynu jako paliva neboli zdroje vodíku a vzduchu jako okysličovadla viz. Obr. 11. Vodík se získává ze zemního plynu reformingem, což je rozklad metanu na vodík a oxid uhličitý přehřátou párou. [17]

4.5.1. Komerční jednotky s palivovým článkem

Výrobce	Vaillant	BlueGEN	Baxi Innotech
Jednotka	Mikro-KWK mit Brennstoffzelle	BlueGEN MG 2.0	GAMMA 1.0
Palivo	zemní plyn	zemní plyn	zemní plyn
Spotřeba	3,7 kW	3,5 kW	3 kg/h
Servis	-	-	-
Hlučnost	-	< 45 dB	49 dB
Pal. článek	SOFC	SOFC	nízkoteplotní PEM
El. výkon	1 kW	0,5 až 1,5 kW	0,3 až 1 kW
Tep. výkon	2 kW	0,3 až 1 kW	až 1,7 kW
Účinnost	80 až 85%	až 85%	85%
Rozměry VxŠxH	600x620x980	970x660x600	1600x600x600
Hmotnost	-	200 kg	200 kg
Cena	-	29 000 EUR	-
Poznámky	SOFC (Solid Oxide Fuel Cell)	SOFC (Solid Oxide Fuel Cell)	integrované pomocné přitápění 3,5 až 15 kW

Tab. 7 Komerční jednotky s palivovým článkem. [27]

4.6. Výhody a nevýhody konkrétních kogeneračních jednotek

V Tab. 8 jsou srovnány důležité vlastnosti uvedených typů kogeneračních jednotek. Tyto vlastnosti jsou dány konkrétním principem přeměny energie v jednotce.

Vlastnosti	Spalovací motor	Stirlingův motor	Spalovací mikroturbína	Parní motor	Pal. článek
Pobytlivé části	píst, ventily, klikový mechanismus	klikový mechanismus, min dva písty	pouze rotor	pouze jeden píst	žádné
Spalování	vnitřní	externí	externí / vnitřní	externí	externí (reforming)
Teplárenský modul	0,4	0,2	< 0,2	< 0,2	> 0,5
Možnost přitápění	externí kotel	integrováný kotel	externí	integrováný kotel	integrováný kotel
Vibrace	vibrace klik. mechanismu	vibrace klik. mechanismu	bez vibrací	vratný pohyb pístu	bez vibrací
Hluk	< 50 dB	< 50 dB	< 65 dB	< 60 dB	< 45 dB
Otáčky	stovky	stovky	tísnice	přímocaráy pohyb pevné, kapalně plynné	-
Paivo	plynné, kapalně	pevné, kapalně, plynné	plynné	pevné, kapalně, plynné	plynné

Tab. 8 Celkové zhodnocení uvedených komerčních kogeneračních jednotek.

5. Volba mikrokogeneračního systému pro modelový příklad

Vzájemný vztah mezi spotřebou a výrobou elektrické energie je všeobecně znám. Protože skladování či akumulace elektrické energie je stále nevýhodné, potýká se jakákoliv přenosová soustava s problémem regulace. S touto problematikou se potýkají veškeré přenosové soustavy po celém světě. Co se týče tepelné energie, situace je o něco příznivější, protože akumulace tepelné energie je běžnou záležitostí. Kogenerační jednotky se s těmito problémy musí taktéž vypořádat.

5.1. Vazba mezi spotřebou a výrobou

Nejvhodnější případ použití kogenerační jednotky je ten, že vyrobí souhrnně přesně takové množství energií, které se také spotřebuje bez zbytku či přebytku. Ve skutečnosti je tento stav prakticky nedosažitelný. Proto je zapotřebí výkon kogenerační jednotky regulovat spojitě či nespojitě. Protože kogenerační jednotka vyrábí paralelně dva druhy energie, regulace se tím komplikuje.

Jedním z důležitých prvků systému, který napomáhá regulaci, je akumulace, kterou lze aplikovat jak na tepelnou tak i elektrickou energii:

- **akumulaci elektrické energie** - lze vyloučit, protože skladování elektřiny je v dnešní době málo účinné. Pokud ale je mikrokogenerační jednotka připojena do rozvodné sítě, rozdíl mezi výrobou a spotřebou se bere ze sítě nebo naopak vrací zpět.
- **akumulace tepelné energie** - je to v praxi běžná záležitost, ať už v domácnostech či velkých teplárenských systémech. Realizovat ji lze pomocí dobře tepelně izolovaných zásobníků s vodou v časovém intervalu desítek hodin.

Aby kogenerační jednotka dosahovala své maximální účinnosti, musí pracovat ve stanoveném režimu a vyrobené energie musí být spotřebovány přímo nebo akumulovány. Při pohledu na roční diagram spotřeby je jasné, že poměr elektrické a tepelné energie, neboli teplárenský modul, se v průběhu roku zásadně mění. Bohužel teplárenský modul kogenerační jednotky je při jejím standardním provozu stále stejný.

Jednou z možností jak lze optimalizovat provoz kogeneračních jednotek je použití elektrického ohřevu vody nebo kompresorového chlazení pro zvýšení spotřeby elektrické energie. Pro zvýšení tepelné energie lze použít absorpčního chladicího okruhu, **trigenerace** viz. kapitola 2.1. [1]

5.2. Předpoklady provozu mikrokogenerační jednotky

Předpoklady byly vyvozeny z obecně platných zásad provozu jednotek. [1]

- a) jednotka je napojena na rozvodnou síť, nejedná se o ostrovní systém, a se sítí by měla spolupracovat jakožto jeden z možných způsobů regulace
- b) jednotka souhrnně za zúčtovací období (1 rok) by měla vyrobit takové množství el. energie jakou domácnost či bytový dům spotřebuje
- c) rozdíl elektrického výkonu je kompenzován ze sítě
- d) jednotka sleduje tepelný výkon, tedy ohřev TUV nebo TUV + vytápění, obecně lze říci, že mimo otopné období by byl nadbytek nebo nedostatek tepelné energie, pokud by jednotka sledovala el. spotřebu.
- e) při nedostatku tepelné energie je použito přitápění

- f) jednotka by měla být navržena tak, aby v případě potřeby fungovala jako záložní zdroj a byla schopna pokrýt aktuální potřeby domu za jakékoliv situace

5.3. Výběr kogenerační jednotky

5.3.1. Rozbor ročního diagramu spotřeby

Na základě spotřeby energií, Tab. 2, lze vypočítat průměrný elektrický výkon za jeden rok

$P_{el.D}$

$$P_{el.D} = \frac{E_{el}}{\tau} = \frac{141 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{366 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 4458,9 \text{ W} = 4,6 \text{ kW} \quad \text{BD} \quad (5)$$

$$P_{el.D} = \frac{E_{el}}{\tau} = \frac{15,8 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{366 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 500,9 \text{ W} = 0,5 \text{ kW} \quad \text{RD}$$

a průměrný výkon pro ohřev teplé užitkové vody $P_{TUV.D}$.

$$P_{TUV.D} = \frac{E_{TUV}}{\tau} = \frac{170 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{366 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 5375,9 \text{ W} = 5,4 \text{ kW} \quad \text{BD} \quad (6)$$

$$P_{TUV.D} = \frac{E_{TUV}}{\tau} = \frac{11,5 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{366 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 363,7 \text{ W} = 0,4 \text{ kW} \quad \text{RB}$$

5.3.2. Volba kogenerační jednotky

V souladu s předpoklady v kapitole 5.2 byly vybrány jednotky od firmy *TEDOM* pro bytový dům a od firmy *Viessmann* pro rodinný dům, jejichž parametry jsou uvedeny v Tab. 9. současně s parametry nově navržených kogeneračních jednotek v rámci práce označených jako **PBS 7** pro bytový a **PBS 1** pro rodinný dům. Návrh jednotek PBS je proveden v kapitolách 6 až 12. Tepelný a elektrický výkon jednotek musí být větší než jsou průměrné výkony na ohřev TUV a pro výrobu elektřiny. Je to z toho důvodu, aby jednotky byly schopny vůbec vyrobit požadované množství energie.

Výrobce	TEDOM a.s.	Viessmann	-	-
Jednotka	Micro T7	Vitotwin 300-W	PBS 7 kW	PBS 1 kW
Palivo	zemní plyn	zemní plyn	dřevo	dřevo
El. výkon	7 kW	1 kW	7 kW	1 kW
Tepelný výkon	17,2 kW	6 kW	21,9 kW	4,6 kW
Účinnost	92,7 %	97 %	65,4 %	64,7 %
Hmotnost	645 kg	110 kg	-	-
Cena	500 000 Kč	12 000 EUR	-	-
Zařízení	jednotka	jednotka + kondenzační kotel	jednotka + spal. zařízení	jednotka + spal. zařízení
Životnost	50 tis. hodin	50 tis. hodin	-	-
Provoz	10 Kč/hod	?	-	-

Tab. 9 Parametry vybraných kogenerační jednotek a nově navržených jednotek na biomasu na bázi lopatkového stroje viz. Tab. 3,4,20.

Pro potřeby přitápění v bytovém domě je uvažován plynový kondenzační kotel s výkonem 20 až 100 kW o účinnosti 95 % a odhadovanou cenou 150 tis. Kč.

5.3.3. Posouzení vybrané kogenerační jednotky

Na diagram je stále nahlíženo v rámci celého roku. Při rozboru bude jako nejmenší časový úsek uvažován jeden den, tudíž rozbor se nebude zabývat změnou spotřeby během jednoho dne.

V souladu s předpokladem d), že jednotka bude sledovat především tepelný výkon lze určit, kolik tepla vyrobí za tu dobu, kterou bude schopna pokrývat spotřebu tepla domu samostatně. Tato doba představuje období, kdy výkon spotřeby tepla nepřesáhne maximální tepelný výkon jednotky. Provoz kogenerační jednotky je tedy rozdělen na letní období, kdy jednotka samostatně pokrývá spotřebu tepla označené indexem L , a na zimní období, kdy jednotka nestačí dodávat teplo označené indexem Z viz. Obr. 4. Bod, který rozděluje tato dvě období je určen z ročního diagramu spotřeby a tabulky v příloze č.2 a č.3 lineární interpolací. Následující vztahy jsou uvedeny pro případ bytového domu a jednotky *TEDOM Micro T7*. Ostatní varianty jsou zpracovány v Tab. 10.

- Pro známý tepelný výkon jednotky jsou z tabulky v příloze č. 2 a 3 interpolovány hodnoty celkového vyrobeného tepla E_{QZ} pro obě období τ_Z .

$$17,2 \text{ kW} \approx 479,1 \text{ GJ} \approx 162,2 \text{ dnů}$$

$$\Rightarrow E_{QZ} = 479,1 \text{ GJ} \quad (7)$$

$$\Rightarrow \tau_Z = 162,2 \text{ dnů}$$

- Množství tepla E_{QL} letního období se zjistí z celkového množství potřebného tepla E_Q . Analogicky taktéž počet dnů τ_L .

$$E_{QL} = E_{QLj} = E_Q - E_{QZ} = 600 - 479,1 = 120,9 \text{ GJ} \quad (8)$$

$$\tau_L = 366 - \tau_Z = 366 - 162,2 = 203,8 \text{ dnů}$$

- Jednotka při plném zatížení dosahuje teplotního modulu

$$e = \frac{P_{el,J}}{P_{Q,J}} = \frac{7}{17,2} = 0,41 [-] \quad (9)$$

- Lze tedy stanovit, kolik elektrické energie $E_{el,L}$ jednotka vyrobila za dobu $\tau_L = 203,8$ dnů, kdy stačila pokrývat spotřebu tepla jak pro ohřev TUV tak i pro vytápění v méně chladných dnech podle předpokladu d).

$$E_{el,L} = e \cdot E_{QL} = 0,41 \cdot 120,9 = 49,2 \text{ GJ} \quad (10)$$

- Zbytek elektrické energie se tedy musí vyrobit v průběhu dnů τ_Z kdy jednotka může jet neustále na plný výkon podle předpokladu b). Tento zbytek lze stanovit z rozdílu celkového množství potřebné elektrické energie E_{el} a energie vyrobené v době, kdy jednotka pokrývala spotřebu samostatně $E_{el,L}$.

$$E_{el,Z} = E_{el} - E_{el,L} = 141,0 - 49,2 = 91,8 \text{ GJ} \quad (11)$$

- Celkové množství vyrobené el. energie jednotkou $E_{el,J}$.

$$E_{el,J} = E_{el,Z} + E_{el,L} = 91,8 + 49,2 = 141 \text{ GJ} \quad (12)$$

- Na vyrobení množství elektrické energie $E_{el,Z}$ má jednotka zbytek dní, kdy nestačí dodávat tepelnou energii, tedy $\tau_Z = 162,2$ dnů. Lze tedy stanovit průměrný elektrický výkon $P_{el,Z}$ za toto období τ_Z . Pokud by průměrný el. výkon byl větší než nominální výkon jednotky, jednotka za celý rok vyrobí méně energie než je spotřeba.

$$P_{el,Z} = \frac{E_{el,Z}}{\tau_Z} = \frac{91,8 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{162,2 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 6550,6 \text{ W} = 6,6 \text{ kW} \quad (13)$$

- Podobným způsobem lze určit i průměrný elektrický výkon $P_{el,L}$ za letní období τ_L , kdy jednotka stačí dodávat tepelnou energii.

$$P_{el,L} = \frac{E_{el,L}}{\tau_L} = \frac{49,2 \cdot 10^9 \text{ [J]}}{203,8 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ [s]}} = 2794,0 \text{ W} = 2,8 \text{ kW} \quad (14)$$

- Množství vyrobené elektrické energie jednotkou v zimním období $E_{el,Z}$ odpovídá dané množství vyrobeného tepla E_{QZJ} .

$$E_{QZJ} = \frac{E_{el,Z}}{e} = \frac{91,8 \cdot 10^9}{0,41} = 225,6 \text{ GJ} \quad (15)$$

- Celkové množství tepla vyrobeného jednotkou E_{QJ} .

$$E_{QJ} = E_{QZJ} + E_{QLJ} = 225,6 + 120,9 = 346,5 \text{ GJ} \quad (16)$$

- Množství tepla dodaného cizím zdrojem E_{QZc} .

$$E_{Qc} = E_Q - E_{QJ} = 600 - 346,5 = 253,5 \text{ GJ} \quad (17)$$

- Z vypočtených výkonů vyplývá, že jednotka je schopna plnit předpoklady provozu s procentuálním denním využitím ζ_L a ζ_Z oproti nominálnímu el. výkonu pro jednotlivá období.

$$\zeta_Z = \frac{P_{el,Z}}{P_{el,J}} = \frac{6,6}{7} = 0,943 \approx 94 \% \quad (18)$$

$$\zeta_L = \frac{P_{el,L}}{P_{el,J}} = \frac{2,8}{7} = 0,40 \approx 40 \%$$

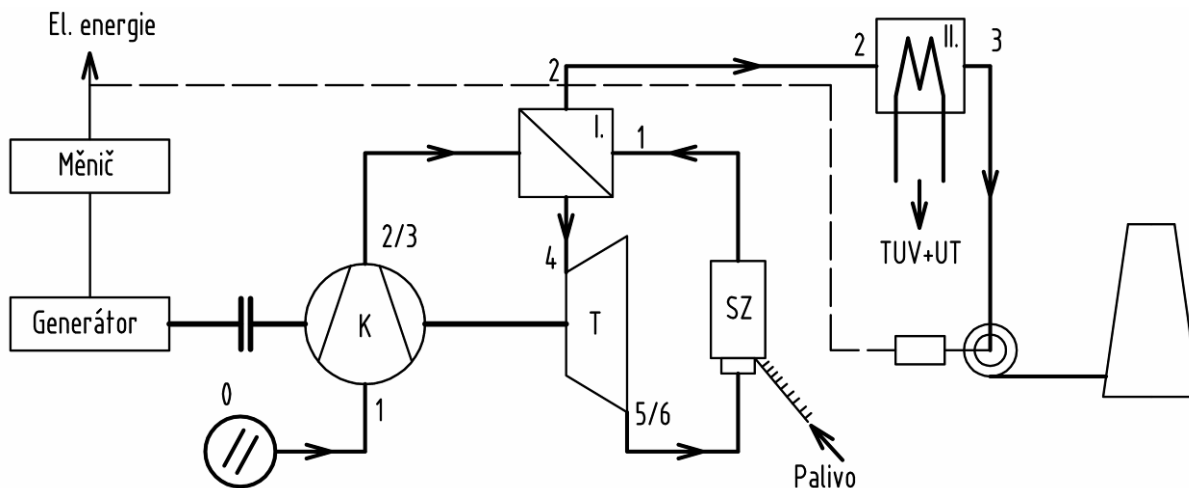
Výsledky posouzení jsou uvedeny v následující tabulce. Tyto údaje slouží k ekonomickému posouzení kogeneračních jednotek v kapitole 14. U varianty bytového domu s nově navrženou kogenerační jednotkou na biomasu PBS 7 došlo k tomu, že jednotka podle předpokladů provozu nebude schopna vyrobit celoročně potřebné množství el. energie. Část elektrické energie se tedy bude muset nakupovat ze sítě.

Veličina	Varianta				Jednotka	Popis
	RD		BD			
	300-V	PBS 1	T7	PBS 7		
τ_Z	152,5	169,4	162,2	134,4	[dny]	počet dnů zimního období
τ_L	213,5	196,6	203,8	231,6	[dny]	počet dnů letního období
E_{QZ}	163,4	170,2	479,1	434,4	[GJ]	spotřeba tepla za zimní období
E_{QL}	21,1	14,3	120,9	165,6	[GJ]	spotřeba tepla za letní období
E_Q	184,5		600		[GJ]	spotřeba tepla za celý rok (viz. model)
E_{Qj}	95	73,5	346,5	419,4	[GJ]	množství tepla vyrobeného jednotkou
E_{Qc}	89,5	111	253,5	180,6	[GJ]	množství tepla z cizího zdroje
e	0,17	0,22	0,41	0,32	[-]	teplárenský modul jednotky
$E_{el,Z}$	12,3	12,7	91,8	81,3	[GJ]	vyrobená el. energie za zimní období
$E_{el,L}$	3,5	3,1	49,2	53,0	[GJ]	vyrobená el. energie za letní období
E_{el}	15,8		141		[GJ]	spotřeba el. energie za celý rok (viz. model)
$E_{el,j}$	15,8	15,8	141	134,3	[GJ]	množství el. energie vyrobené jednotkou
$E_{el,C}$	0	0	0	6,7	[GJ]	množství nakupované energie
$P_{el,Z}$	0,93	0,87	6,55	7,00	[kW]	průměrný el. výkon jednotky v Z období
$P_{el,L}$	0,19	0,18	2,79	2,65	[kW]	průměrný el. výkon jednotky v L období
ζ_Z	93	87	94	100	[%]	časové využití jednotky v letním období
ζ_L	19	18	40	38	[%]	časové využití jednotky v zimním období

Tab. 10 Výsledky posouzení kogeneračních komerčních i navržených jednotek pro bytový i rodinný dům. BD - bytový dům, RD - rodinný dům

6. Návrh oběhu kogenerační jednotky

Cílem je navrhnout co možná nejjednodušší oběh s důrazem na co nejmenší počet komponent skutečného zařízení. Důležitá je kompaktnost a rozměry kogenerační jednotky. Je to v souladu s požadavkem, že kogenerační jednotka má sloužit pro provoz v rodinných a bytových domech. To znamená, že je třeba zajistit bezpečnost provozu, jeho nenáročnost na údržbu a co možná nejmenší velikost zařízení. Navržena budou zařízení pro rodinný i bytový dům o elektrickém výkonu odpovídajícím zvoleným jednotkám **TEDOM Micro T-7** a **Viessmann Vitotwin 300-V**, tedy **7 kW** a **1 kW**. Po konzultacích v První brněnské strojárně Velká Bítěš, a.s. byl navržen oběh systému zobrazený na Obr. 13.



Obr. 13 Návrh tepelného oběhu kogenerační jednotky.

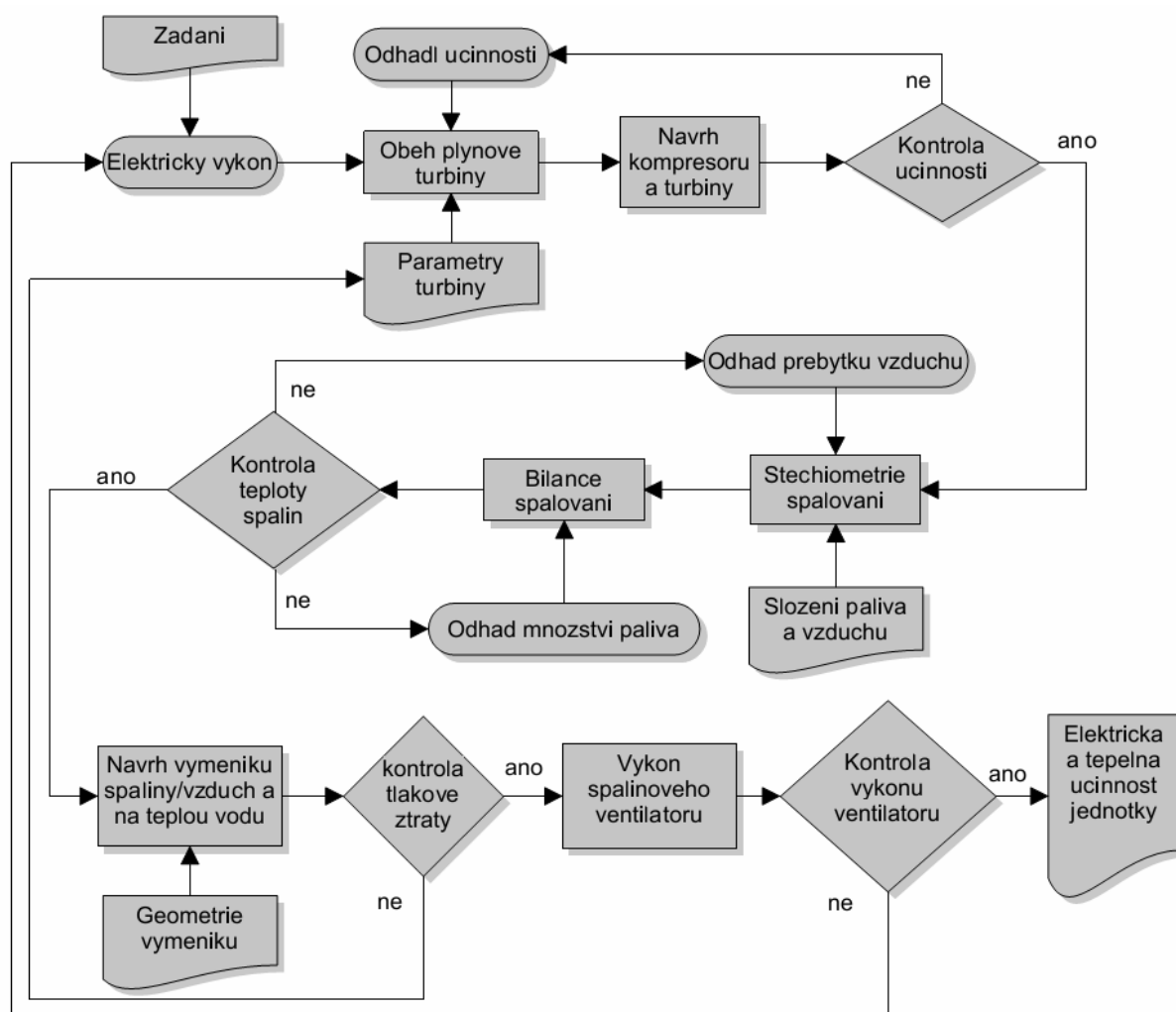
K - kompresor, T - turbína, SZ - spalovací zařízení, SV - spalínový ventlátor, AC - střídavý proud, DC - stejnosměrný proud, I. - výměník spaliny/vzduch, II. - spalínový výměník, TUV+UT - teplá voda pro potřeby vytápění a TUV

- **Spalovací zařízení** bude navrženo pro spalování kusového dřeva (biomasy) klasickým odhořívacím způsobem. Toto zařízení je jednoduché, kompaktní a bezpečné. Lze předpokládat, že bude pracovat s velkým přebytkem vzduchu. Zařízení principiálně bude fungovat stejně jako spalovací komora plynové turbíny ovšem v podtlakovém režimu.
- **Za lopatkový stroj** je zvolena plynová turbína pracující podle Braytonova otevřeného oběhu. Použitím otevřeného oběhu souvisí s volbou média, což může být prakticky pouze vzduch. PBS Velká Bíteš, a.s. má s výrobou těchto turbín bohaté zkušenosti.
- **Pracovním médiem** turbíny je tedy vzduch. Ostatní média byla vyloučena, protože jejich použití sebou přináší jisté problémy s těsněním zařízení a také s doplňováním uniknuvšího média do atmosféry. Navíc vzduch je všudypřítomný, netoxický a bezpečný a jeho úniky z oběhu nezpůsobují, mimo snížení účinnosti, žádné jiné komplikace.
- **Použití regenerace tepla** je v případě otevřeného oběhu namístě. Jelikož z otevřeného oběhu se teplo odvádí společně s médiem, je vhodné tuto energii použít znovu. Jednou z dalších výhod volby vzduchu jako média oběhu turbíny je ta, že se dá médium použít jako předeřhátý vzduch pro spalovací zařízení. Tento horký vzduch hořením reaguje s palivem a vznikají spaliny, které jsou zdrojem tepla vstupujícího do Braytonova oběhu turbíny. Touto cestou je zajištěna regenerace tepla v tepelném oběhu jednotky.

- **Výměník spaliny/vzduch** je místem v oběhu, kde dochází jak k předávání tepla spalin do oběhu turbíny, tak současně i k regeneraci tepla. Výměník je volen jako trubkový se spalinami proudícími v trubkovém prostoru s ohledem na čištění výměníku.
- **Teplovodní výměník** je stejné koncepce jako výměník spaliny/vzduch s tím rozdílem, že v mezitrubkovém prostoru proudí voda.
- **Spalinový ventilátor** je v oběhu umístěn z toho důvodu, že spalovací zařízení se předpokládá jako podtlakové. Jelikož výměníky mají určitou tlakovou ztrátu, spalinový ventilátor má za úkol tyto tlakové ztráty výměníku kompenzovat.

6.1. Postup výpočtu tepelného oběhu kogenerační jednotky

Pro výpočet a návrh tepelného oběhu a průtočných částí systému bylo použito programového prostředí MATLAB. Výpočet obsahuje několik interačních cyklů. Schéma postupu je naznačeno na Obr. 14.



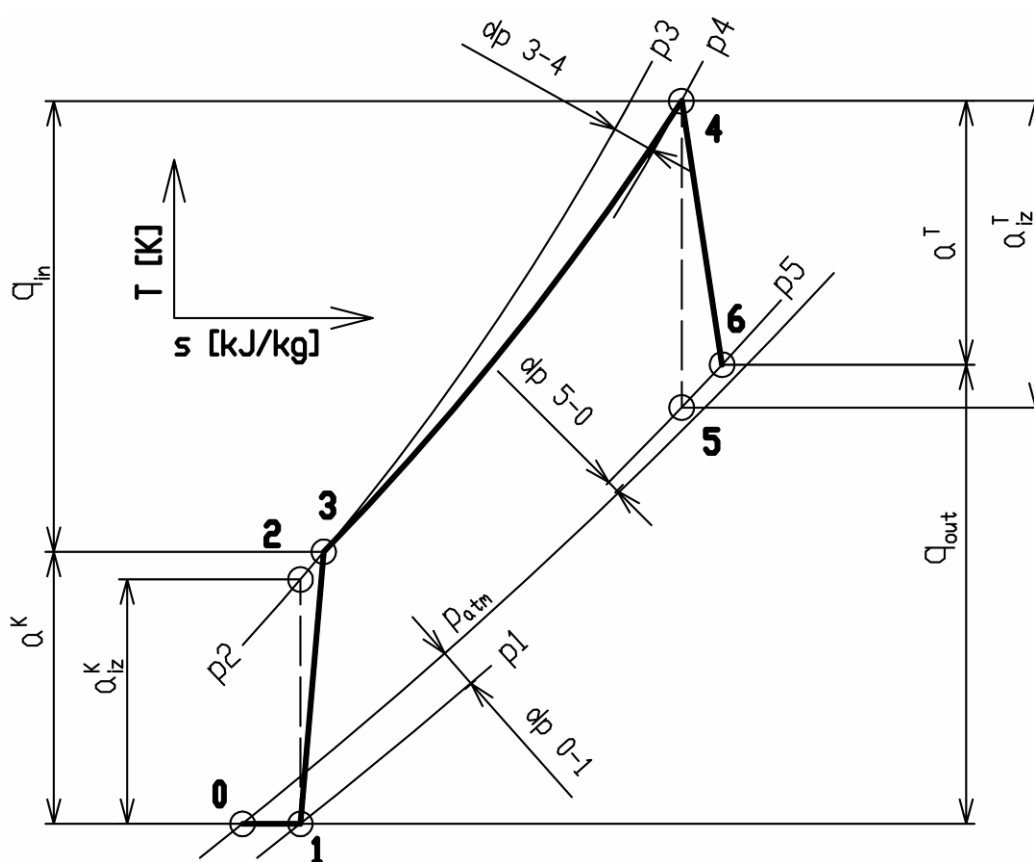
Obr. 14 Schéma postupu výpočtu kogeneračního systému s horkovzdušnou turbínou.

Vztahy a hodnoty parametrů uvedené v dalších kapitolách jsou výsledkem poslední interace. Odhadované předběžné hodnoty nejsou uváděny. Detailní výpočet je proveden pouze pro jednotku PBS 1 o elektrickém výkonu 1 kW. Pro jednotku PBS 7 o výkonu 7 kW jsou uváděny některé důležité volené a vypočtené parametry pouze tabulkově. Koncepce výkonnější jednotky je analogická s méně výkonnou jednotkou.

7. Výpočet oběhu horkovzdušné turbíny

Procesy, odehrávající se uvnitř turbíny, jsou popsány **Braytonovým oběhem** viz. Obr 15. V tomto oběhu jsou zahrnuty tlakové ztráty Δp a celkové účinnosti reálného kompresoru a turbíny. Měrná tepelná kapacita vzduchu není považována za konstantní, ale je závislá na teplotě vzduchu viz. [34]. Stavové veličiny jako entropie a entalpie vzduchu jsou určovány podle přílohy č. 4 a pro různé tlakové hladiny pomocí porovnávací izobary viz. [4] a příloha č. 6.

Samotný Braytonův oběh se skládá z komprese 1-3 (v ideálním případě izoentropické 1-2), následného přívodu tepla 3-4 (v ideálním případě za konstantního tlaku) a expanze 4-6, která je opět v ideálním případě považována ze izoentropickou 4-5. Jelikož je oběh otevřený, odvod tepla se děje prostřednictvím pracovního média, které odchází mimo turbínu viz. Obr. 15.



Obr. 15 $T - s$ diagram Braytonova oběhu plynové turbíny

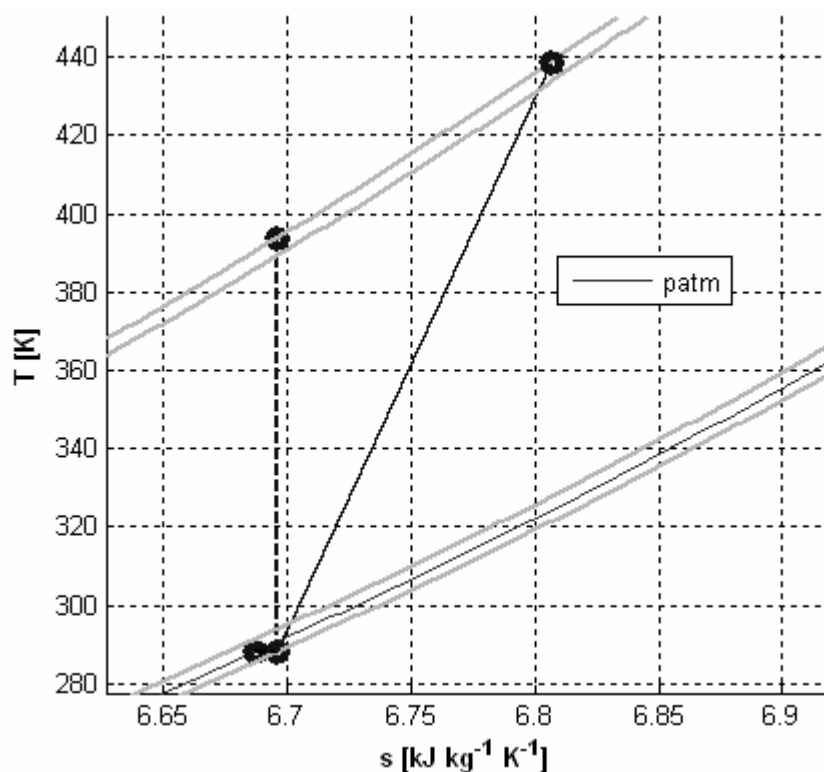
Při návrhu oběhu je třeba stanovit některé důležité parametry. Volba těchto parametrů je založena na zkušenostech z vývoje a provozu reálných zařízení a také na materiálových možnostech. Zvolené parametry jsou uvedeny v Tab. 11 a jejich hodnoty jsou stanoveny na základě doporučení PBS Velká Bíteš. Celkové účinnosti kompresoru η_K a turbíny η_T jsou při prvním přihlížení interačního výpočtu odhadnuty a následně ověřeny viz. kapitola 8. Poměrná tlaková ztráta výměníku ξ_1 je také nejprve odhadnuta a poté ověřena výpočtem v kapitole 11.6.2. Parametry v Tab. 11 jsou tedy již konečné hodnoty.

Kompresní poměr Π_k	Teplota před turbínou t_4	Poměrná tlaková ztráta sání ξ_0	Poměrná tlaková ztráta výměníku ξ_1	Poměrná tlaková ztráta výstupu ξ_2	Celková účinnost kompresoru η_K	Celková účinnost turbíny η_T
[-] 3 3	[°C] 750 750	[%] 3 3	[%] 4 4	[%] 4 4	[%] 70 75	[%] 79 82

Tab. 11 Volené základní parametry plynové turbíny. Celkové účinnosti a celková tlaková ztráta výměníku jsou ověřeny výpočtem. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.

7.1. Vzduchový turbokompresor

Atmosférický vzduch nasávaný kompresorem je stlačován a proudí dále do výměníku, kde se ohřívá. Kompresor přitom spotřebovává práci a^K , kterou odebírá expanzní turbíně. T-s diagram navrhovaného kompresoru je na Obr. 16.



Obr. 16 T-s diagram kompresoru.

7.1.1. Sání vzduchu na vstupu turbíny (bod 0)

Stav vzduchu na vstupu je uvažován při standardních podmínkách viz Tab. 12.

Atmosférický tlak p_{atm}	teplota vzduchu t_0	vlhkost vzduchu x	Plynová konstanta vzduchu r_{vz}	Plynová konstanta vodní páry r_{H_2O}
[Pa] 101325	[K] 288,15	[kg/kg _{sv}] 0,00634	[J/kg K] 287,0	[J/kg K] 461,51

Tab. 12 Standardní podmínky na sání turbíny. Podmínky jsou stejné pro obě výkonové varianty jednotky.

- Plynová konstanta vlhkého vzduchu se určí z poměrného zastoupení vodní páry v suchém vzduchu.

$$r_{vz} = \frac{1}{1+x} \cdot r_{sv} + \frac{x}{1+x} \cdot r_{H_2O} = \frac{1}{1+0,00634} \cdot 287 + \frac{0,00634}{1+0,00634} \cdot 461,51 = 288,1 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (19)$$

- Entropie na sání se určí podle přílohy č.4.

$$s_0 = \text{entropie}(t_{atm}; x) = \text{entropie}(101325; 0,00634) = 6,6876 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (20)$$

7.1.2. Sání vzduchu na vstupu do kompresoru (bod 1)

- Tlak vzduchu na vstupu do kompresoru je menší o ztráty v sání oproti atmosférickému vzduchu.

$$p_1 = p_{atm} \cdot (1 - \xi_0) = 101325 \cdot (1 - 0,03) = 98285 \text{ Pa} \quad (21)$$

- Teplota vzduchu na vstupu do kompresoru.

$$t_1 = t_0 = 288,15 \text{ K} \quad (22)$$

- Entropie vzduchu na vstupu do kompresoru je určena pomocí porovnávací izobary viz. příloha č. 6.

$$s_1 = s_0 + r_{vz} \cdot \ln \frac{p_{atm}}{p_1} = 6,6876 + 288,1 \cdot \ln \frac{101325}{98285} = 6,696 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (23)$$

- Entalpie vzduchu na vstupu do kompresoru.

$$i_1 = \text{entalpie}(t_1; x) = \text{entalpie}(288,15; 0,00634) = 289,9 \frac{kJ}{kg} \quad (24)$$

7.1.3. Izoentropický výstup kompresoru (bod 2)

- Entropie vzduchu v bodě 2 je stejná jako v bodě 1 (izoentropický děj).

$$s_2 = s_1 = 6,696 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (25)$$

- Tlak vzduchu na výstupu z kompresoru je dán kompresním poměrem Π_k .

$$p_2 = p_3 = p_1 \cdot \Pi_k = 98285 \cdot 3 = 294856 \text{ Pa} \quad (26)$$

- Teplota na výstupu z kompresoru je vypočítána pomocí inverzní funkce viz. příloha č.4.

$$\begin{aligned} t_2 &= \text{inventropie}(s_2 + r_{vz} \cdot \ln \frac{p_2}{p_{atm}}; x) = \\ &= \text{inventropie}(6,696 + 288,1 \cdot \ln \frac{294856}{101325}; 0,00634) = 393,88 \text{ K} \end{aligned} \quad (27)$$

- Entalpie na izoentropickém výstupu z kompresoru.

$$i_2 = \text{entalpie}(t_2; x) = \text{entalpie}(393,88; 0,00634) = 397,0 \frac{kJ}{kg} \quad (28)$$

7.1.4. Skutečný výstup z kompresoru (bod 3)

- Entalpie na výstupu z kompresoru lze stanovit z celkové účinnosti kompresoru η_K .

$$i_3 = i_1 + \frac{(i_2 - i_1)}{\eta_K} = 289,9 + \frac{(397,0 - 289,9)}{0,7} = 442,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (29)$$

- Teplota na výstupu z kompresoru je vypočítána pomocí inverzní funkce viz, příloha č.4.

$$t_3 = \text{inentalpie}(i_3; x) = \text{inentalpie}(442,9; 0,00634) = 438,82 \text{ K} \quad (30)$$

- Entropie na výstupu z kompresoru.

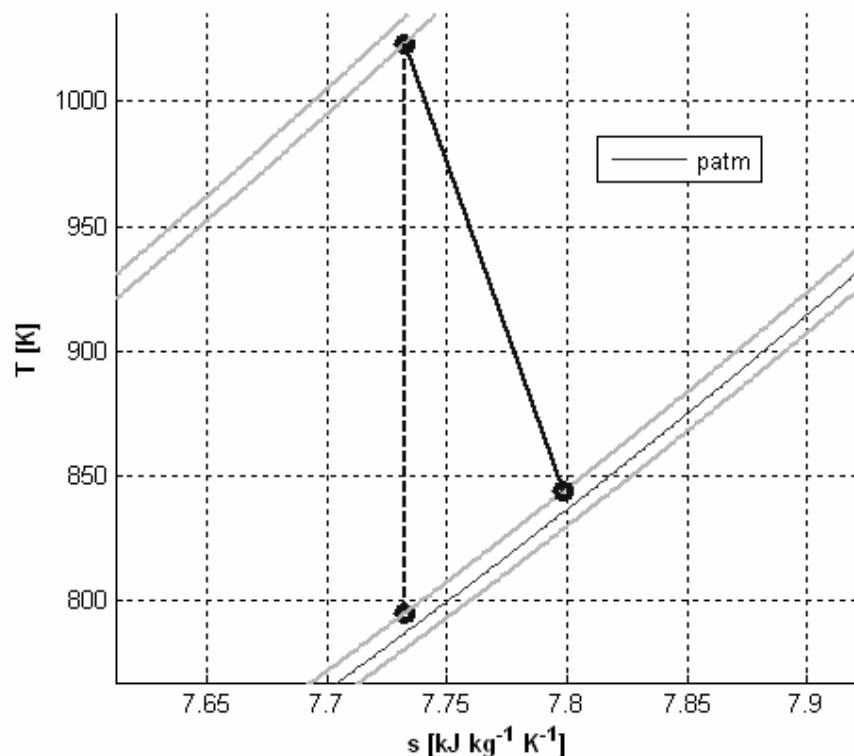
$$\begin{aligned} s_3 &= \text{entropie}(t_3; x) - r_{vz} \cdot \ln \frac{p_3}{p_{\text{atm}}} = \\ &= \text{entropie}(442,9; 0,00634) - 288,1 \cdot \ln \frac{294856}{101325} = 6,807 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (31)$$

- Izoentropická a skutečná měrná práce kompresoru:

$$\begin{aligned} a_{iz}^K &= i_2 - i_1 = 397,0 - 289,9 = 107,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ a^K &= i_3 - i_1 = 442,9 - 289,9 = 153,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (32)$$

7.2. Expanzní vzduchová turbína

Poté, co se stlačený vzduch ohřeje ve výměníku spaliny/vzduch na požadovanou teplotu, vstupuje do expanzní radiálně-axiální turbíny a koná práci a^T . Část této práce slouží pro pohon kompresoru a část pro pohon elektrického generátoru.



Obr. 17 T-s diagram návrhové expanze.

7.2.1. Vstup do turbíny (bod 4)

- Teplota vzduchu na vstupu do turbíny viz. Tab.11.

$$t_4 = t_4 \text{ } ^\circ\text{C} + 273,15 = 750 + 273,15 = 1023,15 \text{ K} \quad (33)$$

- Tlak vzduchu na vstupu do turbíny je oproti tlaku na výstupu z kompresoru snížený o tlakové ztráty výměníku ξ_1 .

$$p_4 = p_3 \cdot (1 - \xi_1) = 294856 \cdot (1 - 0,04) = 283062 \text{ Pa} \quad (34)$$

- Střední tlak při dodávání tepla do oběhu.

$$\bar{p}_s = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{294856 + 283062}{2} = 288959 \text{ Pa} \quad (35)$$

- Entropie vzduchu na vstupu do turbíny je určena podle přílohy č. 4.

$$\begin{aligned} s_4 &= \text{entropie}(t_4; x) - r_{vz} \cdot \ln \frac{p_4}{p_{atm}} = \\ &= \text{entropie}(1023,15; 0,00634) - 288,1 \cdot \ln \frac{283062}{101325} = 7,732 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (36)$$

- Entalpie vzduchu na vstupu do turbíny.

$$i_4 = \text{entalpie}(t_4; x) = \text{entalpie}(1023,15; 0,00634) = 1078,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (37)$$

7.2.2. Izoentropický výstup z turbíny (bod 5)

- Tlak vzduchu na výstupu z turbíny je oproti atmosférickému snížen o ztráty na výstupu ξ_2 .

$$p_5 = p_{atm} \cdot (1 + \xi_2) = 101325 \cdot (1 - 0,04) = 105378 \text{ Pa} \quad (38)$$

- Entropie vzduchu na izoentropickém výstupu z turbíny je stejná jako na vstupu.

$$s_5 = s_4 = 7,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (39)$$

- Teplota vzduchu na izoentropickém výstupu z turbíny je vypočítána pomocí inverzní funkce viz příloha č.4.

$$\begin{aligned} t_5 &= \text{inventropie}(s_4 + r_{vz} \cdot \ln \frac{p_5}{p_{atm}}; x) = \\ &= \text{inventropie}(7,732 + 288,1 \cdot \ln \frac{105378}{101325}; 0,00634) = 795,06 \text{ K} \end{aligned} \quad (40)$$

- Entalpie vzduchu na izoentropickém výstupu z turbíny.

$$i_5 = \text{entalpie}(t_5; x) = \text{entalpie}(795,06; 0,00634) = 821,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (41)$$

7.2.3. Skutečný výstup z turbíny (bod 6)

- Entalpie vzduchu na výstupu z turbíny lze stanovit ze známé účinnosti turbíny η_T .

$$i_6 = i_4 - \frac{(i_4 - i_5)}{\eta_T} = 1078,9 - \frac{(1078,9 - 821,2)}{0,79} = 875,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (42)$$

- Teplota vzduchu na výstupu z turbíny je vypočítána pomocí inverzní funkce viz příloha č.4.

$$t_6 = \text{inentalpie}(i_6; x) = \text{inentalpie}(875,3; 0,00634) = 843,8 \text{ K} \quad (43)$$

- entropie vzduchu na výstupu z turbíny.

$$\begin{aligned} s_6 &= \text{entropie}(t_6; x) - r_{vz} \cdot \ln \frac{p_6}{p_{\text{atm}}} = \\ &= \text{entropie}(843,8; 0,00634) - 288,1 \cdot \ln \frac{105378}{101325} = 7,798 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (44)$$

- izoentropická a skutečná měrná práce turbíny.

$$\begin{aligned} a_{iz}^T &= i_4 - i_5 = 1078,9 - 821,2 = 257,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ a^T &= i_4 - i_6 = 1078,9 - 875,3 = 203,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (45)$$

7.3. Energetická bilance horkovzdušné turbíny

Energetická bilance v sobě zahrnuje stanovení účinnosti oběhu horkovzdušné turbíny a především určení hmotnostního průtoku vzduchu m_{vz} . Účinnost elektrického měniče a generátoru jsou voleny na základě doporučení PBS Velká Bíteš, a.s. stejně jako ztrátový výkon ložisek. Velikost příkonu spalínového ventilátoru je stanovena v kapitole 12.

Elektrický výkon soustrojí P_{el}	Příkon spalínového ventilátoru P_{sv}	Účinnost generátoru η_G	Účinnost elektrického měniče η_M	Ztrátový výkon ložisek z_L
[W]	[W]	[%]	[%]	[W]
1000	30	95	95	50
7000	100	95	95	100

Tab. 13 Tabulka parametrů definujících přeměnu práce na el. energii. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.

- Měrné dodané a odvedené teplo.

$$\begin{aligned} q_{in} &= i_4 - i_3 = 1078,9 - 442,9 = 636,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ q_{out} &= i_6 - i_1 = 875,3 - 289,9 = 585,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (46)$$

- Měrná práce Braytonova oběhu horkovzdušné turbíny **a** je stanovena jako rozdíl práce turbíny a práce kompresoru.

$$a_{iz} = a_{iz}^T - a_{iz}^K = 257,7 - 107,1 = 150,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(47)

$$a = a^T - a^K = 203,6 - 153,0 = 50,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Hmotnostní tok média turbínou je dán podílem mechanického výkonu turbíny a měrnou prací.

$$\dot{m}_{vz} = \frac{\frac{P_{el} + P_{sv}}{\eta_G \cdot \eta_M} + z_L}{a} = \frac{\frac{1 + 0,03}{0,95 \cdot 0,95} + 0,05}{50,6} = 0,02355 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 84,79 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

(48)

- Elektrická účinnost turbosoustrojí bez rekuperace v Braytonově oběhu:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el} + P_{sv}}{\dot{m}_{vz} \cdot q_{in}} = \frac{1 + 0,03}{0,02355 \cdot 636,0} = 0,069 [-] = 6,9 \%$$

(49)

8. Návrh oběžného kola kompresoru a turbíny

Návrh kompresoru a turbíny je prováděn ve spolupráci PBS Velká Bíteš, a.s. Při návrhu geometrie kol a po určení parametrů média bylo za pomoci softwaru PBS a zkušenosti výpočtářů konstatováno, že navrhované účinnosti kompresoru η_K a turbíny η_T v kapitole 7 jsou dosažitelné. V celkových účinnostech jsou zahrnuty i ztráty v difuzoru u kompresoru a v rozvaděči u turbíny. Kompresor i turbína jsou voleny jako radiálně axiální.

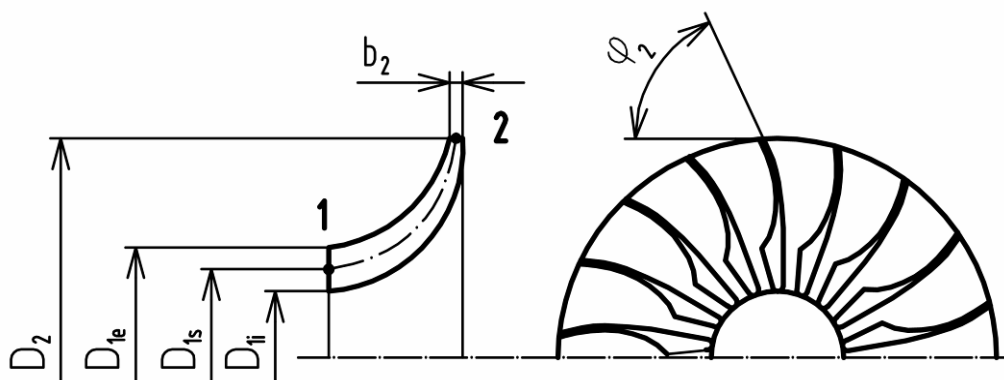
8.1. Oběžné kolo kompresoru

Do radiálně axiálního kompresoru vstupuje stlačované médium v axiálním neboli osovém směru a vystupuje v radiálním směru. Médium je v oběžném kole přinuceno rotovat a vlivem odstředivé síly je stlačováno a urychlováno. Kinetická energie proudícího média je v difuzoru přeměněna na tlakovou energii. Difuzory bývají lopatkové nebo bezlopatkové. Jeho parametry nejsou blíže navrhovány. Prouděním média v difuzoru vznikají ztráty pro daný kompresor v rozmezí 5 až 6 %. Součástí kompresoru je taktéž vstupní a výstupní soustava.

Proudění média je sledováno na středním proudovém vlákně. Návrh oběžného kola je proveden podle [5], [6], [8], [9].

κ	1,397	[-]	Poissonova konstanta vzduchu pro 100 °C, [34]
σ_v	0,98	[-]	součinitel zachování celkového tlaku na vstupu
μ	0,89	[-]	součinitel skluzu
α	0,04	[-]	součinitel určující ztráty koncové části kola
ν_1	0,5	[-]	poměr vnitřního a vnějšího průměru na vstupu
ν_2	0,45	[-]	poměr velkého průměru na vstupu a výstupu
φ_2	65	[°]	úhel lopatky na výstupu z oběžného kola
i_1	3	[°]	odklon na vstupním proudu kompresoru
K	0,4	[-]	
ξ_1	0,15	[-]	součinitel ztrát záběrníku kola
ξ_2	0,15	[-]	součinitel ztrát třením a vířením utrženého proudu
t	0,001	[-]	tloušťka lopatky na výstupu z oběžného kola
$\frac{c_{2r}}{u_2}$	0,3	[-]	poměr radiální složky výstupní a obvodové rychlosti

Tab. 14 Navržené parametry radiálního kompresoru.



Obr. 18 Meridiální řez oběžným kolem radiálně axiálního kompresoru a čelní pohled na kolo.

- Celkové stavy na vstupu do kompresoru. Tlak p_1 a teplota t_1 jsou stanoveny v kapitole 7.1.

$$p_{0c} = p_1 = 98285 \text{ Pa}$$

$$t_{0c} = t_1 = 288,15 \text{ K}$$

- Celkové stavy na vstupu do oběžného kola.

$$p_{1c} = p_{0c} \cdot \sigma_v = 98285 \cdot 0,98 = 96319 \text{ Pa}$$

$$t_{1c} = t_{0c} = 288,15 \text{ K}$$

- Adiabatická práce kompresoru pro c_p vzduchu určeného z [34] pro teplotu t_1 .

$$W_{adc} = c_p \cdot t_{1c} \cdot \left(\Pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = 1,01 \cdot 288,15 \cdot \left(3^{\frac{1,397-1}{1,397}} - 1 \right) = 106,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

- Obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola kompresoru.

$$u_2 = \sqrt{\frac{W_{adc}}{\eta_k \cdot (\mu + \alpha)}} = \sqrt{\frac{106,7}{0,7 \cdot (0,89 + 0,04)}} = 404,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Absolutní rychlost na vstupu do kompresoru c_1 je určena za předpokladu, že $c_{1a} = c_{2r}$ a za předpokladu, že nedochází ke zvíření vstupního proudu, tedy $c_{1u} = 0$ a potom $c_{1a} = c_1$. Velikost vstupní rychlosti je závislá na voleném poměru c_{2r}/u_2 .

$$c_1 = c_{1a} = c_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2} \cdot u_2 = 0,3 \cdot 404,9 = 121,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Parametry vzduchu na středním průměru vstupu do oběžného kola kompresoru kde $c_{1s} = c_1$.

$$t_1 = t_{1c} - \frac{c_{1s}^2}{2 \cdot c_p} = 288,15 - \frac{121,5^2}{2 \cdot 1,01} = 280,84 \text{ K}$$

$$p_1 = p_{c1} \cdot \left(\frac{t_1}{t_{c1}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 96319 \cdot \left(\frac{280,84}{288,15} \right)^{\frac{1,397}{1,397-1}} = 88002 \text{ Pa}$$

$$v_1 = \frac{r_{vz} \cdot t_1}{p_1} = \frac{288,1 \cdot 280,84}{88002} = 0,92 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

- Velký průměr na vstupu do oběžného kola D_{1e} .

$$D_{1e} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{vz} \cdot v_1}{\pi \cdot c_{1a} \cdot \frac{1}{v_1} \cdot (1 - v^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02355 \cdot 0,92}{\pi \cdot 121,5 \cdot \frac{1}{0,92} \cdot (1 - 0,5^2)}} = 0,0167 \text{ m} = 16,7 \text{ mm}$$

- Malý průměr na vstupu do oběžného kola D_{1i} .

$$D_{1i} = v_1 \cdot D_{1e} = 0,5 \cdot 16,7 = 8,3 \text{ mm}$$

- Střední průměr na vstupu do oběžného kola D_{1s} .

$$D_{1s} = \frac{D_{1e} + D_{1i}}{2} = \frac{16,7 + 8,3}{2} = 12,5 \text{ mm}$$

- Průměr kola na výstupu D_2 .

$$D_2 = \frac{D_{1e}}{v_2} = \frac{16,7}{0,45} = 37,0 \text{ mm} \quad (59)$$

- Otáčky kompresoru n .

$$n = \frac{u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{404,9}{\pi \cdot 0,037} = 3476,9 \frac{1}{s} = 208616 \frac{1}{\text{min}} \quad (60)$$

- Vstupní obvodová rychlost kompresoru na středním průměru u_{1s} .

$$u_{1s} = \pi \cdot D_{1s} \cdot n = \pi \cdot 0,0125 \cdot 3476,9 = 136,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (61)$$

- Vstupní relativní rychlost kompresoru na středním průměru w_{1s} .

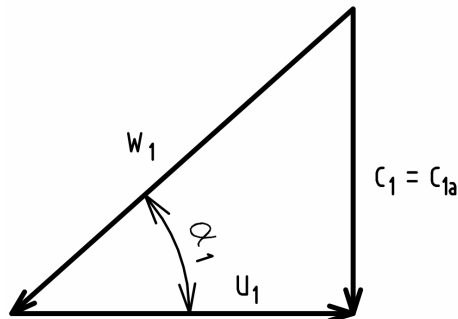
$$w_{1s} = \sqrt{u_{1s}^2 + c_{1a}^2} = \sqrt{136,7^2 + 121,5^2} = 182,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (62)$$

- Úhel náběhu na lopatku na vstupu kompresoru α_1 .

$$\text{tg} \alpha_{1s} = \frac{c_{1a}}{u_{1s}} = \frac{121,5}{136,7} = 0,888 \Rightarrow \alpha_{1s} = 41,6^\circ \quad (63)$$

- Machovo číslo na středním průměru vstupu kompresoru Ma_{1s} .

$$Ma_{1s} = \frac{w_{1s}}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_1}} = \frac{182,8}{\sqrt{288,1 \cdot 1,397 \cdot 280,84}} = 0,54 [-] \quad (64)$$



Obr. 19 Rychlostní trojúhelník na vstupu do kompresoru na středním průměru D_{1s} .

- Úhel střední křivky záběru φ_{1s} .

$$\varphi_{1s} = \alpha_{1s} + i_1 = 41,6 + 3 = 44,6^\circ \quad (65)$$

- Počet lopatek kompresoru z_k .

$$z_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{\varphi_{1s} + \varphi_2}{2}\right)}{K \cdot \ln\left(\frac{D_2}{D_{1e}}\right)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{44,6 + 65}{2}\right)}{0,4 \cdot \ln\left(\frac{37}{16,7}\right)} \doteq 16 \quad (66)$$

- Kontrola součinitele skluzu. Odchylka je 2,1 %.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{1s}}{D_2}\right)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{18} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{12,5}{37}\right)^2}} = 0,8713 \quad (67)$$

- Celková teplota na výstupu z oběžného kola t_{2c} pro tepelnou kapacitu c_p odpovídající teplotě t_2 .

$$t_{2c} = t_{1c} + \frac{1}{c_p} \cdot [u_2^2 \cdot (\mu + \alpha)] = 288,15 + \frac{1}{1,01} \cdot [404,9^2 \cdot (0,89 + 0,04)] = 438,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (68)$$

- Absolutní rychlost na výstupu v unášivém směru c_{2u} .

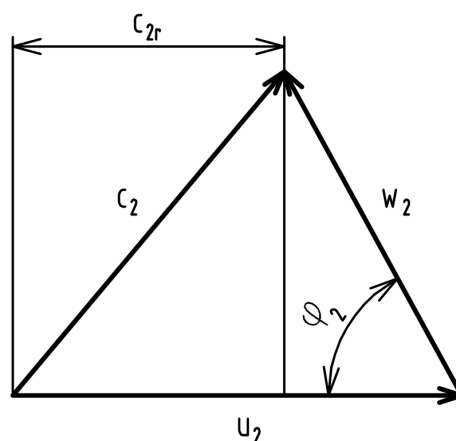
$$c_{2u} = u_2 \cdot \mu = 404,9 \cdot 0,89 = 360,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (69)$$

- Absolutní rychlost na výstupu c_2 pro podmínku $c_{2r} = c_{1a}$.

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{360,4^2 + 121,5^2} = 380,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (70)$$

- Relativní rychlost na výstupu w_2 .

$$\begin{aligned} w_2 &= \sqrt{c_2^2 - u_2^2 + 2 \cdot c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \varphi} = \\ &= \sqrt{380,2^2 - 404,9^2 + 2 \cdot 380,2 \cdot 404,9 \cdot \cos 65} = 332,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (71)$$



Obr. 20 Rychlostní trojúhelník na výstupu z kompresoru.

- Statická teplota na výstupu oběžného kola t_2 , kde c_p je stanoveno pro teplotu t_2 .

$$t_2 = t_{c2} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} = 438,43 - \frac{380,2^2}{2 \cdot 1,01} = 367,16 \text{ K} \quad (72)$$

- Machovo číslo na výstupu z kompresoru Ma_2 .

$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_2}} = \frac{380,2}{\sqrt{288,1 \cdot 1,397 \cdot 367,16}} = 0,99 [-] \quad (73)$$

- Ztráty vznikající průtokem vzduchu záběrníkem kola $\mathbf{W}_{r1}$.

$$W_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_{1s}^2}{2} = 0,15 \cdot \frac{182,8^2}{2} = 2,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (74)$$

- Ztráty vznikající průtokem vzduchu vlastním kolem $\mathbf{W}_{r2}$.

$$W_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_{1a}^2}{2} = 0,15 \cdot \frac{121,5^2}{2} = 1,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (75)$$

- Ztráty v koncové části oběžného kola $\mathbf{W}_{r3}$.

$$W_{r3} = \alpha \cdot u_2^2 = 0,04 \cdot 404,9^2 = 6,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (76)$$

- Celková ztráta při průtoku vzduchu oběžným kolem $\mathbf{W}_r$.

$$\sum W_r = W_{r1} + W_{r2} + W_{r3} = 2,5 + 1,1 + 6,6 = 10,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (77)$$

- Polytropický exponent stlačení.

$$\frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{\sum W_r}{r \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{1,397}{1,397 - 1} - \frac{10200}{288,1 \cdot (367,16 - 280,84)} = 3,10 [-] \quad (78)$$

- Statický tlak na výstupu z oběžného kola $\mathbf{p}_2$.

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 88002 \cdot \left(\frac{367,16}{280,84} \right)^{3,1} = 202188 \text{ Pa} \quad (79)$$

- Celkový tlak na výstupu z oběžného kola $\mathbf{p}_{2c}$.

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{t_{2c}}{t_2} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = p_{202188} \cdot \left(\frac{438,43}{367,16} \right)^{3,1} = 377033 \text{ Pa} \quad (80)$$

- Měrný objem na výstupu z oběžného kola $\mathbf{v}_2$.

$$v_2 = \frac{r_{vz} \cdot t_2}{p_2} = \frac{288,1 \cdot 367,16}{202188} = 0,52 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (81)$$

- Šířka oběžného kola na výstupu kompresoru $\mathbf{b}_2$.

$$b_2 = \frac{m_{vz} \cdot v_2}{c_{2r} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot \tau} = \frac{0,02355 \cdot 0,52}{121,47 \cdot \pi \cdot 0,037 \cdot \tau} = 1,01 \text{ mm} \quad (82)$$

$$\tau = 1 - \frac{z_k \cdot t}{\pi \cdot D_2} = 1 - \frac{16 \cdot 0,001}{\pi \cdot 0,037} = 0,138 [-]$$

Pro navržené oběžné kolo, jehož geometrie je dána předchozími vztahy a jehož hlavní parametry jsou uvedeny v Tab.16 byla tedy odhadnuta celková účinnost $\eta_K = 70 \%$. S touto účinností je uvažováno při výpočtu oběhu horkovzdušné turbíny v kapitole 7.

8.2. Oběžné kolo turbíny

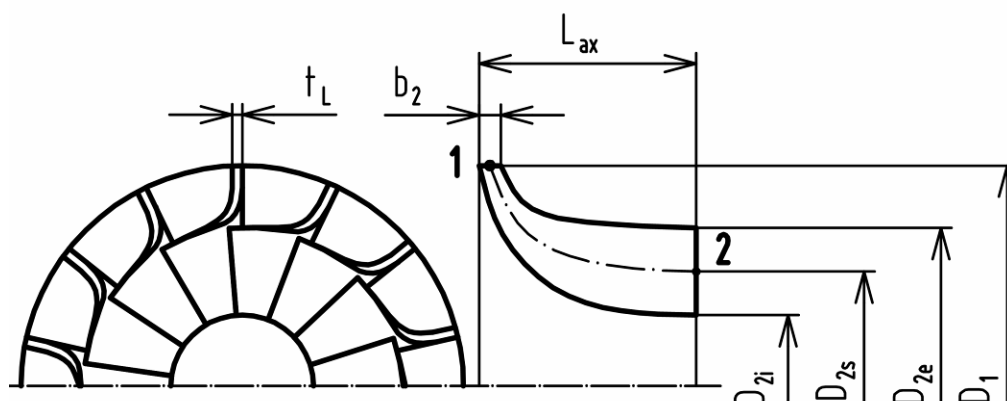
Médium do radiálně axiální turbíny vstupuje naopak než u kompresoru a to sice v radiálním směru a vystupuje v axiálním směru. Pracovní látka je nejprve v rozvaděči neboli statoru urychlena a její kinetická energie se poté na oběžném kole přeměňuje na mechanickou energii rotujícího rotoru. Rozvaděč může být taktéž lopatkový nebo bezlopatkový.

U turbíny musí být naopak odstředivé síly vznikající rotací překonávány. Proto radiálně axiální turbíny jsou vždy přetlakové, aby se proud v mezilopatkovém kanále nezpomaloval. Součástí turbíny je rovněž vstupní a výstupní soustava v podobě výstupního hrdla a spirální skříně na vstupu, které nejsou dále blíže navrhovány.

Proudění se u radiálně axiální turbíny sleduje na středním proudovém vláknu, na němž se předpokládají střední výpočtové rychlosti. Návrh oběžného kola je proveden podle [5], [6], [8], [9].

κ	1,338	[-]	Poissonova konstanta vzduchu pro 700 °C, [34]
$\frac{u_1}{c_0}$	0,69	[-]	poměr obvodové a absolutní rychlosti
ρ	0,45	[-]	stupeň reakce
φ	0,95	[-]	průtokový součinitel
ψ	0,9	[-]	tlakový součinitel
α_1	15	[°]	úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny
β_2	28	[°]	úhel lopatky na výstupu z turbíny
β_{2ef}	21	[°]	efektivní úhel lopatky na výstupu z turbíny
z_t	14	[-]	počet lopatek oběžného kola
t_L	1,5	[mm]	tloušťka lopatky na vstupu do oběžného kola
$\frac{D_{2s}}{D_1}$	0,52	[-]	poměr průměrů na výstupu a vstupu oběžného kola
$\frac{L}{D_1}$	0,5	[-]	poměr šířky kola a průměru kola na vstupu

Tab. 15 Navržené parametry radiálně axiální turbíny.



Obr. 21 Meridiální řez oběžným kolem radiálně axiální turbíny a čelní pohled na kolo.

- Celkové stavy na vstupu do turbíny. Tlak p_4 a teplota t_4 jsou stanoveny v kapitole 7.2.

$$p_{0c} = p_4 = 283062 \text{ Pa}$$

$$t_{0c} = t_4 = 1023,15 \text{ K}$$
(83)

- Expanzní poměr turbíny.

$$\Pi_T = \frac{p_6}{p_4} = \frac{105378}{283062} = 0,37 \text{ [-]}$$
(84)

- Celkový entalpický spád na turbíně h pro tepelnou kapacitu c_p při střední teplotě vzduchu v turbíně.

$$h = c_p \cdot t_{0c} \cdot \left(1 - \Pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) = 1,135 \cdot 1023,15 \cdot \left(1 - 0,37^{\frac{1,338-1}{1,338}}\right) = 256,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$
(85)

- Rychlost dosažitelná při ideální expanzi vzduchu c_0 .

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 256,5} = 716,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
(86)

- Obvodová rychlost na vstupu do kola u_1 je dána poměrem u/c .

$$u_1 = \frac{u_1}{c_0} \cdot c_0 = 0,69 \cdot 716,3 = 494,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
(87)

- Ideální a reálná rychlost na výstupu z rozváděcího kola c_{1iz} a c_1 .

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h \cdot (1 - \rho)} = \sqrt{2 \cdot 494,2 \cdot (1 - 0,45)} = 531,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
(88)

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 531,2 \cdot 0,95 = 504,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Parametry vzduchu na vstupu do oběžného kola turbíny. Měrná tepelná kapacita c_p je stanovena pro teplotu t_1 .

$$t_1 = t_{c0} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} = 1023,15 - \frac{504,65^2}{2 \cdot 1,131} = 912,71 \text{ K}$$

$$t_{1iz} = t_{c0} - \frac{c_{1iz}^2}{2 \cdot c_p} = 1023,15 - \frac{531,2^2}{2 \cdot 1,131} = 900,78 \text{ K}$$

$$p_1 = p_{c0} \cdot \left(\frac{t_{1iz}}{t_{c0}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 283062 \cdot \left(\frac{900,78}{1023,15}\right)^{\frac{1,338}{1,338-1}} = 170959 \text{ Pa}$$
(89)

$$v_1 = \frac{r_{vz} \cdot t_1}{p_1} = \frac{288,1 \cdot 912,71}{170959} = 1,54 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

- Složka absolutní rychlosti v meridiálním a unášivém směru c_{1m} a c_{1u} .

$$c_{1m} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 504,7 \cdot \sin(15) = 130,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$
(90)

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 504,7 \cdot \sin(15) = 487,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Relativní rychlost na vstupu do oběžného kola w_1 .

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (c_{1u} - u_1)^2} = \sqrt{130,8^2 + (487,5 - 494,2)^2} = 130,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (91)$$

- Vstupní úhel lopatky β_1 .

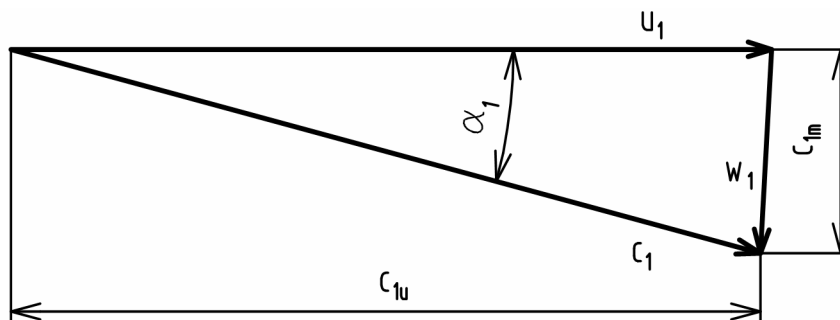
$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_{1u} - u_1}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{487,5 - 494,2}{130,8}\right) = 93^\circ \quad (92)$$

- Machovo číslo na vstupu do oběžného kola turbíny Ma_1 absolutní rychlosti.

$$Ma_1 = \frac{c_1}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_1}} = \frac{504,7}{\sqrt{288,1 \cdot 1,338 \cdot 912,7}} = 0,85 [-] \quad (93)$$

- Machovo číslo na vstupu do oběžného kola turbíny Ma_1 relativní rychlosti.

$$Ma_1 = \frac{w_1}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_1}} = \frac{130,8}{\sqrt{288,1 \cdot 1,338 \cdot 912,7}} = 0,22 [-] \quad (94)$$



Obr. 22 Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola turbíny.

- Unášivá rychlost na výstupu z kola na středním průměru u_2 .

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{D_{2s}}{D_1} = 494,2 \cdot 0,52 = 257,0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (95)$$

- Relativní rychlost na výstupu na středním průměru w_2 .

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} = \\ &= 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,45 \cdot 256,5 + 130,8^2 + 257,0^2 - 494,2^2} = 237,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (96)$$

- Složka relativní rychlosti v meridiálním a unášivém směru w_{2m} a w_{2u} .

$$w_{2m} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 237,7 \cdot \sin(28) = 111,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (97)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 237,7 \cdot \cos(28) = 209,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru c_2 .

$$c_2 = \sqrt{w_{2m}^2 + (u_2 - w_{2u})^2} = \sqrt{111,6^2 + (257,0 - 209,9)^2} = 121,1 \frac{m}{s} \quad (98)$$

- Ztráty vznikající průtokem vzduchu statorem neboli rozváděčem kola z_s .

$$z_s = (1 - \rho) \cdot (1 - \varphi^2) = (1 - 0,45) \cdot (1 - 0,95^2) = 0,054 [-] \quad (99)$$

- Ztráty vznikající průtokem vzduchu rotorem oběžného kola z_r .

$$z_r = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{w_2}{\psi} \right)^2 \cdot \frac{1 - \psi^2}{h} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{237,7}{0,9} \right)^2 \cdot \frac{1 - 0,9^2}{h} = 0,026 [-] \quad (100)$$

- Ztráty vznikající výstupní kinetickou rychlostí z_{c2} .

$$z_{c2} = \frac{c_2^2}{2 \cdot h} = \frac{121,1^2}{2 \cdot 256,5} = 0,029 [-] \quad (101)$$

- Parametry vzduchu na výstupu z oběžného kola turbíny. Hodnota tlaku p_2 odpovídá tlaku p_6 na výstupu z turbíny.

$$\begin{aligned} t_2 &= t_{c0} - (1 - z_s - z_r) \cdot \left(t_{c0} - t_{c0} \cdot \Pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) = \\ &= t_{c0} - (1 - 0,054 - 0,026) \cdot \left(1023,15 - 1023,15 \cdot 0,37^{\frac{1,338-1}{1,338}} \right) = 815,10 \text{ K} \end{aligned} \quad (102)$$

$$v_1 = \frac{r_{vz} \cdot t_2}{p_2} = \frac{288,1 \cdot 815,1}{105378} = 2,23 \frac{m^3}{kg}$$

- Machovo číslo na výstupu z oběžného kola turbíny Ma_2 absolutní rychlosti.

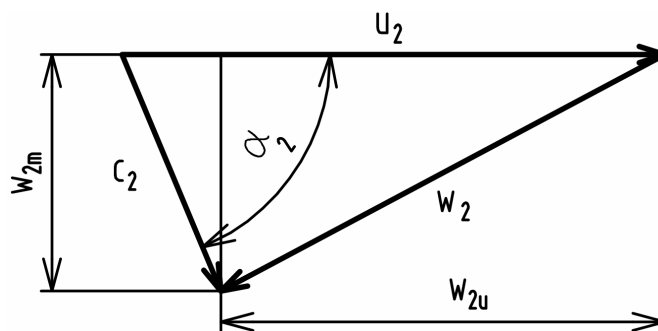
$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_2}} = \frac{121,1}{\sqrt{288,1 \cdot 1,338 \cdot 815,10}} = 0,22 [-] \quad (103)$$

- Machovo číslo na výstupu z oběžného kola turbíny Ma_2 relativní rychlosti.

$$Ma_2 = \frac{w_2}{\sqrt{r_{vz} \cdot \kappa \cdot t_2}} = \frac{237,7}{\sqrt{288,1 \cdot 1,338 \cdot 815,10}} = 0,42 [-] \quad (104)$$

- Výstupní úhel proudu α_2 .

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{u_2 - w_{2u}}{c_2}\right) = \arccos\left(\frac{257,0 - 209,9}{121,1}\right) = 67,1^\circ \quad (105)$$



Obr. 23 Rychlostní trojúhelník na výstupu radiálně axiální turbíny.

- Efektivní účinnost stupně η_f .

$$\eta_f = 1 - z_s - z_r - z_{c2} = 1 - 0,054 - 0,026 - 0,029 = 0,89 \quad [-] \quad (106)$$

- Vstupní plocha do kanálů oběžného kola turbíny S_{k1} .

$$S_{k1} = \frac{\dot{m}_{vz} \cdot v_1}{w_1} = \frac{0,02355 \cdot 1,54}{130,8} = 277 \text{ mm}^2 \quad (107)$$

- Průměr kola na vstupu do turbíny D_1 pro otáčky kompresoru n .

$$D_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n} = \frac{494,2}{\pi \cdot 3476,9} = 0,045,3 \text{ m} = 45,3 \text{ mm} \quad (108)$$

- Šířka lopatky na vstupu do oběžného kola b_1 .

$$b_1 = \frac{S_{k1}}{\pi \cdot D_1 - z_t \cdot t_L} = \frac{277}{\pi \cdot 45,3 - 14 \cdot 1,5} = 2,3 \text{ mm} \quad (109)$$

- Střední průměr oběžného kola turbíny na výstupu D_{2s} .

$$D_{2s} = D_1 \cdot \frac{D_{2s}}{D_1} = 45,3 \cdot 0,52 = 23,5 \text{ mm} \quad (110)$$

- Vstupní plocha z oběžného kola turbíny S_{k2} .

$$S_{k2} = \frac{\dot{m}_{vz} \cdot v_2}{w_2} = \frac{0,02355 \cdot 2,23}{237,7} = 220,8 \text{ mm}^2 \quad (111)$$

- Šířka lopatky na vstupu do oběžného kola b_1 .

$$b_2 = \frac{S_{k2}}{\pi \cdot D_{2s} \cdot \sin(\beta_{2ef})} = \frac{220,8}{\pi \cdot 23,5 \cdot \sin(21)} = 8,3 \text{ mm} \quad (112)$$

- Korigovaná účinnost stupně η_k .

$$\eta_k = \eta_{ef} - \frac{2 \cdot v_u}{b_2 - b_1} = 0,89 - \frac{2 \cdot 0,0003}{8,3 - 2,3} = 0,79 \quad [-] \quad (113)$$

- Velký a malý průměr oběžného kola turbíny na výstupu D_{2e} a D_{2i} .

$$D_{2e} = D_{2s} + b_2 = 23,5 + 8,3 = 31,8 \text{ mm} \quad (114)$$

$$D_{2i} = D_{2s} - b_2 = 23,5 - 8,3 = 15,2 \text{ mm}$$

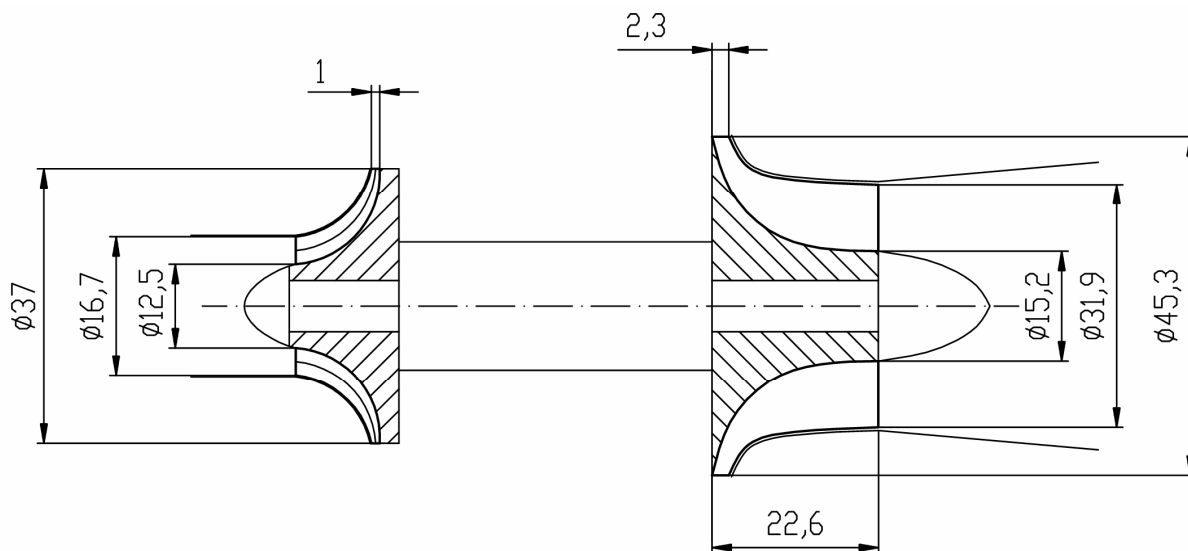
- Šířka oběžného kola v axiálním směru L_{ax} .

$$L_{ax} = D_1 \cdot \frac{L}{D_1} = 45,3 \cdot 0,5 = 22,6 \text{ mm} \quad (115)$$

Pro navržené oběžné kolo kompresoru, jehož geometrie je dána předchozími vztahy a jehož hlavní parametry jsou uvedeny v Tab. 16 byla tedy odhadnuta celková účinnost $\eta_T = 79 \%$. S touto účinností je uvažováno při výpočtu oběhu horkovzdušné turbíny v kapitole 7.

Kompresor			Turbína			Jednotka
	1 kW	7 kW		1 kW	7 kW	
n	208 616	89 539	n	208 616	89 539	[min ⁻¹]
D_{1s}	12,5	28,2	D₁	45,3	105,4	[mm]
D_{1e}	16,7	37,6	D_{2s}	23,5	54,8	[mm]
D_{1i}	8,3	18,8	D_{2e}	31,9	72,5	[mm]
D₂	37,0	83,5	D_{2i}	15,2	37,1	[mm]
b₂	1,0	2,2	b₁	2,3	4,4	[mm]
-	-	-	L_{ax}	22,6	52,7	[mm]
η_K	70	75	η_T	79	82	[%]

Tab. 16 Hlavní geometrické rozměry oběžného kola kompresoru a turbíny obou výkonových variant jednotky.



Obr. 24 Meridiální řez oběžných kol turbíny a kompresoru varianty PBS 1.

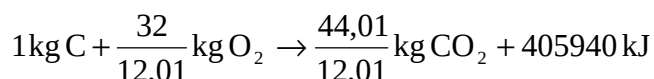
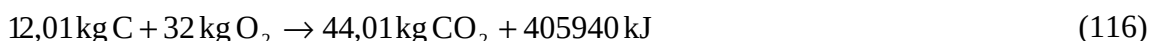
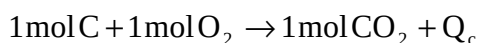
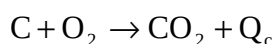
9. Výpočet spalovacího zařízení

Při výpočtu je uvažováno dokonalé spalování uhlíku na kysličník uhličitý a vodíku na vodní páru. Spalovací vzduch o známém množství m_{vz} má teplotu 570 °C, což je teplota vzduchu na výstupu z horkovzdušné turbíny. Jelikož uvažované palivo (dřevo) obsahuje pouze stopové množství síry, není s touto složkou počítáno. Za spalovací tlak se považuje atmosférický tlak $p_{atm} = 101325 \text{ Pa}$. Použité vztahy pro výpočet stechiometrie jsou převzaty z [35].

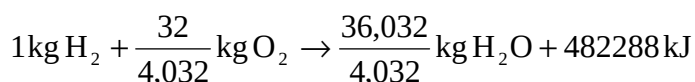
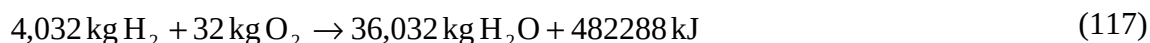
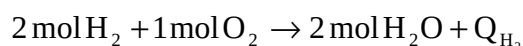
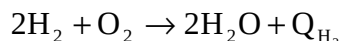
N_2 m_i/m	O_2 m_i/m	Ar m_i/m	CO_2 m_i/m	x m_i/m_{sv}
[kg/kg]	[kg/kg]	[kg/kg]	[kg/kg]	[kg/kg _{sv}]
0,75526	0,23145	0,01283	0,00046	0,00634

Tab. 17 Složení atmosférického vzduchu. Jednotlivé složky plynů jsou vyjádřeny v hmotnostních podílech [34].

- Dokonalé spálení uhlíku na kysličník uhličitý:



- Dokonalé spálení vodíku na vodní páru:



9.1. Vlastnosti paliva

Pro spalování je uvažováno bukové kusové dřevo proschlé na vzduchu jehož prvkový rozbor je uveden v Tab. 18. [34], [15].

Obsah uhlíku C^r	Obsah vodíku H^r	Obsah dusíku N^r	Obsah kyslíku O^r	Vlhkost W^r	Obsah popelovin A^r	Výhřevnost Q_i^r
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[MJ/kg _{pal}]
38,5	5,0	0,1	34,1	21,5	0,8	12,65

Tab. 18 Prvkový rozbor uvažovaného paliva paliva.

9.2. Množství spalin a vzduchu

- Minimální množství O_2 .

$$M_{O_2 \min} = \frac{32}{12,01} \cdot C^r + \frac{32}{4,032} \cdot H^r - \frac{32}{32} \cdot O^r =$$

$$= \frac{32}{12,01} \cdot 0,385 + \frac{32}{4,032} \cdot 0,05 - \frac{32}{32} \cdot 0,341 = 1,082 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (118)$$

- Minimální množství suchého vzduchu.

$$M_{SV \min} = \frac{M_{O_2 \min}}{O_{2\text{atm}}} = \frac{1,082}{0,23145} = 4,673 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (119)$$

- Minimální množství vlhkého vzduchu, kde f je faktor vyjadřující poměrné zvětšení množství vzduchu o vzdušnou vlhkost.

$$M_{VV \min} = f \cdot M_{SV \min} = (1 + x) \cdot M_{SV \min} = (1 + 0,00643) \cdot 4,673 = 4,703 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (120)$$

- Minimální množství suchých spalin.

$$M_{SS \min} = \frac{44,01}{12,01} \cdot C^r + CO_{2\text{atm}} \cdot M_{SV \min} + \frac{28,01}{28,01} \cdot N_2^r + N_{2\text{atm}} \cdot M_{SV \min} +$$

$$+ Ar_{\text{atm}} \cdot M_{SV \min} = 5,003 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (121)$$

- Minimální množství vodní páry ve spalinách.

$$M_{H_2O \min} = \frac{36,032}{4,032} \cdot H^r + W^r + x \cdot M_{SV \min} =$$

$$\frac{36,032}{4,032} \cdot 0,05 + 0,215 + 0,00643 \cdot 4,673 = 0,691 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (122)$$

- Minimální množství vlhkých spalin.

$$M_{VS \min} = M_{SS \min} + M_{H_2O} = 5,003 + 0,691 = 5,694 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (123)$$

- Množství spalin s přebytkem vzduchu α udává, kolik spalin vznikne spálením jednoho kilogramu paliva. Přebytek vzduchu je určen interačně a jeho konečná hodnota je dána vztahem (134). Pro určení přebytku vzduchu musí být taktéž známo množství paliva m_{pal} .

$$M_{VS} = M_{VS \min} + (\alpha - 1) \cdot M_{VV \min} = 5,694 + (6,535 - 1) \cdot 4,703 = 31,724 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (124)$$

9.3. Složení spalin a jejich entalpie

Složení spalin je důležité proto, aby bylo možné stanovit entalpie jednotlivých složek spalin a následně celkovou entalpii spalin. Spaliny se skládají z produktů hoření a také z přebytku spalovacího vzduchu. Jedná se o plyny (CO_2 , N_2 , Ar , H_2O , O_2).

Pro určení složení spalin je třeba znát přebytek vzduchu α , který byl zjištěn interačně. Dokonalým spálením daného množství paliva m_{pal} s přebytkem vzduchu definovaného

vztahem (134) vznikne dané množství spalin m_{spal} o entalpii i_{spal} a tomu odpovídající teplotě t_{spal} . Teplotu t_{spal} je třeba zkontrolovat zdali odpovídá zvolené hodnotě 850 °C.

- Zastoupení CO_2 ve spalinách se skládá ze vzdušného CO_2 a CO_2 vzniklého spalováním uhlíku.

$$\zeta_{\text{CO}_2} = \left(\frac{44,01}{12,01} \cdot C^r + \text{CO}_{2\text{atm}} \cdot M_{\text{SV min}} \cdot \alpha \right) / M_{\text{VS}} = \dots = 0,045 = 4,5 \% \quad (125)$$

- Zastoupení N_2 ve spalinách se skládá ze vzdušného N_2 a N_2 obsaženého v surovém palivu.

$$\zeta_{\text{N}_2} = \left(\frac{28,01}{28,01} \cdot N_2^r + N_{2\text{atm}} \cdot M_{\text{SV min}} \cdot \alpha \right) / M_{\text{VS}} = \dots = 0,727 = 72,7 \% \quad (126)$$

- Zastoupení Ar ve spalinách se skládá pouze ze vzdušného Ar.

$$\zeta_{\text{Ar}} = (\text{Ar}_{\text{atm}} \cdot M_{\text{SV min}} \cdot \alpha) / M_{\text{VS}} = \dots = 0,012 = 1,2 \% \quad (127)$$

- Zastoupení H_2O ve spalinách se skládá ze vzdušné vlhkosti x , vlhkosti paliva W^r a vlhkosti vzniklé hořením H_2 obsaženého v palivu.

$$\zeta_{\text{H}_2\text{O}} = \left(\frac{36,032}{4,032} \cdot H^r + W^r + x \cdot M_{\text{SV min}} \cdot \alpha \right) / M_{\text{VS}} = \dots = 0,0269 = 2,7 \% \quad (128)$$

- Zastoupení O_2 ve spalinách se skládá ze vzdušného O_2 , který je přiveden do spalovacího prostoru navíc. Kyslík který byl zastoupen v palivu se spotřeboval na tvorbu CO_2 viz. vztah (116).

$$\zeta_{\text{O}_2} = (\text{O}_{2\text{atm}} \cdot (\alpha - 1) \cdot M_{\text{SV min}}) / M_{\text{VS}} = \dots = 0,189 = 18,9 \% \quad (129)$$

- Z poměrného zastoupení jednotlivých složek spalin se dá určit jejich entalpie spalin pro známou teplotu spalin 850 °C viz příloha č. 5.

$$i_{\text{VS}} = i_{\text{CO}_2} \cdot \zeta_{\text{CO}_2} + i_{\text{N}_2} \cdot \zeta_{\text{N}_2} + i_{\text{Ar}} \cdot \zeta_{\text{Ar}} + i_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \zeta_{\text{H}_2\text{O}} + i_{\text{O}_2} \cdot \zeta_{\text{O}_2} = \dots = 940,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (130)$$

Spalovací zařízení musí tedy spálit tolik paliva, aby entalpie vystupujících spalin s přebytkem vzduchu α odpovídala teplotě spalin 850 °C.

- Další důležitou vlastností spalin je jejich měrná plynová konstanta r . Určí se obdobným způsobem jako entalpie spalin. [34]

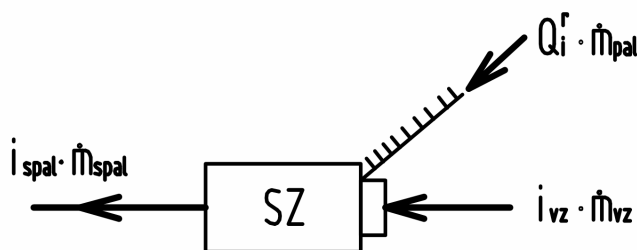
$$r_{\text{spal}} = r_{\text{CO}_2} \cdot \zeta_{\text{CO}_2} + r_{\text{N}_2} \cdot \zeta_{\text{N}_2} + r_{\text{Ar}} \cdot \zeta_{\text{Ar}} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \zeta_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{O}_2} \cdot \zeta_{\text{O}_2} = \dots = 288,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (131)$$

9.4. Bilanční výpočet spalovacího zařízení

Na Obr. 25 je znázorněno bilanční schéma spalovacího zařízení SZ s vyznačením energetických toků. Neznámou je množství paliva m_{pal} a entalpie spalin i_{spal} . Množství spáleného paliva musí být přesně tolik, aby vzniklé spaliny měly požadovanou teplotu 850 °C. Tato teplota je stanovena na základě doporučení PBS Velká Bíteš, a.s. Teplota spalin před komínem t_k a účinnost spalování η_s jsou stanoveny podle zařízení na spalování tuhého kusového dřeva *Viadrus Lignator* [21] a jsou uvedeny v Tab. 19.

Spotřeba paliva $\dot{m}_{\text{pal}}$	Přebytek vzduchu α	Průtok vzduchu $\dot{m}_{\text{vz}}$	Minimální množství vzduchu $\dot{M}_{\text{VVmin}}$	Teplota spalin na výstupu t_{spal}^1	Teplota spalin na výstupu t_k	Účinnost spalování η_s
[kg _{pal} /h] 2,76 13,95	[-] 6,53 6,38	[kg/h] 84,8 418,7	[kg/kg _{pal}] 4,703 4,703	[°C] 850 850	[°C] 130 130	[-] 0,9 0,9

Tab. 19 Parametry spalovacího procesu. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.



Obr. 25 Bilanční schéma spalovacího zařízení.

9.4.1. Stav spalin na výstupu ze spalovacího zařízení

- Hmotnostní průtok spalin je určen z množství spalin a již známého množství paliva.

$$\dot{m}_{\text{spal}} = \dot{M}_{\text{VS}} \cdot \dot{m}_{\text{pal}} = 31,724 \cdot \frac{2,76}{3600} = 0,024 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 87,5 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (132)$$

- Minimální potřebné množství vzduchu odpovídající množství spalovaného paliva.

$$\dot{m}_{\text{VVmin}} = \dot{M}_{\text{VVmin}} \cdot \dot{m}_{\text{pal}} = 4,703 \cdot \frac{2,76}{3600} = 0,003 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13,0 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (133)$$

- Přebytek vzduchu udává konečné složení spalin, které je důležité pro určení teploty spalin.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{\text{vz}}}{\dot{m}_{\text{VVmin}}} = \frac{84,8}{13,0} = 6,53 [-] \quad (134)$$

- Entalpie vzduchu proudícího z horkovzdušné turbíny určena podle přílohy č. 4.

$$i_{\text{vz}} = \text{entalpie}(t_6; x) - \text{entalpie}(843,8 - 273,15; 0,00634) = 600,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (135)$$

- Entalpie spalin je složena z energie v palivu (výhřevnost) a energie dodané se vzduchem proudícím z horkovzdušné turbíny. Entalpie vzduchu je tedy třeba přepočítat na jeden kilogram paliva a to vynásobením entalpie minimálním množstvím vzduchu pro stechiometrické spalování $\dot{M}_{\text{VVmin}}$. Citelné teplo paliva se neuvažuje.

$$i'_{\text{spal}} = Q_i^r \cdot \eta_s + i_{\text{vz}} \cdot \dot{M}_{\text{VVmin}} \cdot \alpha = 12650 \cdot 0,9 + 600,6 \cdot 4,703 \cdot 6,53 = 29,842 \cdot 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (136)$$

- Měrná entalpie dodaná ve spalovacím zařízení vztažená na jeden kg spalin.

$$i_{\text{spal}}^1 = \frac{i'_{\text{spal}}}{\dot{M}_{\text{VS}}} = \frac{29,842 \cdot 10^3}{31,724} = 940,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (137)$$

- Kontrola teploty spalin na výstupu ze spalovacího zařízení inverzní funkcí k funkci entalpie spalin. Entalpie spalin je určena podle přílohy č. 5.

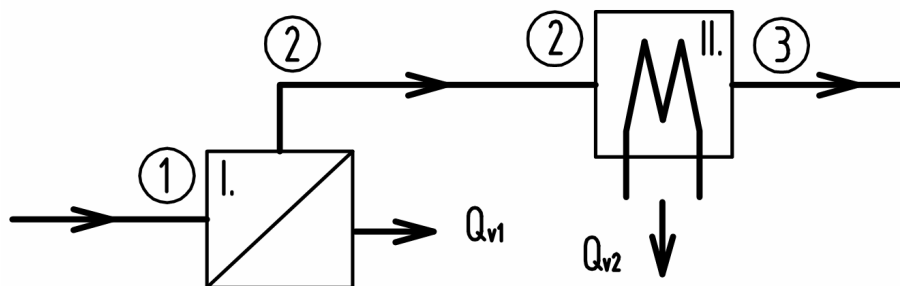
$$t_{\text{spal}}^1 = t_{21} = \text{invaltempiespal}(i_{\text{spal}}; M_{\text{VS}}; \zeta_{\text{spal}}) = \dots = 850 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (138)$$

- Kontrola bilančního výpočtu podle schématu na Obr. 25. Součin entalpie spalin i_{spal} a hmotnostního toku spalin $\dot{m}_{\text{spal}}$ reprezentuje výkon spalovacího zařízení.

$$\begin{aligned} i_{\text{spal}} \cdot \dot{m}_{\text{spal}} &= Q_{\text{i}}^{\text{r}} \cdot \dot{m}_{\text{pal}} + i_{\text{vz}} \cdot \dot{m}_{\text{vz}} \\ 940,7 \cdot 0,024 &= 12650 \cdot \frac{2,76}{3600} + 600,6 \cdot 0,0236 \\ 22,87 &= 22,87 \text{ kW} \end{aligned} \quad (139)$$

9.4.2. Ochlazování spalin ve výměnících a jejich výkon

Spaliny vzniklé spálením dřeva a smísením se vzduchem z horkovzdušné turbíny o požadované teplotě 850 °C proudí do systému výměníků, kde předávají svou tepelnou energii podle Obr. 26. Horní indexy následujících veličin odpovídají číslování na obrázku.



Obr. 26 Postup spalin přes výměníky tepla, I. - výměník tepla spaliny/vzduch horkovzdušné turbíny, II. - výměník tepla spaliny/voda pro ohřev vody.

- Výkon výměníku spaliny/vzduch Q_{v1} vyplývá z energetické bilance horkovzdušné turbíny z kapitoly 7.3. Tepelné ztráty výměníku se zanedbávají.

$$\dot{Q}_{\text{v1}} = q_{\text{in}} \cdot \dot{m}_{\text{vz}} = 636,0 \cdot 0,0236 = 14,98 \text{ kW} \quad (140)$$

- Měrná entalpie spalin za výměníkem spaliny/vzduch.

$$i_{\text{spal}}^2 = i_{\text{spal}}^1 - \frac{\dot{Q}_{\text{v1}}}{\dot{m}_{\text{spal}}} = 940,7 - \frac{14,98}{0,0243} = 324,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (141)$$

- Teplota spalin na výstupu z výměníku spaliny/vzduch se vypočte inverzní funkcí entalpie spalin viz. příloha č. 5.

$$t_{\text{spal}}^2 = t_{22} = \text{invaltempiespal}(i_{\text{spal}}^2; M_{\text{VS}}; \zeta_{\text{spal}}) = \dots = 310,94 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (142)$$

- Měrná entalpie spalin při teplotě spalin na výstupu t_k z výměníku spaliny/voda a před vstupem do komína.

$$i_{\text{spal}}^3 = \text{entalpiespal}(t_k; M_{\text{VS}}; \zeta_{\text{spal}}) = \dots = 133,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (143)$$

- Výkon výměníku spaliny/voda Q_{v2} .

$$\dot{Q}_{\text{v2}} = (i_{\text{spal}}^2 - i_{\text{spal}}^3) \cdot \dot{m}_{\text{spal}} = (324,5 - 133,6) \cdot 0,0243 = 4,64 \text{ kW} \quad (144)$$

10. Účinnost oběhu kogenerační jednotky

- Elektrická účinnost oběhu.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r} = \frac{1000}{\frac{2,76}{3600} \cdot 1265000} = 0,115 = 11,5 \% \quad (145)$$

- Tepelná účinnost oběhu.

$$\eta_q = \frac{\dot{Q}_{v2}}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r} = \frac{4640}{\frac{2,76}{3600} \cdot 1265000} = 0,532 = 53,2 \% \quad (146)$$

- Celková účinnost oběhu.

$$\eta_c = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{v2}}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r} = \frac{1000 + 4640}{\frac{2,76}{3600} \cdot 1265000} = 0,647 = 64,7 \% \quad (147)$$

Elektrická účinnost η_{el}	Tepelá účinnost η_q	Celková účinnost η_c	Výkon výměníku spaliny/vzduch Q_{v1}	Výkon výměníku spaliny/voda Q_{v2}	Elektrický výkon P_{el}	Spotřeba paliva m_{pal}
[%]	[%]	[%]	[kW]	[kW]	[kW]	[kg/h]
11,5	53,2	64,7	14,98	4,64	1000	2,76
15,9	49,5	65,4	75,15	21,86	7000	13,95

Tab. 20 Energetické parametry oběhu nově navrhovaných kogeneračních jednotek. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.

11. Výpočet výměníku tepla

Z předchozích výpočtů vyplívají požadavky, které musí výměník spaliny/vzduch splňovat. Stavby ohřívaného média (vzduchu horkovzdušné turbíny) na vstupu a výstupu jsou již stanoveny. Stavby ohřívacího média (spalin) jsou taktéž známy. Ze známých teplotních spádů a výkonu výměníku lze tedy navrhnout koncepci výměníku a jeho rozměry.

Výkon výměníku Q_{v1}	Teploty spalin t_{21} a t_{22}	Teploty vzduchu t_{11} a t_{12}	Plynová konstanta vzduchu r_{vz}	Plynová konstanta spalin r_{spal}	Tepelná vodivost trubek λ
[kW]	[°C]	[°C]	[J/kg K]	[J/kg K]	[W/m K]
14,98	$t_{21} = 850$ $t_{22} = 310,9$	$t_{11} = 165,7$ $t_{12} = 750$	288,1	288,3	15,0
75,15	$t_{21} = 850,0$ $t_{22} = 302,5$	$t_{11} = 155,7$ $t_{12} = 750,0$	288,1	288,3	15,0
Tlak spalin p_{2s}	Střední tlak vzduchu p_{1s}	Hmotnostní tok spalin m_{spal}	Hmotnostní tok vzduchu m_{vz}	koef. k_{α}	koef. k_{λ}
[Pa]	[Pa]	[kg/s]	[kg/s]	[-]	[-]
101325	288959	0,0243	0,0236	1,3	1,4
101325	288959	0,1204	0,1163	1,3	1,4

Tab. 21 Parametry výměníku spaliny/vzduch. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.

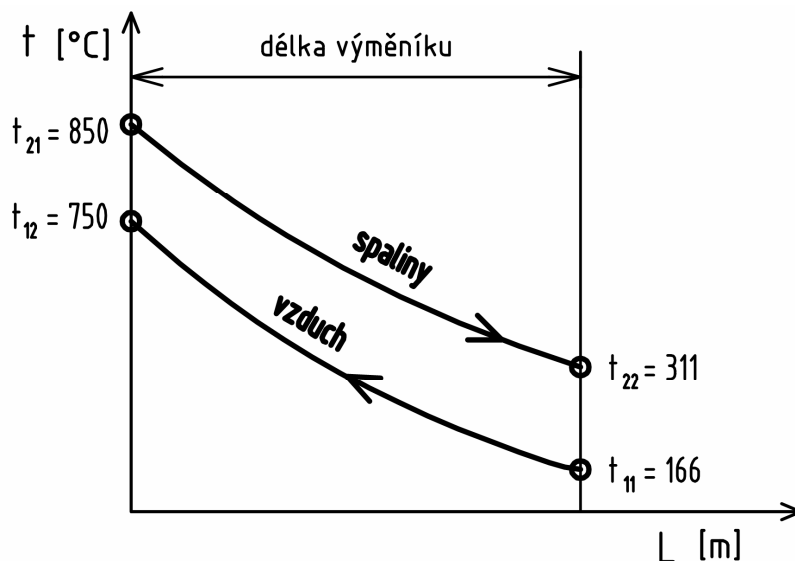
Vztahů pro výpočet součinitelů přestupu tepla pro mezitrubkový a trubkový prostor existuje celá řada a výsledky se mezi sebou mohou podstatně lišit. Pro výpočet součinitelů přestupu tepla a pro hydraulický výpočet výměníku spaliny/vzduch byly použity vztahy uvedené v [7].

11.1. Volba rozměrů a uspořádání výměníku

Na základě konzultací v PBS Velká Bíteš, a.s. je výměník volen jako trubkový výměník. Jelikož výměníkem podle schématu na Obr. 13 prochází spaliny vzniklé spalováním dřeva, je vhodné z důvodu čištění umístit spaliny do trubkového prostoru. Ohříváním médiem je vzduch, který proudí v mezitrubkovém prostoru. Vzhledem k tomu, že vzduch je třeba ohřát na vysokou teplotu blízkou teplotě spalin, je třeba výměník volit jako protiproudový. V mezitrubkovém prostoru jsou rozmístěny rovinné segmentové přepážky, které usměrňují tok ohřívaného vzduchu viz. Obr. 29. Ohříváný vzduch tedy proudí částečně kolmo na trubkový svazek a částečně rovnoběžně s ním.

Pro zintenzivnění přestupu tepla budou použity twistované trubky z nerezové oceli, které zvýší koeficient přestupu tepla α oproti hladké válcové trubce. Současně však dojde ke zvýšení tlakové ztráty, respektive ztrátového součinitele tření λ . Tato zintenzivnění přestupu tepla a tlakových ztrát reprezentují koeficienty k_{α} a k_{λ} uvedené v Tab. 21. Hodnoty těchto koeficientů byly poskytnuty v PBS Velká Bíteš, a.s.

11.2. Střední logaritmický teplotní rozdíl



Obr. 27 Průběh teplot ve výměníku při protiproudém uspořádání.

$$\Delta t_{\log} = \frac{(t_{22} - t_{11}) - (t_{21} - t_{12})}{\ln\left(\frac{t_{22} - t_{11}}{t_{21} - t_{12}}\right)} = \frac{(310,9 - 165,7) - (850 - 750)}{\ln\left(\frac{310,9 - 165,7}{850 - 750}\right)} = 121,2 \text{ °C} \quad (148)$$

11.3. Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru

V trubkovém prostoru proudí spaliny, jejichž parametry byly zjištěny v předchozích výpočtech. V rámci výpočtu výměníku jsou parametry spalin a trubkového prostoru označovány indexem 2. Tlak spalin p_{2s} je považován atmosférický tlak. Výpočet je proveden podle [7] a je prováděn pro střední teplotu t_{s2} .

- Střední výpočtová teplota spalin.

$$t_{s2} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{850 + 310,9}{2} = 580,5 \text{ °C} \quad (149)$$

- Měrný objem spalin při tlaku p_{2s} . Měrná plynová konstanta spalin byla určena v kapitole 9.

$$v_2 = \frac{r_{\text{spal}} \cdot (t_{s2} + 273,15)}{p_{2s}} = \frac{288,3 \cdot (580,5 + 273,15)}{101325} = 2,43 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (150)$$

- Objemový průtok spalin.

$$\dot{Q}_2 = v_2 \cdot \dot{m}_{\text{spal}} = 2,43 \cdot 0,0243 = 0,059 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (151)$$

- Rychlost proudění spalin a průtočný průřez pro spaliny pro příslušný počet trubek.

$$w_2 = \frac{\dot{Q}_2}{S} = \frac{\dot{Q}_2}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{0,059}{\frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} \cdot 37} = 12,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (152)$$

- Reynoldsovo číslo. Dynamická viskozita spalin je určena podle přílohy č. 5.

$$Re_2 = \frac{d \cdot w_2}{\nu_2} = \frac{d \cdot w_2}{\eta_2 \cdot \nu_2} = \frac{0,013 \cdot 12,4}{3,755 \cdot 10^{-5} \cdot 2,43} = 1762 [-] \quad (153)$$

- Prandtlovo číslo, odečteno podle přílohy č. 5.

$$Pr_2 = 0,699 [-] \quad (154)$$

- Nusseltovo číslo pro laminární proudění $Re < 2300$.

$$Nu_2 = \left[\frac{0,19 \cdot (Re_2 \cdot Pr_2 \cdot y_1)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot (Re_2 \cdot Pr_2 \cdot y_1)^{0,467}} + 3,65 \right] \cdot y_2 = \dots = 5,354 [-] \quad (155)$$

$$y_1 = \frac{d}{l_t} = \frac{d \cdot n_{ch}}{L_s} = \frac{0,013 \cdot 5}{2,970} = 0,022 - \text{součinitel zohledňující vliv nátok}$$

pracovní látky, kde L_s je celková délka výměníku.

(156)

$y_2 = 1$ - korekční faktor zohledňující změnu látkových vlastností pro plyny

- Součinitel přestupu tepla α_2 v trubkovém prostoru pro spaliny je zvětšen koeficientem k_α vyjadřujícím zvětšení přestupu tepla twistovanou trubicí. Tepelná vodivost spalin je určena podle přílohy č. 5.

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d}{\lambda_2} \Rightarrow \alpha_2 = k_\alpha \cdot \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = 1,3 \cdot \frac{5,354 \cdot 0,061}{0,013} = 32,55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (157)$$

11.4. Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Podle [7] je proveden výpočet součinitele přestupu tepla pro mezitrubkový prostor. Platí obecná rovnice pro vynucené proudění vztah (169) sestavená z bezrozměrných podobnostních kritérií a upravená korekčními faktory y_2 až y_8 , které ovlivňují součinitele přestupu tepla α .

V mezitrubkovém prostoru proudí stlačený vzduch, jehož parametry na vstupu a výstupu z výměníku byly zjištěny v předchozích výpočtech. V rámci výpočtu výměníku jsou parametry vzduchu a mezitrubkového prostoru označovány indexem 1. Všechny výpočty jsou prováděny pro střední teplotu t_{s1} .

- Střední výpočtová teplota ohřívání vzduchu.

$$t_{s1} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{850 + 310,9}{2} = 457,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (158)$$

- Měrný objem vzduchu při tlaku na výstupu z kompresoru se uvažuje za středního tlaku v mezitrubkovém prostoru. Měrná plynová konstanta vzduchu byla stanovena v kapitole 7.

$$v_1 = \frac{r_{vz} \cdot (t_{s1} + 273,15)}{p_{1s}} = \frac{288,1 \cdot (457,8 + 273,15)}{288959} = 0,73 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (159)$$

- Objemový průtok vzduchu v mezitrubkovém prostoru.

$$Q_1 = v_1 \cdot \dot{m}_{vz} = 0,73 \cdot 0,0236 = 0,017 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (160)$$

- Rychlost proudění vzduchu a průtočný průřez pro spaliny v mezitrubkovém prostoru pro příslušný počet trubek.

$$w_1 = \frac{\dot{Q}_1}{S_{2N} \cdot \psi} = \frac{0,017}{0,0058 \cdot 0,37} = 7,93 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (161)$$

kde volný nezaplňený průřez mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku je:

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_v = (0,06 - 0,002) \cdot 0,142 = 0,0058 \text{ m}^2 \quad (162)$$

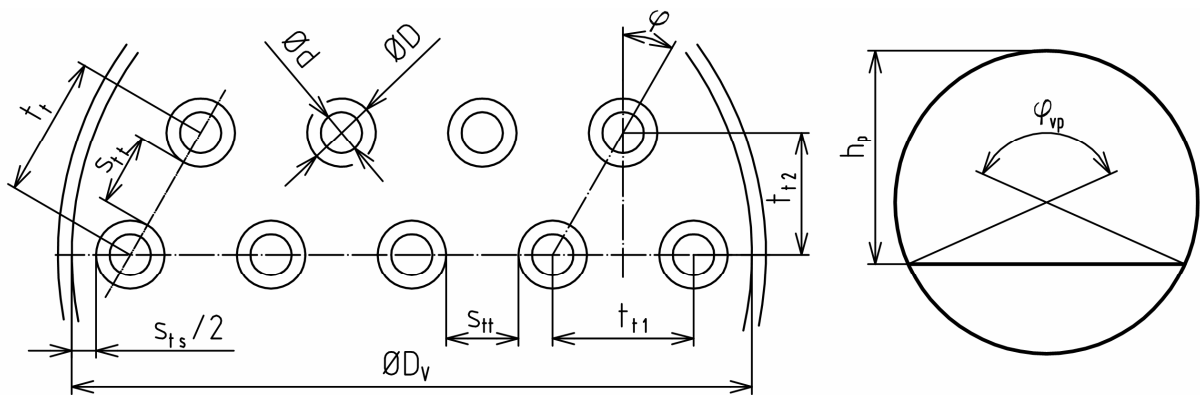
a poměrná mezerovitost trubek je určena ze vztahu:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6 \cdot x_7} = \frac{\pi}{4 \cdot 1,25 \cdot 1,08} = 0,37 \quad (163)$$

koeficienty x_6 a x_7 jsou dány vztahy:

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{D} = \frac{t_t \cdot \sin \varphi \cdot 2}{D} = \frac{0,02 \cdot \sin 30 \cdot 2}{0,016} = 1,25 \quad (164)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{D} = \frac{t_t \cdot \cos \varphi}{D} = \frac{0,02 \cdot \cos 30}{0,016} = 1,08 \quad (165)$$



Obr. 28 Geometrické uspořádání trubkového svazku.

- Reynoldsovo číslo vzduchu pro mezitrubkový prostor. Dynamická viskozita vzduchu je určena podle přílohy č. 5.

$$\text{Re}_1 = \frac{l \cdot w_1}{v_1} = \frac{l \cdot w_1}{\eta_1 \cdot v_1} = \frac{0,025 \cdot 6,88}{3,481 \cdot 10^{-5} \cdot 0,73} = 7861 [-] \quad (166)$$

kde charakteristický rozměr l pro mezitrubkový prostor je dán:

$$l = \frac{\pi \cdot D}{2} = \frac{\pi \cdot 0,016}{2} = 0,025 \text{ m} \quad (167)$$

- Prandtlovo číslo pro mezitrubkový prostor. Vlastnosti vzduchu jsou určeny z přílohy č. 5.

$$\text{Pr}_1 = 0,732 [-] \quad (168)$$

- Nusseltovo číslo vzduchu pro mezitrubkový prostor. Skládá se z Nusseltova čísla pro laminární a turbulentní proudění Nu_{lam} a Nu_{turb} . Vztah je korigován korekčními faktory y_2 až y_8 , které jsou určeny v následující kapitole.

$$Nu_1 = \left(0,3 \cdot \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 =$$

$$= \left(0,3 \cdot \sqrt{53,056^2 + 43,555^2} \right) \cdot \dots = 83,931 \quad [-] \quad (169)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_1} \cdot \sqrt[3]{Pr_1} = 0,664 \cdot \sqrt{7861} \cdot \sqrt[3]{0,732} = 53,06 \quad [-] \quad (170)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1}{1 + 2,443 \cdot Re_1^{-0,1} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} = \frac{0,037 \cdot 7861^{0,8} \cdot 0,732}{1 + 2,443 \cdot 7861^{-0,1} \cdot (0,732^{2/3} - 1)} = 43,56 \quad [-] \quad (171)$$

- Součinitel přestupu tepla α_1 v mezitrubkovém prostoru.

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot l}{\lambda_1} \Rightarrow \alpha_2 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{l} = \frac{83,931 \cdot 0,052}{0,025} = 172,77 \quad \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (172)$$

11.4.1. Korekční faktory pro mezitrubkový prostor

- Korekční faktor y_2 zohledňující změnu látkových vlastností. Koeficient $a = 0,6$ pro plyny a tepelný tok do mezitrubkového prostoru.

$$y_2 = \left(\frac{t_{s1}}{t_{SP1}} \right)^a = \left(\frac{457,8}{473,9} \right)^{0,25} = 0,992 \quad [-] \quad (173)$$

- Korekční faktor y_3 zohledňující převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek pro úhel trubek $\varphi = 30^\circ$.

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,08} = 1,616 \quad [-] \quad (174)$$

- Korekční faktor y_4 zohledňující nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění pro $Re_1 > 100$.

$$y_4 = 1 \quad [-] \quad (175)$$

- Korekční faktor y_5 zohledňující podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek.

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1 - 0,243 + 0,524 \cdot 0,243^{0,32} = 1,086 \quad [-] \quad (176)$$

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_{tr}} = \frac{9}{37} = 0,243 \quad [-] \quad (177)$$

- Korekční faktor y_6 zohledňující vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách.

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot \exp \left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{22}} \right) = \dots = 0,688 \quad [-] \quad (178)$$

S_{tp} je průtočný průřez mezi trubicí a přepážkou a je dán vřlí m_{pt} .

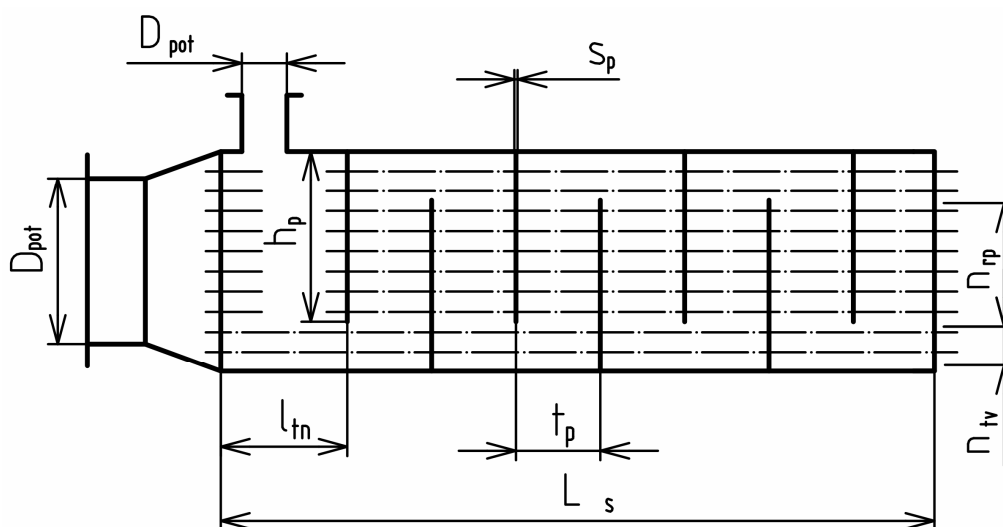
$$S_{tp} = \left(n_{tr} - \frac{n_{tv}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot \left[(D + m_{pt})^2 - D^2 \right]}{4} = \dots = 40,203 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (179)$$

S_{ps} je průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm a je dán vřlí m_{pv} .

$$S_{ps} = \frac{\pi \cdot \left[D_v^2 - (D_v - m_{pv})^2 \right]}{4} \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \dots = 70,576 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (180)$$

φ_{vp} je úhel výřezu přepážky vyznačen na Obr. 28.

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos \left(2 \cdot \frac{h_p}{D_v} - 1 \right) = \dots = 131,8^\circ \quad (181)$$



Obr. 29 Řez v ose výměník. Čerchované čáry představují řady trubek.

S_{2z} je průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku.

$$S_{2z} = (s_{ts} - \sum s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) = \dots = 0,0011 \text{ m}^2 \quad (182)$$

Charakteristické rozměry trubkového svazku pro úhel trubek 30° viz. Obr. 28.

$$\sum s_{tt} = \frac{(D_v - s_{ts}) - D}{t_{t1}} \cdot s_{tt} = \dots = 0,024 \text{ m} \quad s_{tt} = t_t - D = \dots = 0,004 \text{ m} \quad (183)$$

- Korekční faktor y_7 zohledňující vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku pro $s_{ts} \leq s_{tt} \rightarrow 4 \leq 4$ viz. Obr. 28.

$$y_7 = 1 \quad (184)$$

- Korekční faktor y_8 zohledňující vliv neopřepážkovaných prostor pod vstupními hrdly, kde $a = 0,6$ pro $Re_1 > 100$.

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p} \right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} = \dots = 1,016 [-] \quad (185)$$

11.5. Velikost výměníku

Ze známých součinitelů přestupu tepla a vodivosti materiálu trubek lze stanovit koeficient prostupu tepla, který je vztažen na jeden metr délky trubky viz. [35] str. 123. Nebo také lze koeficient prostupu tepla vztáhnout na 1 m^2 . Z těchto koeficientů, rozměrů trubek a jejich počtu lze stanovit velikost teplosměnné plochy a velikost výměníku.

- Součinitel prostupu tepla k výměníku spaliny vzduch vztažen na 1 m trubky.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_1 \cdot D}} =$$

$$= \frac{\pi}{\frac{1}{32,55 \cdot 0,013} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{16}{13}\right) + \frac{1}{172,77 \cdot 0,016}} = 1,156 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad (186)$$

- Součinitel prostupu tepla výměníku spaliny vzduch vztažen na 1 m^2 vnějšího průměru trubky D .

$$k' = \frac{k}{\pi \cdot D} = \frac{1,156}{\pi \cdot 0,016} = 22,99 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (187)$$

- Celková délka trubkového svazku L_S .

$$L_S = \frac{\dot{Q}_{V1}}{k \cdot \Delta t_{\log}} \cdot \frac{1}{n_{tr}} = \frac{14980}{1,156 \cdot 121,23} \cdot \frac{1}{37} = 2,970 \text{ m} \quad (188)$$

- Teplosměnná plocha výměníku na straně vzduchu neboli průměru D .

$$S_{V1} = \frac{\dot{Q}_{V1}}{k' \cdot \Delta t_{\log}} = \frac{14980}{22,99 \cdot 121,23} = 5,374 \text{ m}^2 \quad (189)$$

- Teplosměnná plocha výměníku na straně spalin neboli průměru d .

$$S_{V2} = L_S \cdot \pi \cdot d \cdot n_{tr} = 2,970 \cdot \pi \cdot 0,013 \cdot 37 = 4,366 \text{ m}^2 \quad (190)$$

- Střední teplota povrchu trubky na straně spalin t_{SP2} .

$$t_{SP2} = t_{S1} - \frac{\dot{Q}_{V1}}{\alpha_2 \cdot S_{V2}} = 580,5 - \frac{14980}{32,55 \cdot 4,366} = 475,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (191)$$

- Střední teplota povrchu trubky na straně vzduchu t_{SP1} .

$$t_{SP1} = t_{S1} + \frac{\dot{Q}_{V1}}{\alpha_1 \cdot S_{V1}} = 457,8 + \frac{14580}{172,77 \cdot 5,374} = 473,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (192)$$

Vzhledem k výsledným rozměrům $D_v = 142 \text{ mm}$ a $L_S = 2,970 \text{ m}$ bude výměník koncipován jako pětitélesový se čtyřmi obrátovými komorami na straně spalin viz. Obr. 31.

11.6. Tlakové ztráty výměníku

Jednou z důležitých vlastností výměníku je jeho tlaková ztráta jak na straně spalin, tak i na straně vzduchu. Tlakové ztráty se skládají ze ztrát, které jsou vyvolány třením a jsou reprezentovány ztrátovým součinitelem tření λ_{tr} , a ze ztrát v místních odporech, které zastupují součinitele místních ztrát ξ_v viz Tab. 22.

Drsnost trubky k	Vstup a výstup z trubky ξ_{v1}	Ohyb proudu v komoře ξ_{v2}	Vstupní a výstupní hrdla ξ_{v3}
[m] 0,0004	[-] 0,7	[-] 0,4	[-] 2

Tab. 22 Tabulka součinitelů místních ztrát výměníku a drsnosti vnitřního povrchu trubky.

11.6.1. Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

V trubkovém prostoru jsou ztráty způsobeny především třením proudu plynu uvnitř trubky. Další tlakovou ztrátu způsobují místní odpory na vstupu a výstupu proudu z trubky. Třetí částí ztrát jsou ztráty způsobené obratem proudu v obrátové komoře. Vlastnosti plynu jsou vztaženy ke střední teplotě spalin viz. vztah (149) a (158).

- Ztrátový součinitel tření pro $Re_2 < 2300$.

$$\lambda_{tr} = \frac{64}{Re_2} = \frac{64}{1762} = 0,0363 \quad [-] \quad (193)$$

- Tlaková ztráta třením v trubkovém prostoru.

$$\Delta p_{tp1} = k_{\alpha} \cdot \lambda_{tr} \cdot \frac{w_2^2}{2 \cdot v_2} \cdot n_{ch} \cdot z_1 \cdot z_2 = 1,4 \cdot 0,0363 \cdot \frac{12,4^2}{2 \cdot 2,43} \cdot 228,4 \cdot 0,850 = 311 \text{ [Pa]} \quad (194)$$

z_1 a z_2 jsou korekční faktory kde $a = 0,81$ pro $Re < 2300$ a tepelný tok do mezitrubkového prostoru.

$$z_1 = \frac{L_s}{d} = \frac{2,97}{0,013} = 228,4 \quad [-] \quad (195)$$

$$z_2 = \left(\frac{t_{sp2}}{t_{s2}} \right)^a = \left(\frac{475,1}{580,5} \right)^{0,81} = 0,850 \quad [-] \quad (196)$$

- Tlakové ztráty místní při vstupu a výstupu proudu z trubky a ztráty vzniklé obratem proudu v obrátové komoře.

$$\Delta p_{tp2} = [\xi_{v1} \cdot n_{ch} + \xi_{v2} \cdot (n_{ch} - 1)] \cdot \frac{w_2^2}{2 \cdot v_2} = [0,7 \cdot 5 + 0,4 \cdot (5 - 1)] \cdot \frac{12,4^2}{2 \cdot 2,43} = 160 \text{ [Pa]} \quad (197)$$

- Tlakové ztráty místní na hrdlech vstupu a výstupu proudu spalin pro průměrnou rychlost proudění v potrubí na vstupu a výstupu výměníku.

$$\Delta p_{tp3} = \xi_{v3} \cdot \left(\frac{w_{t2in}^2}{2 \cdot v_2} + \frac{w_{t2out}^2}{2 \cdot v_2} \right) = 2 \cdot \left(\frac{9,9^2}{2 \cdot 2,43} + \frac{5,2^2}{2 \cdot 2,43} \right) = 51 \text{ [Pa]} \quad (198)$$

Kde rychlost proudění spalin na vstupu w_{t2in} a výstupu w_{t2out} je dána složením vztahů pro výpočet rychlosti proudění v trubkovém prostoru viz. (151), (152), (153) pro průměr spalinového potrubí D_{pot} .

$$w_{t2in} = \frac{r_{spal} \cdot (t_{21} + 273,15) \cdot \dot{m}_{spal}}{p_{2s} \cdot \frac{\pi \cdot D_{pot}^2}{4}} = \dots = 9,9 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (199)$$

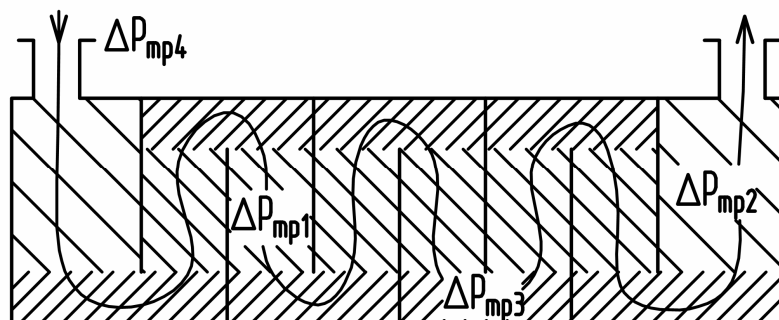
$$w_{t2in} = \frac{r_{spal} \cdot (t_{22} + 273,15) \cdot \dot{m}_{spal}}{p_{2s} \cdot \frac{\pi \cdot D_{pot}^2}{4}} = \dots = 5,2 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (200)$$

- Celková tlaková ztráta v trubkovém prostoru je dána součtem jednotlivých tlakových ztrát.

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{tp1} + \Delta p_{tp2} + \Delta p_{tp3} = 311 + 160 + 51 = 522 \text{ [Pa]} \quad (201)$$

11.6.2. Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru

V mezitrubkovém prostoru je tlaková ztráta složena z místní ztráty na hrdlech vstupu a výstupu vzduchu a také třením v mezitrubkovém prostoru. Výpočet tlakových ztrát třením je proveden pro celý výměník v celé délce L_s . Ztráta třením je složena z dílčích ztrát podle Obr. 30. Celková ztráta je součtem všech ztrát.



Obr. 30 Složení celkové tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru.

- Ztrátový součinitel tření pro $Re_1 = (10^3 - 10^4)$.

$$\lambda_{tr2} = c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{t_t/D} \right)^a \cdot Re_1^{a_1} = 0,486 \cdot \left(\frac{1,33}{0,02/0,016} \right)^{0,52} \cdot 7861^{-0,152} = 0,128 \text{ [-]} \quad (202)$$

kde následující koeficienty byly získány z [7] na str. 69.

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_1^{a_2}} = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 7861^{0,5}} = 0,52 \quad (203)$$

$$a_1 = -0,152; \quad c_1 = 0,486; \quad a_2 = 0,500; \quad c_2 = 7,00; \quad \text{pro } \varphi = 30^\circ$$

- Rychlost proudění w_1' v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku.

$$w_1' = \frac{\dot{m}_{vz} \cdot v_1}{S_{2z}} = \frac{0,02355 \cdot 0,73}{0,0011} = 15,5 \frac{m}{s} \quad (204)$$

- Počet přepážkových prostor n_p v celém výměníku.

$$n_p = \frac{L_s - 2 \cdot l_{tn}}{(t_p + s_p)} = \frac{2,97 - 2 \cdot 0,045}{(0,0043 + 0,002)} = 64 \quad [-] \quad (205)$$

- Tlaková ztráta způsobená třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru.

$$\begin{aligned} \Delta p_{mp1} &= 2 \cdot \lambda_{f2} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \frac{w_1'^2}{v_1} \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 = \\ &= 2 \cdot 0,128 \cdot 3 \cdot (64 - 1) \cdot \frac{15,5^2}{0,73} \cdot 1,001 \cdot 1 \cdot 0,234 = 3802 \text{ [Pa]} \end{aligned} \quad (206)$$

Kde z_2 , z_3 a z_4 jsou korekční faktory pro $a = 0,25$ a tepelný tok do mezitrubkového prostoru.

$$z_2 = \left(\frac{t_{sp1}}{t_{s1}} \right)^a = \left(\frac{473,9}{457,8} \right)^{0,25} = 1,001 \quad [-] \quad (207)$$

$$z_3 = y_7 = 1 \quad [-] \quad (208)$$

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right] = \dots = 0,234 \quad [-] \quad (209)$$

$$x_{13} = -0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 = \dots = 0,628 \quad [-] \quad (210)$$

- Tlaková ztráta třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru pod vstupními hrdly pro $a = 0,2$ kde $Re_1 > 100$.

$$\begin{aligned} \Delta p_{mp2} &= 2 \cdot \lambda_{f2} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \frac{w_1'^2}{v_1} \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 = \\ &= 2 \cdot 0,128 \cdot (3 + 2) \cdot \frac{15,5^2}{0,73} \cdot 1,001 \cdot 1 \cdot 6,417 = 2742 \text{ [Pa]} \end{aligned} \quad (211)$$

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,043}{0,045} \right)^{2-0,2} = 6,417 \quad [-] \quad (212)$$

- Tlaková ztráta třením při podélném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek včetně otočení proudu pro turbulentní proudění.

$$\begin{aligned} \Delta p_{mp3} &= n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{w_1'^2}{2 \cdot v_1} \right] \cdot z_4 = \\ &= 64 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 9) \cdot \frac{11,2^2}{2 \cdot 0,73} \right] \cdot 0,234 = 4176 \text{ [Pa]} \end{aligned} \quad (213)$$

kde w_1' je rychlost média vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} :

$$w_1'' = \frac{\dot{m}_{vz} \cdot v_1}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ}}} = \frac{0,02355 \cdot 0,73}{\sqrt{0,0011 \cdot 0,0021}} = 11,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (214)$$

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,0039 - 9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0021 \text{ m}^2 \quad (215)$$

$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot \left(\frac{\phi_{vp}}{360} - \frac{\sin(\phi_{vp})}{2 \cdot \pi} \right) = \frac{\pi \cdot 0,142^2}{4} \cdot \left(\frac{131,8}{360} - \frac{\sin(131,8)}{2 \cdot \pi} \right) = 0,0039 \text{ m}^2 \quad (216)$$

- Tlakové ztráty místní na hrdlech vstupu a výstupu proudu spalín z mezitrubkového prostoru pro rychlost v potrubí w_{t1} .

$$\Delta p_{mp4} = \xi_{v3} \cdot \left(\frac{w_{t1in}^2}{2 \cdot v_1} + \frac{w_{t2in}^2}{2 \cdot v_1} \right) = 2 \cdot \left(\frac{8,2^2}{2 \cdot 0,73} + \frac{19,1^2}{2 \cdot 0,73} \right) = 595 \text{ [Pa]} \quad (217)$$

Kde rychlost proudění vzduchu na vstupu w_{t1in} a výstupu w_{t1out} je dána složením vztahů pro výpočet rychlosti proudění v trubkovém prostoru viz. (151), (152), (153) pro průměr vzduchového potrubí D_{pot} .

$$w_{t1in} = \frac{r_{vz} \cdot (t_{11} + 273,15) \cdot \dot{m}_{vz}}{p_{1s} \cdot \frac{\pi \cdot D_{pot}^2}{4}} = \dots = 8,2 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (218)$$

$$w_{t1out} = \frac{r_{vz} \cdot (t_{12} + 273,15) \cdot \dot{m}_{vz}}{p_{1s} \cdot \frac{\pi \cdot D_{pot}^2}{4}} = \dots = 19,1 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (219)$$

- Celková tlaková ztráta mezitrubkového prostoru je tedy dána součtem všech tlakových ztrát.

$$\Delta p_{mp} = \Delta p_{mp1} + \Delta p_{mp2} + \Delta p_{mp3} + \Delta p_{mp4} = 3802 + 2742 + 4176 + 595 = 11305 \text{ [Pa]} \quad (220)$$

- Poměrná tlaková ztráta výměníku spaliny/vzduch.

$$\xi_1' = \frac{\Delta p_{mp}}{p_4} = \frac{11305}{283062} = 0,0399 \div 0,04 = 4\% \quad (221)$$

Poměrná tlaková ztráta odpovídá zvolené hodnotě v kapitole 7. Tlakové ztráty potrubí spojujícího turbínu s výměníkem spaliny / vzduch se zanedbávají.

11.7. Výměník na teplou vodu

Koncepce výměníku je obdobná jako výměník spaliny/vzduch. V trubkovém prostoru proudí spaliny o známé vstupní a výstupní teplotě. Médium proudící v mezitrubkovém prostoru je však voda, která má z hlediska přestupu tepla výhodnější fyzikální vlastnosti. Podle vyhlášky č. 152/2001 Sb. Ministerstva obchodu a průmyslu musí mít teplá užitková voda teplotu v rozmezí 45 až 60 °C. Na základě této vyhlášky byla stanovena vstupní a výstupní výpočtová teplota vody uvedená v Tab. 23. Danému výkonu výměníku Q_{v2} a teplotnímu rozdílu vody odpovídá výpočtový průtok vody $m_v = 0,044 \text{ kg/s}$.

Výkon výměníku Q_{v1}	Teploty spalin t_{21} a t_{22}	Teploty vody t_{11} a t_{12}	Plynová konstanta spalin r_{spal}	Tepelná vodivost trubek λ
[kW]	[°C]	[°C]	[J/kg K]	[W/m K]
4,64	$t_{21} = 310,9$ $t_{22} = 130$	$t_{11} = 40$ $t_{12} = 65$	288,3	15,0
22,01	$t_{21} = 302,5$ $t_{22} = 130$	$t_{11} = 40$ $t_{12} = 65$	288,3	15,0
Tlak spalin p_{2s}	Hmotnostní tok spalin m_{spal}	Hmotnostní tok vody m_{vz}	koef. k_{α}	koef. k_{λ}
[Pa]	[kg/s]	[kg/s]	[-]	[-]
101325	0,0243	0,0444	1,3	1,4
101325	0,1204	0,2090	1,3	1,4

Tab. 23 Parametry výměníku spaliny/voda. Tučně vyznačené hodnoty charakterizují jednotku o výkonu 1 kW.

Pro výpočet celého oběhu je výměník zajímavý pouze z hlediska tlakové ztráty v trubkovém prostoru. Výpočet a návrh výměníku spaliny/voda byl proveden obdobným způsobem jako u výměníku spaliny/vzduch. Jeho parametry jsou uvedeny v Tab. 21. V průběhu návrhu bylo zjištěno, že koeficient přestupu tepla na straně vody se pohybuje kolem hodnoty 3000 W/(m²K). Z toho důvodu se při výpočtu koeficientu prostupu tepla k považuje hodnota koeficientu přestupu tepla na straně vody za nekonečně velkou a proto mezitrubkový prostor není blíže definován. Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru také tedy nebyly stanovovány.

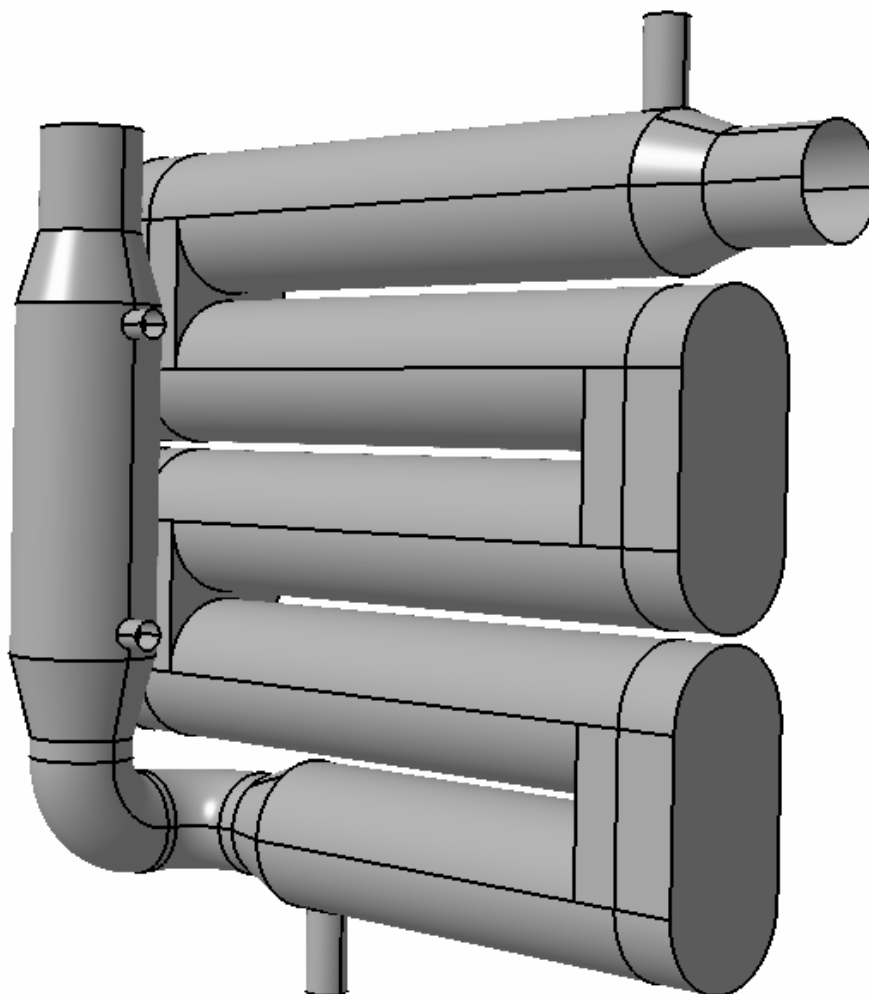
Vzhledem k nízkým vstupním a výstupním teplotám vody je výpočtová střední teplota povrchu trubky na straně spalin $t_{sp2} = 64$ °C. Je tedy nutno počítat s kondenzací vodní páry obsažené ve spalinách na vnitřním povrchu trubky a se zvýšenou intenzitou koroze.

11.8. Rozměry a parametry výměníků

Geometrické uspořádání výměníku je uvedeno v příloze č.6.

Veličina	Varianta výměníku				Jednotka	Popis
	spaliny vzduch		spaliny voda			
	1 kW	7 kW	1 kW	7 kW		
d	13	24	13	24	[mm]	vnitřní průměr hladké trubky
D	16	27	16	27	[mm]	vnější průměr hladké trubky
n _{tr}	37	61	37	61	[-]	počet trubek ve svazku
n _{ch}	5	4	1	1	[-]	počet chodů výměníku
n _{tv}	9	18	-	-	[-]	počet trubek ve výřezu přepážky
n _{rp}	3	3	-	-	[-]	počet řad trubek mezi překrytím přepážek
n _{rv}	2	3	-	-	[-]	počet řad trubek ve výřezu přepážek
φ	30	30	30	30	[°]	úhel uspořádání trubek
t _t	20	31	20	31	[mm]	rozteč trubek
t _p	43	133	-	-	[mm]	rozteč přepážek
s _p	2	2	-	-	[mm]	tloušťka přepážky
l _{tn}	45	135	-	-	[mm]	velikost neopřepážkovaného prostoru
h _p	100	175	-	-	[mm]	výška přepážky
D _v	142	280	142	280	[mm]	vnitřní průměr pláště výměníku
m _{pt}	0,5	0,5	-	-	[mm]	mezera mezi přepážkou a trubicí
m _{pv}	0,5	0,5	-	-	[mm]	mezera mezi přepážkou a stěnou výměníku
s _{ts}	3	3	-	-	[mm]	mezera mezi svazkem a pláštěm výměníku
k	0,04	0,04	-	-	[mm]	absolutní drsnost trubky
k _α	1,3	1,3	1,3	1,3	[-]	koeficient zvýšení součinitele přestupu tepla
k _β	1,4	1,4	1,4	1,4	[-]	koeficient zvýšení součinitele tření
λ	15	15	15	15	[W/(mK)]	tepelná vodivost materiálu trubek
D _{pot}	100	200	100	200	[mm]	světlost spalínového potrubí
D _{pot}	40	80	-	-	[mm]	světlost potrubí vzduchu
Vypočtené hodnoty						
Q _v	14,98	75,15	4,64	22,01	[kW]	tepelný výkon výměníku
L _S	2970	4620	340	550	[mm]	celková délka svazku výměníku
Δp _{tp}	522	400	50	60	[Pa]	tlaková ztráta v trubkovém prostoru
Δp _{mp}	11315	11446	-	-	[Pa]	tlaková ztráta v mezitrub. prostoru
ξ ₁	0,04	0,04	-	-	[-]	poměrná tlaková ztráta v mezitrub. prostoru
S _{v2}	2,52	21,26	4,37	0,49	[m ²]	teplosměnná plocha na straně spalin
S _{v1}	2,83	23,92	5,37	0,60	[m ²]	teplosměnná plocha na straně spalin (vody)

Tab. 24 Navržené a vypočtené parametry výměníku spaliny/vzduch a spaliny/voda. Tučně vyznačené hodnoty odpovídají výkonové variantě jednotky 1 kW.



Obr. 31 Návrh tvaru a uspořádání pětitélesového výměníku spaliny / vzduch a jednotělesového výměníku spaliny / voda pro verzi 1 kW.

11.9. Pevnostní kontrola trubek výměníků

Trubky výměníku jsou namáhány jak teplotně, tak také mechanicky. Mechanické namáhání je způsobeno rozdílem tlaků vně a uvnitř trubky. Jelikož stlačený vzduch proudí v mezitrubkovém prostoru, trubka je tedy namáhána na tlak. Naopak plášť výměníku je namáhán tlakem vzduchu uvnitř výměníku, který způsobuje tahové namáhání. Napětí lze stanovit podle vztahu

$$\sigma = \Delta p \cdot \left(\frac{d}{D - d} \right) \quad [\text{Pa}],$$

ve kterém figurují pouze velký průměr trubky **D** [mm], malý průměr trubky **d** [mm] a tlakový rozdíl **Δp** [Pa]. Pro trubky dané v Tab. 24 při rozdílu tlaku **Δp = 200 kPa** nepřesáhne velikost napětí ani v jednom z případů hodnotu 5 MPa. Napětí v plášti výměníku pro obě výkonové varianty a výpočtové tloušťce stěny 4 mm napětí nepřekročí hodnotu 10 MPa.

12. Příkon spalínového ventilátoru

Jelikož oba výměníky mají tlakové ztráty na straně spalín, je třeba tyto ztráty pokrýt spalínovým ventilátorem. Celková ztráta je dána součtem tlakových ztrát v trubkovém prostoru obou výměníků. Celková účinnost ventilátoru je po domluvě s PBS Velká Bíteš, a.s. odhadnuta na $\eta_{sv} = 70 \%$.

- Celková ztráta výměníku na straně spalín.

$$\Delta p = \sum \Delta p_t = 522 + 50 = 572 \text{ Pa} \quad (222)$$

- Měrný objem spalín při atmosférickém tlaku p_{atm} a teplotě spalín na výstupu t_k .

$$v_2 = \frac{r_{spal} \cdot (t_k + 273,15)}{p_{atm}} = \frac{288,3 \cdot (130 + 273,15)}{101325} = 1,15 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (223)$$

- Objemový průtok spalín.

$$\dot{V}_2 = v_2 \cdot \dot{m}_{spal} = 1,15 \cdot 0,0243 = 0,028 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (224)$$

- Příkon spalínového ventilátoru [5].

$$P_{sv} = \frac{\dot{V}_2 \cdot \Delta p}{\eta_{sv}} = \frac{0,028 \cdot 572}{0,7} = 22,8 \text{ [W]} \quad (225)$$

Příkon spalínového ventilátoru byl uměle navýšen na $P_{sv} = 30 \text{ W}$. O tuto hodnotu se navýší elektrický výkon turbíny v kapitole 7.3. Příkon spalínového ventilátoru pro verzi jednotky 7 kW byl stanoven na $P_{sv} = 100 \text{ W}$.

13. Ekonomické posouzení nového systému

Jako ekonomický ukazatel pro posouzení nově navrženého systému bude sloužit finanční úspora. Tato úspora představuje částku, která se za použití komerčního a nově navrženého kogeneračního systému ročně ušetří oproti stavu, kdy by se musela elektřina nakupovat ze sítě a teplo samostatně vyrábět spalováním paliva. Pro oba modelové příklady rodinného a bytového domu budou vyhodnoceny a porovnány tyto případy:

- nákup elektřiny ze sítě a vytápění a ohřev TUV zemním plynem
- nákup elektřiny ze sítě a vytápění a ohřev TUV biomasou (palivové dříví)
- kombinovaná výroba elektřiny a tepla ze zemního plynu a přitápění zemním plynem
- kombinovaná výroba elektřiny a tepla z biomasy a přitápění biomasou

13.1. Stanovení ročních nákladů modelových příkladů

Podle spotřeby energií rodinného a bytového domu viz Tab. 1 a 2 a podle aktuálních cen elektřiny [22], plynu [23] a dříví [19], [20] byly stanoveny roční náklady na vytápění zobrazené v Tab. 25.

Náklady na vytápění Rodinného a Bytového domu				
Použité palivo	ZP RD	ZP BD	dřevo RD	dřevo BD
Výhřevnost [MJ/kg]	-	-	12,65	12,65
I. jednotka	kWh	kWh	MJ	MJ
II. jednotka	-	-	kWh	kWh
cena dřeva Kč/kg	-	-	1,8	1,8
cena za I. jednotku	1,374 Kč	1,350 Kč	0,142 Kč	0,142 Kč
cena za II. jednotku	-	-	0,512 Kč	0,512 Kč
Účinnost přeměny	95%	95%	80%	80%
Platba za měsíc	357 Kč	290 Kč	- Kč	- Kč
Vyrobena [kWh]*	51250	166667	51250	166667
Cena paliva za rok	78 000 Kč	240 000 Kč	33 000 Kč	107 000 Kč

Tab. 25 Náklady na vytápění, RD - rodinný dům, BD - bytový dům, ZP - zemní plyn.
(* 1 kWh = 3,6 MJ)

Obdobným způsobem jako náklady na vytápění byly stanoveny náklady za nákup elektřiny pro jednotarifovou sazbu malé spotřeby pro rodinný dům a velké spotřeby pro bytový dům viz. Tab. 26.

Náklady za elektřinu rodinného a bytového domu		
	RD	BD
Jednotka	MWh	MWh
Cena za jednotku	5319	4780
Měsíční platba	62 Kč	62 Kč
Spotřebováno [kWh]*	4389	39167
Cena elektřiny za rok	24 000 Kč	188 000 Kč

Tab. 26 Náklady za elektřinu, RD - rodinný dům, BD - bytový dům.
(* 1 MWh = 3,6 GJ)

Dále byly stanoveny palivové náklady pro variantu nasazení komerčních kogeneračních jednotek na zemní plyn a nově navržených jednotek na biomasu pro bytový dům viz. Tab. 27.

Náklady při provozu kogenerační jednotky bytového domu				
Kogenerační jednotka	Micro T7	PBS 7	Odděleně	
Vyrobená el. [MWh]*	39,2	37,3	Vytápění plynem a nákup elektřiny ze sítě	Vytápění dřevem a nákup elektřiny se sítě.
Koupená el. [MWh]*	0,0	1,9		
Vyrobené teplo [MWh]*	96,3	116,5		
Teplo pomocného zdroje [MWh]*	70,4	50,2		
Vyrobeno jednotkou [MWh]*	135,4	153,8		
Celková účinnost	93%	65%	-	107 000 Kč
Celková spotřeba energie [MWh]*	146,1	235,2		
Teplárenský modul výroby	0,41	0,32		
Cena cizího tepla ze dřeva	36 000 Kč	26 000 Kč		
Cena cizího tepla z plynu	95 000 Kč	68 000 Kč	240 000 Kč	-
Cena nákupu elektřiny	0 Kč	9 000 Kč	188 000 Kč	188 000 Kč
Cena za palivo jednotky	197 000 Kč	120 000 Kč	-	-
Náklady celkem za rok	292 000 Kč	155 000 Kč	428 000 Kč	295 000 Kč

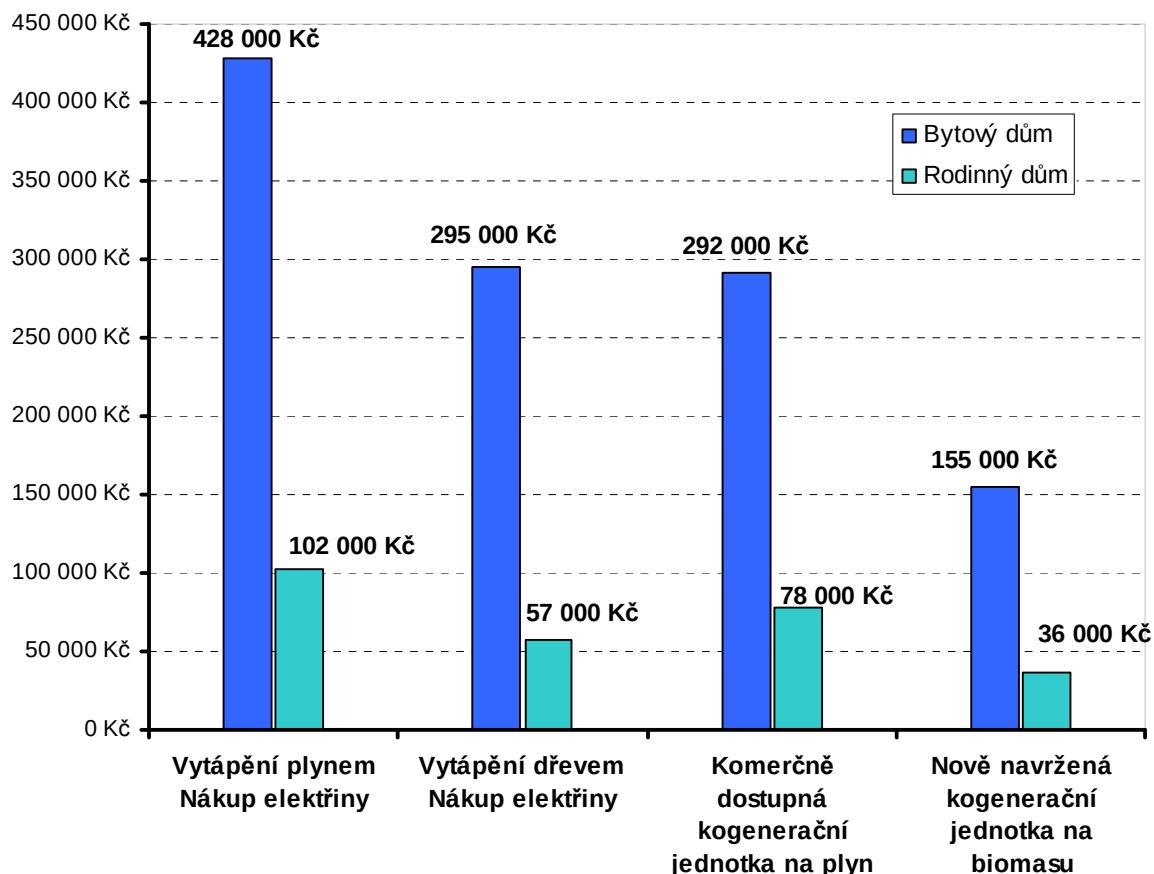
Tab. 27 Náklady při použití kogenerační jednotky v bytové domě a při odděleném nákupu energií. Přeskrtnuté údaje představují náklady spojené s přitápěním jiným druhem paliva než je palivo kogenerační jednotky.
(* 1MWh = 3,6 GJ)

Stejně jako v případě bytového domu byly vyhodnoceny náklady při provozu kogeneračních jednotek v rodinném domě viz. Tab. 28.

Náklady při provozu kogenerační jednotky rodinného domu				
Kogenerační jednotka	Vitotwin 300-W	PBS 1	Odděleně	
Vyrobená el. [MWh]*	4,39	4,39	Vytápění plynem a nákup elektřiny ze sítě	Vytápění dřevem a nákup elektřiny se sítě.
Koupená el. [MWh]*	0,00	0,00		
Vyrobené teplo [MWh]*	26,39	20,42		
Teplo pomocného zdroje [MWh]*	24,86	30,83		
Vyrobeno jednotkou [MWh]*	30,78	24,81		
Celková účinnost	97%	65%	-	33 000 Kč
Celková spotřeba energie [MWh]*	31,73	38,34		
Teplárenský modul výroby	0,17	0,21		
Cena cizího tepla ze dřeva	13 000 Kč	16 000 Kč		
Cena cizího tepla z plynu	34 000 Kč	42 000 Kč	78 000 Kč	-
Cena nákupu elektřiny	- Kč	- Kč	24 000 Kč	24 000 Kč
Cena za palivo jednotky	44 000 Kč	20 000 Kč	-	-
Náklady celkem za rok	78 000 Kč	36 000 Kč	102 000 Kč	57 000 Kč

Tab. 28 Náklady při použití kogenerační jednotky v rodinném domě a při odděleném nákupu energií. Přeskrtnuté údaje představují náklady spojené s přitápěním jiným druhem paliva než je palivo kogenerační jednotky. (* 1MWh = 3,6 GJ)

Celkové roční náklady při provozu kogeneračních jednotek a při samostatném nákupu energií budou sloužit pro posouzení investice do kogenerační jednotky. Tyto náklady jsou znázorněny v grafu na Obr. 32.



Obr. 32 Celkové roční náklady za teplo a elektřinu pro rodinný a bytový dům pro různé případy zdrojů energie.

Při vyhodnocování ročních nákladů nebyly uvažovány žádné další náklady na skladování či zpracování paliva (dřeva). Také není uvažována žádná státní podpora ve formě zelených bonusů nebo výkupních cen, které se stanovují na základě zákona o podporovaných zdrojích energie 165/2012 Sb. Cena paliv a elektřiny je považována za konstantní pro celou dobu posuzování investice.

13.2. Posouzení investice do kogeneračního systému

- Za investiční náklady jsou považovány náklady na koupi kogenerační jednotky. K jednotce TEDOM Micro T7 je třeba ještě připočítat cenu za pomocný zdroj tepla, tedy plynový kotel jehož cena je uvedena společně s jednotkou v kapitole 5.3.2.
- Za výnos je považována roční úspora financí oproti oddělenému nákupu energií. Úspora je stanovena z rozdílu ročních nákladů pro nákup energií a nákladů při provozu kogenerační jednotky bez změny palivové základny viz Tab. 29 a 31.
- U všech variant je uvažována diskontní míra 3,5 %.
- Investice je posuzována v rámci 10 let.
- Předpokládané náklady na provoz a údržbu jednotek jsou pro bytový dům 5 000 Kč/rok a pro rodinný dům 1 000 Kč/rok.

Cena nově navrženého kogeneračního systému na biomasu byla stanovena stejná jako cena komerčních jednotek. Hlavním finančním ukazatelem je tok peněz „cash flow“ a diskontovaný tok peněz.

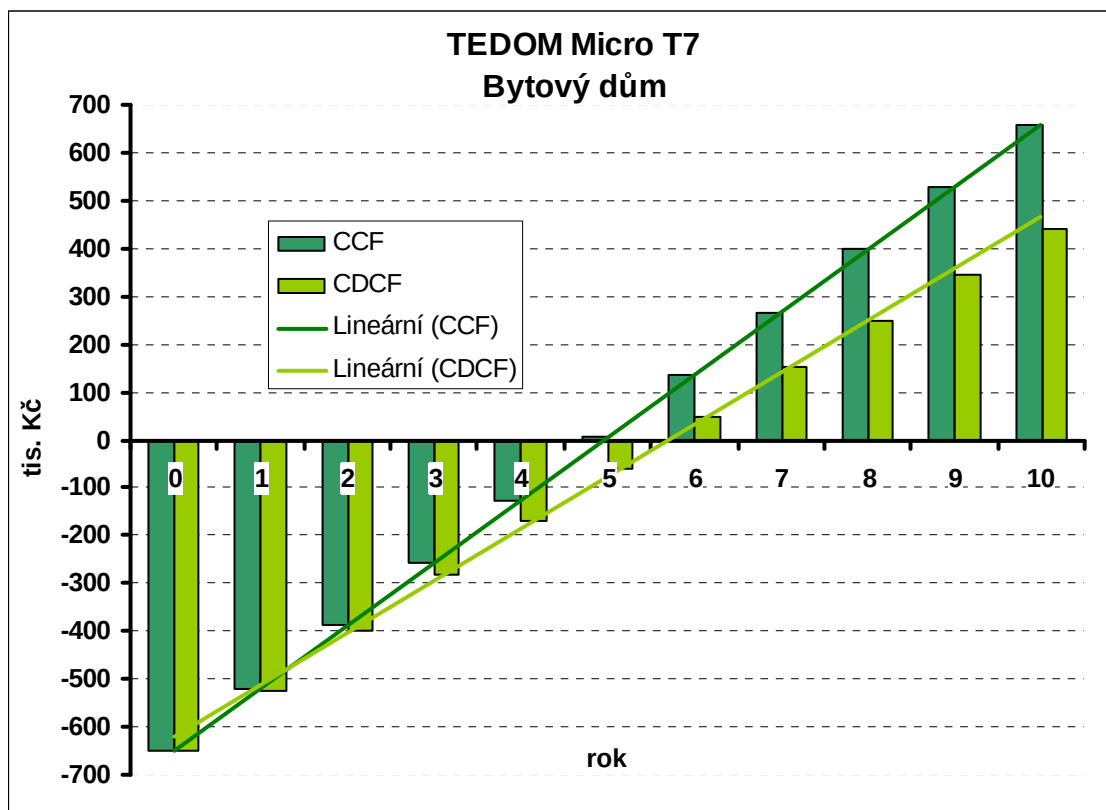
Varianta		Vytápění plynem a nákup elektřiny	Kogenerační jednotka na plyn
Roční náklady	DB	428 000 Kč	292 000 Kč
	RD	102 000 Kč	78 000 Kč
Roční úspora	BD	136 000 Kč	
	RD	24 000 Kč	
Investiční náklady	BD	-	650 000 Kč
	RD	-	300 000 Kč

Tab. 29 Investiční náklady a úspory za použití komerčních kogeneračních jednotek na plyn pro modelové příklady rodinného a bytového domu beze změny palivové základny.
BD - bytový dům, RD - rodinný dům.

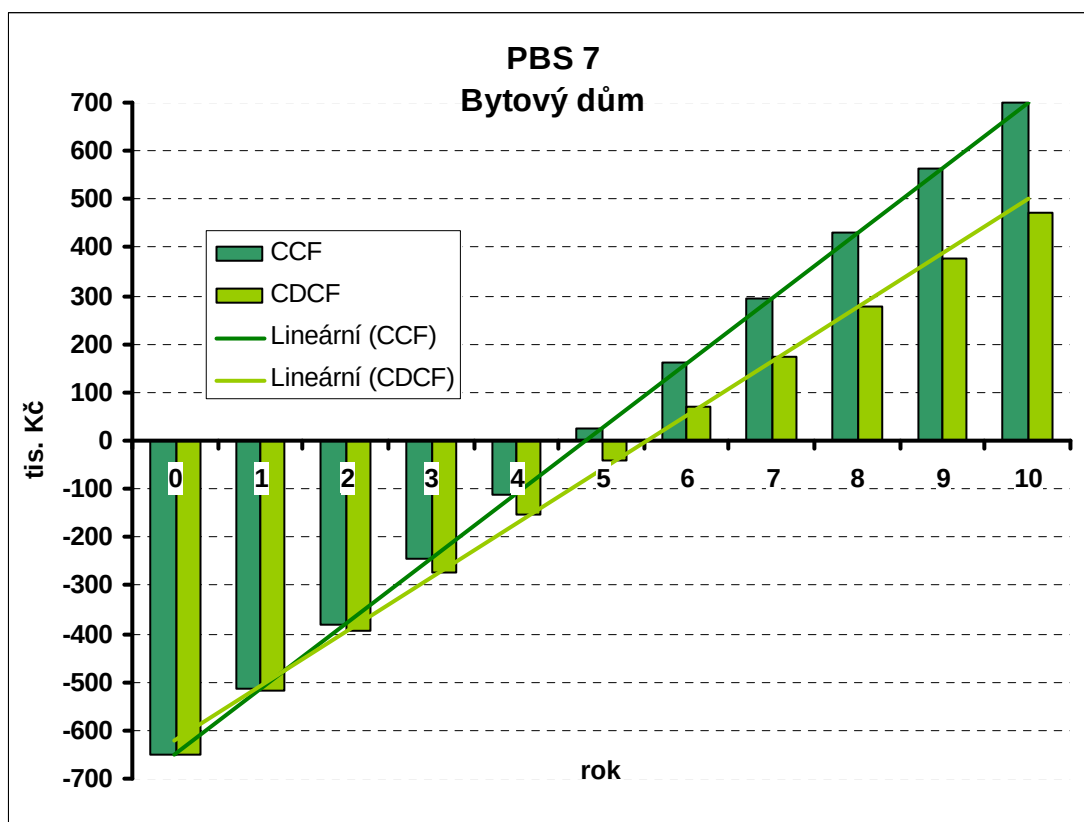
Provoz jednotky TEDOM Micro T7 v BD						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-650	0	-650	-650,0	-650	-650
1	-5	136	131	126,6	-519	-523,4
2	-5	136	131	122,3	-388	-401,1
3	-5	136	131	118,2	-257	-283,0
4	-5	136	131	114,2	-126	-168,8
5	-5	136	131	110,3	5	-58,5
6	-5	136	131	106,6	136	48,0
7	-5	136	131	103,0	267	151,0
8	-5	136	131	99,5	398	250,5
9	-5	136	131	96,1	529	346,6
10	-5	136	131	92,9	660	439,5
Prostá doba návratnosti				5,0	rok	
Diskontovaná doba návratnosti				5,5	rok	

Provoz nové jednotky PBS 7 v BD						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-650	0	-650	-650,0	-650	-650,0
1	-5	140	135	130,4	-515	-519,6
2	-5	140	135	126,0	-380	-393,5
3	-5	140	135	121,8	-245	-271,8
4	-5	140	135	117,6	-110	-154,1
5	-5	140	135	113,7	25	-40,5
6	-5	140	135	109,8	160	69,4
7	-5	140	135	106,1	295	175,5
8	-5	140	135	102,5	430	278,0
9	-5	140	135	99,1	565	377,0
10	-5	140	135	95,7	700	472,7
Prostá doba návratnosti				4,8	rok	
Diskontovaná doba návratnosti				5,4	rok	

Tab. 30 Hodnoty v tabulce jsou uvedeny v tisících Kč a výsledky zobrazeny na Obr.33 a 34. CF - finanční tok, DCF - diskontovaný finanční tok, CCF - kumulovaný finanční tok, CDCF - kumulovaný diskontovaný finanční tok peněz.



Obr. 33 Tok peněz při provozu jednotky TEDOM Micro T7 v bytovém domě.



Obr. 34 Tok peněz při provozu nově navržené jednotky PBS 7 v bytovém domě.

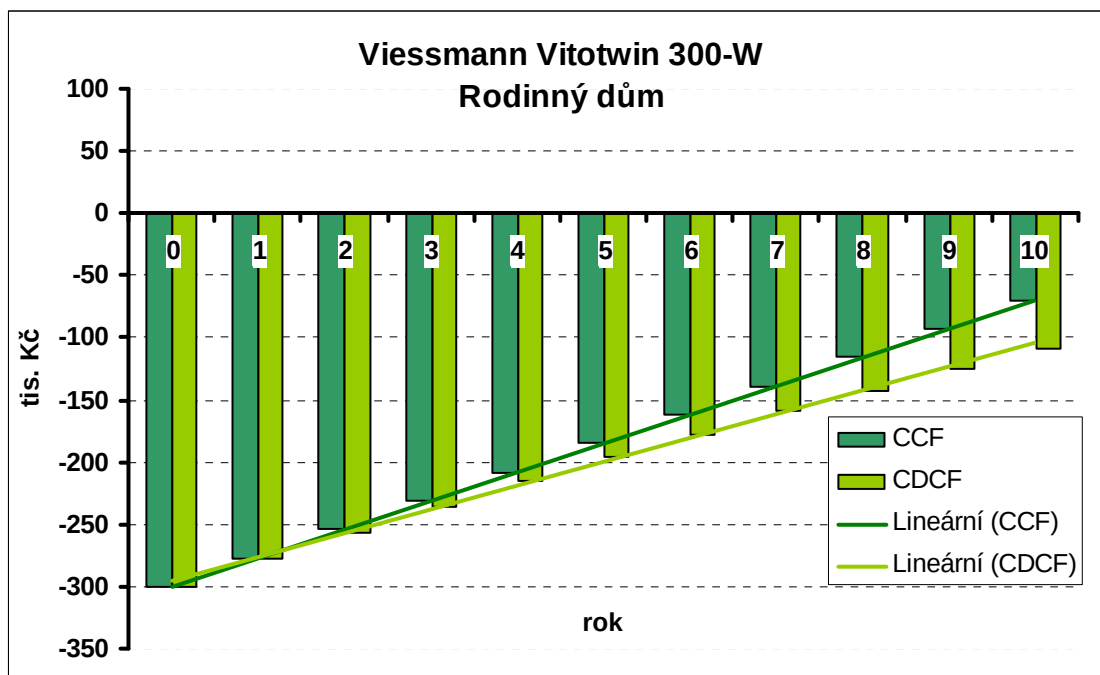
Varianta		Vytápění dřevem a nákup elektřiny	Kogenerační jednotka na biomasu
Roční náklady	DB	295 000 Kč	155 000 Kč
	RD	57 000 Kč	36 000 Kč
Roční úspora	BD	140 000 Kč	
	RD	21 000 Kč	
Investiční náklady	BD	-	650 000 Kč
	RD	-	300 000 Kč

Tab. 31 Investiční náklady a úspory za použití nově navržených kogeneračních jednotek na biomasu pro modelové příklady rodinného a bytového domu beze změny palivové základny. BD - bytový dům, RD - rodinný dům.

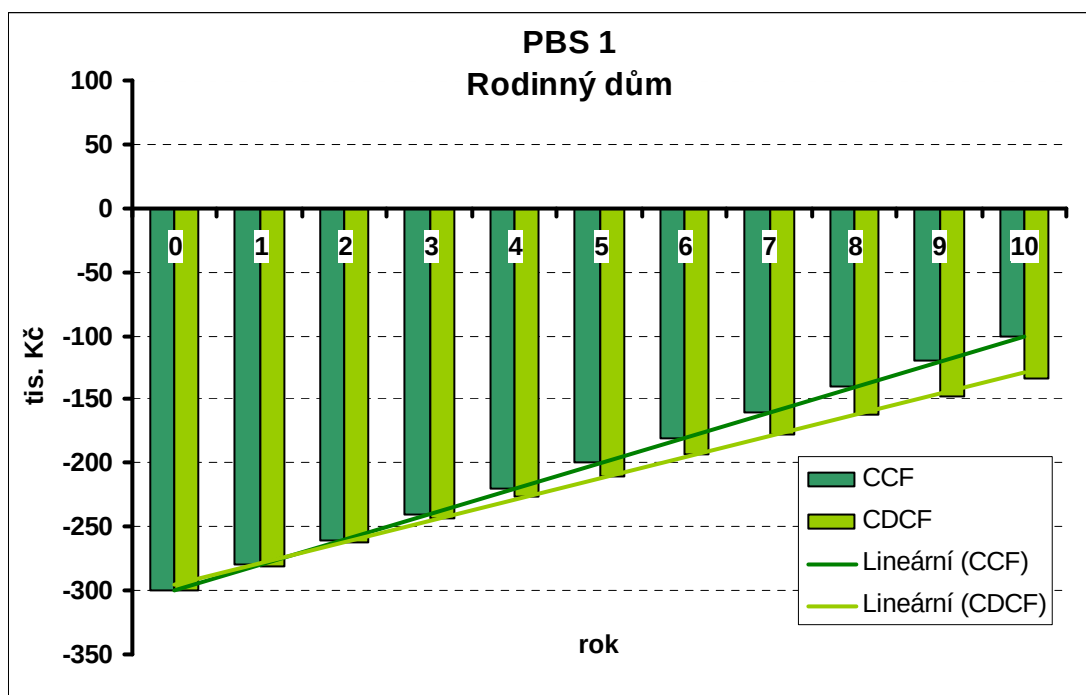
Provoz jednotky Viessmann v rodinném domě						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-300	0	-300	-300,0	-300	-300,0
1	-1	24	23	22,2	-277	-277,8
2	-1	24	23	21,5	-254	-256,3
3	-1	24	23	20,7	-231	-235,6
4	-1	24	23	20,0	-208	-215,5
5	-1	24	23	19,4	-185	-196,2
6	-1	24	23	18,7	-162	-177,4
7	-1	24	23	18,1	-139	-159,4
8	-1	24	23	17,5	-116	-141,9
9	-1	24	23	16,9	-93	-125,0
10	-1	24	23	16,3	-70	-108,7
Prostá doba návratnosti				13,0		
Diskontovaná doba návratnosti				17,7		

Provoz nové jednotky PBS 1 v rodinném domě						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-300	0	-300	-300,0	-300	-300,0
1	-1	21	20	19,3	-280	-280,7
2	-1	21	20	18,7	-260	-262,0
3	-1	21	20	18,0	-240	-244,0
4	-1	21	20	17,4	-220	-226,5
5	-1	21	20	16,8	-200	-209,7
6	-1	21	20	16,3	-180	-193,4
7	-1	21	20	15,7	-160	-177,7
8	-1	21	20	15,2	-140	-162,5
9	-1	21	20	14,7	-120	-147,8
10	-1	21	20	14,2	-100	-133,7
Prostá doba návratnosti				15,0		
Diskontovaná doba návratnosti				21,6		

Tab. 32 Hodnoty v tabulce jsou uvedeny v tisících Kč a výsledky zobrazeny na Obe. 35 a 36. CF - finanční tok, DCF - diskontovaný finanční tok, CCF - kumulovaný finanční tok, CDCF - kumulovaný diskontovaný finanční tok peněz.



Obr. 35 Tok peněz při provozu jednotky Viessmann Vitotwin 300-W v rodinném domě.



Obr. 36 Tok peněz při provozu nově navržené jednotky PBS 1 v rodinném domě.

Z toků peněz na Obr. 35 a 36 je patrné, že investice vložené do kogeneračních jednotek pro rodinný dům mají dobu návratnosti větší než 10 let. Pokud však budeme uvažovat změnu palivové základny ze zemního plynu na biomasu, úspora financí bude vyšší. Tento návrh lze aplikovat v případě nově navržené kogenerační jednotky PBS 1 a PBS 7 viz Tab. 33.

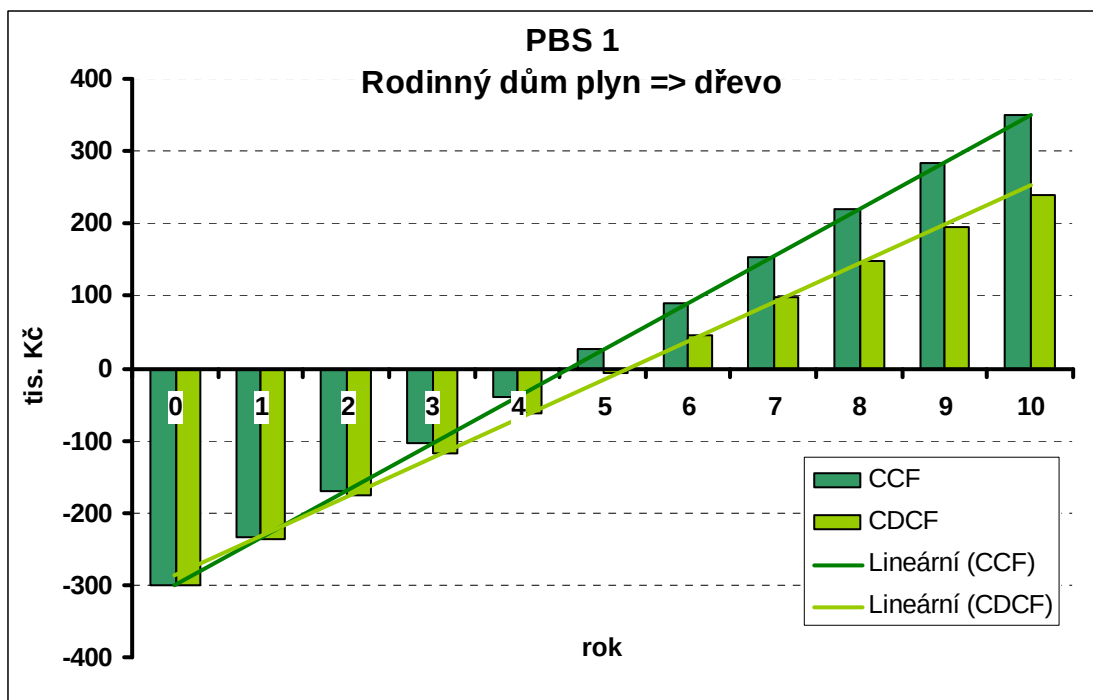
Varianta		Vytápění plynem a nákup elektřiny	Kogenerační jednotka na biomasu
Roční náklady	DB	428 000 Kč	155 000 Kč
	RD	102 000 Kč	36 000 Kč
Roční úspora	BD	273 000 Kč	
	RD	66 000 Kč	
Investiční náklady	BD	-	650 000 Kč
	RD	-	300 000 Kč

Tab. 33 Investiční náklady a úspory za použití kogeneračních jednotek na plyn a biomasu pro modelové příklady rodinného a bytového domu pro změnu palivové základny.
BD - bytový dům, RD - rodinný dům.

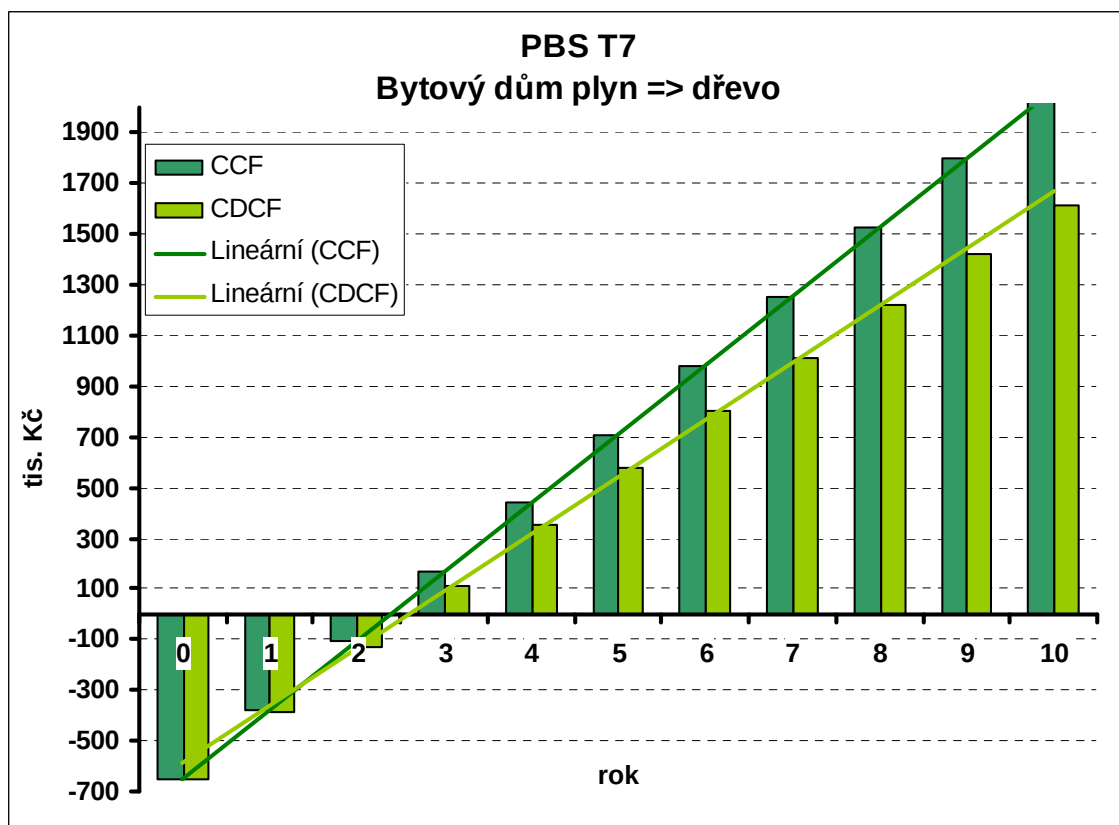
Provoz nové jednotky PBS 1 v rodinném domě plyn => dřevo						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-300	0	-300	-300,0	-300	-300,0
1	-1	66	65	62,8	-235	-237,2
2	-1	66	65	60,7	-170	-176,5
3	-1	66	65	58,6	-105	-117,9
4	-1	66	65	56,6	-40	-61,2
5	-1	66	65	54,7	25	-6,5
6	-1	66	65	52,9	90	46,4
7	-1	66	65	51,1	155	97,4
8	-1	66	65	49,4	220	146,8
9	-1	66	65	47,7	285	194,5
10	-1	66	65	46,1	350	240,6
Prostá doba návratnosti				4,6	rok	
Diskontovaná doba návratnosti				5,1	rok	

Provoz nové jednotky PBS 7 v bytovém domě plyn => dřevo						
rok	náklady	úspory	CF	DCF	CCF	CDCF
0	-650	0	-650	-650,0	-650	-650,0
1	-1	273	272	262,8	-378	-387,2
2	-1	273	272	253,9	-106	-133,3
3	-1	273	272	245,3	166	112,0
4	-1	273	272	237,0	438	349,1
5	-1	273	272	229,0	710	578,1
6	-1	273	272	221,3	982	799,4
7	-1	273	272	213,8	1254	1013,2
8	-1	273	272	206,6	1526	1219,7
9	-1	273	272	199,6	1798	1419,3
10	-1	273	272	192,8	2070	1612,1
Prostá doba návratnosti				2,4		
Diskontovaná doba návratnosti				2,5		

Tab. 34 Hodnoty v tabulce jsou uvedeny v tisících Kč a výsledky zobrazeny na Obr. 37 a 38. CF - finanční tok, DCF - diskontovaný finanční tok, CCF - kumulovaný finanční tok, CDCF - kumulovaný diskontovaný finanční tok peněz.



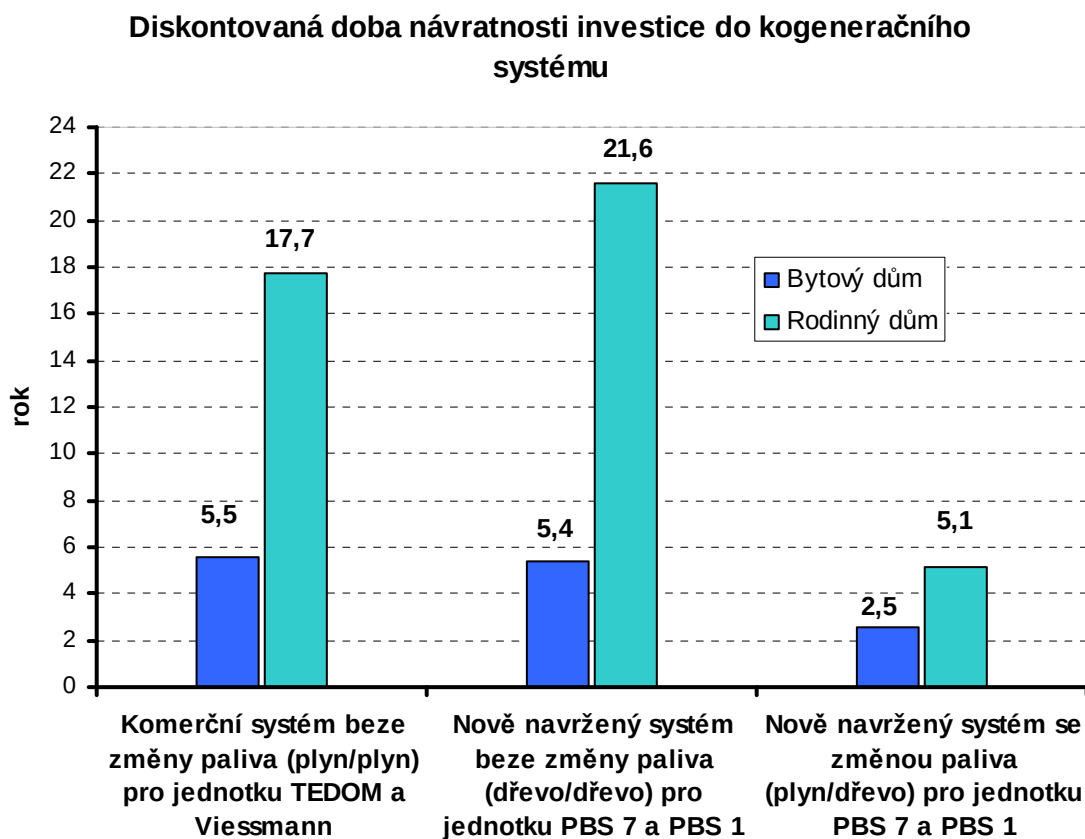
Obr. 37 Tok peněz při provozu nově navržené jednotky PBS 1 v rodinném domě a změně palivové základny ze zemního plynu na dřevo.



Obr. 38 Tok peněz při provozu nově navržené jednotky PBS 7 v bytovém domě a změně palivové základny ze zemního plynu na dřevo.

Doby návratností jednotlivých posuzovaných variant jsou zaneseny do grafu na Obr. 35 z čehož vyplývá, že návratnost investice pro jednotku PBS 7 je 5,4 roků v případě, kdy byl objekt před nasazením jednotky vytápěn dřívím a 2,5 roků v případě, kdy byl objekt vytápěn

pouze plynem. Doba návratnosti jednot PBS 1 je 21,6 roků v případě, kdy objekt byl vytápěn dřívím a 5,1 roků v případě předešlého vytápění plynem. Uvedené hodnoty platí v případech, že ceny nově navržených jednotek PBS 7 a PBS 1 jsou stejné jako ceny jednotek firmy TEDOM a Viessmann.



Obr. 39 Porovnání diskontovaných dob návratnosti jednotek pro varianty se změnou paliva a beze změny paliva.

14. Závěr a technickoeconomické hodnocení

V úvodní kapitole diplomové práce byl nejprve vysvětlen pojem kogenerace. Její výhoda spočívá hlavně v úspoře primárních zdrojů energie oproti oddělené výrobě. Jelikož výroba elektřiny je ve většině případů doprovázena vznikem jistého množství odpadního tepla, nabízí se možnost využití tohoto tepla pro potřeby vytápění, chlazení či jiné technologie. Kogenerace tedy nachází uplatnění i při vytápění těch nejmenších objektů, jakými jsou právě rodinné či bytové domy.

Modelový příklad spotřeby energií rodinného a bytového domu ve formě ročního diagramu spotřeby byl vytvořen na základě průměrných venkovních teplot pro rok 2012. Roční spotřeba energií objektů byla vyhodnocena na základě fakturačních údajů energií a na základě spotřebovaného množství konkrétního paliva.

Rešerše komerčních mikrokogeneračních systémů ukázala, jaké druhy kogeneračních jednotek je možno aplikovat pro modelové příklady. Nejvíce využívané jednotky jsou jednotky se spalovacím motorem. Mikrokogenerační jednotky na bázi lopatkového stroje neboli mikroturbíny se téměř vůbec nepoužívají pro potřeby domácností. Oproti spalovacímu motoru má ale jednotka s mikroturbínou několik nesporných výhod. Jednou z nich je možnost externího spalování pevných paliv, tedy i spalování biomasy, což z mikroturbínové jednotky činí potenciálního konkurenta spalovacích motorů.

Z komerčně dostupných jednotek byla pro modelový příklad bytového domu vybrána jednotka firmy TEDOM se spalovacím motorem spalujícím zemní plyn a elektrickým výkonem 7 kW. Pro příklad rodinného domu jednotka firmy Viessmann se Stirlingovým motorem spalující zemní plyn s elektrickým výkonem 1 kW. Obě jednotky jsou schopny plnit potřeby modelových příkladů při použití přitápění ve více chladných dnech.

Hodnoty elektrického výkonu nově navrhovaných systémů byly voleny stejné hodnoty jako v případě komerčních jednotek.

Nově navržený systém kogenerační jednotky tedy využívá energii z biomasy (dřeva), která je spalována v samostatné spalovací komoře. Takto vzniklé spaliny jsou ochlazovány ve výměnících a jsou vypouštěny do atmosféry. Teplo odebrané spalínám je použito v prvním stupni jako zdroj energie horkovzdušné mikroturbíny, která pracuje podle Braytonova oběhu. Pracovním médiem mikroturbíny je vzduch nasávaný z atmosféry a po průchodem mikroturbínou je použit jako předehřátý vzduch pro spalovací proces. Znovuzavedením horkého vzduchu do oběhu je zprostředkována regenerace tepla v oběhu a je tak zvyšována elektrická účinnost jednotky. Ve druhém stupni je spalínám odebrán zbytek tepla, které slouží pro ohřev vody. Nevýhodou koncepce je velké množství vzduchu přiváděné do spalovací komory. Velký přebytek vzduchu má za následek zvyšování objemu spalin v poměru k přiváděnému množství paliva a tedy i větší komínovou ztrátu.

Předmětem práce byl návrh průtočných částí mikroturbíny, která se svými parametry řadí mezi ty nejmenší mikroturbíny vůbec. Účinnost mikroturbíny bez uvažování regenerace s elektrickým výkonem 1 kW je sotva 7 %. Diskuze a kontrola parametrů turbíny byla prováděna v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s.

Dalším předmětem práce byl návrh výměníku. Navržená koncepce průtočných částí žárotrubnatého trubkového výměníku se ukázala jako realizovatelná. Při návrhu byl kladen důraz na možnost čištění výměníku a na co nejmenší rozměry. Ovšem tlaková ztráta na straně spalin vyžaduje použití spalínového ventilátoru, který snižuje elektrickou účinnost jednotky.

I přes nečistoty nově navrženého systému dosahuje elektrická účinnost jednotek 11 % pro variantu výkonu 1 kW a 16 % pro variantu 7 kW. Tepelná účinnost obou jednotek je v závislosti na teplotě výstupních spalin. Pro uvažovanou teplotu 130°C dosahuje tepelná účinnost hodnoty 53 a 49 % a celková účinnost u obou jednotek hodnotu 65 %. Ve srovnání s

komerčními jednotkami na zemní plyn jsou to spíše malé hodnoty účinností. Nicméně jednotka má stále tu výhodu, že lze použít levnějšího paliva z biomasy.

V poslední části práce byly stanoveny orientační náklady na pokrytí energetických potřeb modelových příkladů rodinného a bytového domu. Byla také posouzena investice do nasazení komerčního kogeneračního systému na modelové příklady. Z daného ekonomického hodnocení vyplývá, že nově navržené kogenerační jednotky s uvažovanou pořizovací cenou stejnou jako komerční jednoty, jsou schopné konkurovat těmto komerčním jednotkám v případě, kdy před instalací nové jednotky bylo používáno pro vytápění stejné palivo, jaké je palivo této jednotky. Tedy plyn v případě komerční jednotky a dříví v případě nově navržené jednotky. Pokud však v objektu bylo používané palivo pro vytápění plyn, tak instalace nově navržené jednotky sebou přinese změnu paliva z plynu na dřevo a tedy snížení nákladů na palivo a snížení doby návratnosti investice.

Závěrem tedy použití nového kogeneračního systému sebou přinese snížení nákladů na palivo. Pořizovací cena jednotky může být vyšší než cena komerční jednotky při zachování konkurence schopnosti.

15. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] DVORSKÝ, Emil. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 287 s. ISBN 80-730-0118-7.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. 1. vyd. Brno: PC DIR, 1997, 100 s. ISBN 80-214-0889-8.
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Principy výroby elektřiny a tepla v domácnostech, *Transformační technologie*, 2010. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. [cit. 2013-04-13] Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/principy-vyroby-elektřiny-a-tepla-v-domacnostech.html>
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Transformace energie v tepelných lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2011-03, [date of last update 2013-02]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. [cit. 2013-05-21] Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/transformace-energie-v-tepelnych-lopatkovych-strojich.html>
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. první, upravené. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [7] STEHLÍK, Petr. *Tepelné pochody. Výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0363-2.
- [8] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*. Druhé, zcela přepracované vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980.
- [9] RŮŽEK, Josef a Petr KMOCH. *Teorie leteckých motorů I: kompresory, turbíny a spalovací komory*. první. VA VZ, 1979.
- [10] LIBICH, Vladimír a Ladislav OCHRANA. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: VUT, 1989, 245 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1078-7.
- [11] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2004/8/ES ze dne 11. února 2004 o podpoře společné výroby elektřiny a tepla (kogenerace) na základě poptávky po užitém teple na vnitřním trhu s energiemi, kterou se mění směrnice 92/42/EHS. In: 2004.
- [12] FIEDLER, Jan. Výhody a omezení malých kogeneračních jednotek. In: *TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online]. 2011 [cit. 2013-03-08]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/7866-vyhody-a-omezeni-malych-kogeneracnich-jednotek>
- [13] Spotřeba energie v domácnostech ČR: ENERGO 2004. *Český statistický úřad: ČSÚ* [online]. 2006 [cit. 2012-11-18]. Dostupné z: <http://www.czso.cz/csu/2005edicniplan.nsf/p/8109-05>
- [14] Průměrné denní venkovní teploty - Brno. *Teplárny Brno* [online]. 2013 [cit. 2013-01-07]. Dostupné z: <http://www.teplarny.cz/cz/prumerne-denni-venkovni-teploty-brno>
- [15] O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích. In: *TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online]. 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/8618-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-1>

- [16] MURTINGER, Karel. Dřevo a jeho spalování. *Topení dřevem* [online]. 2006 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.topenidrevem.cz>
- [17] Výroba vodíku parní reformováním. *Petroleum* [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.petroleum.cz/zpracovani/zpracovani-ropy-43.aspx>
- [18] Uhelne brikety. *Prodej uhlí* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.prodejuhli.cz/kategorie.php?kategorie=19>
- [19] Měrné jednotky dřeva. *Palivové dřevo: pro Brno a okolí* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.palivove-drevo-brno.cz/merne-jednotky-dreva.html>
- [20] Palivové dřevo prodej: ceník. *Palivové dřevo Petr Kos* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.palivove-drevo-kos.cz/cenik-palivove-drevo.php>
- [21] *Návod k obsluze a instalaci kotle: Viadrus Lignator*. 2012. Dostupné z: <http://www.viadrus.cz/kotle-na-tuha-paliva/lignator-25-cz3.html>
- [22] *Ceník dodávky elektřiny E.ON Energie, a.s.: pro zákazníky kategorie D - domácnosti*. 2012. Dostupné z: <http://www.eon.cz/cs/domacnosti/archiv-dokumentu-pro-domacnosti-elektrina.shtml>
- [23] *Ceník RWE plyn standard: kategorie domácnost a maloodběratel*. 2013. Dostupné z: <http://www.rwe.cz/cs/do-zp-ceny-zp-JMP/>
- [24] Introduction to Combined Heat & Power. *Energy Systems Research Unit* [online]. 1998 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/97-8/chp_sizing_case/chp.html
- [25] *Capstone Turbine Corporation* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.capstoneturbine.com/>
- [26] *Lin energy Storm mit Wärme* [online]. 2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.powerblock.eu/>
- [27] *Mini-BHKW|Mikro-BHKW|Blockheizkraftwerke: Alles über Mini-BHKW* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-20]. Dostupné z: <http://www.bhkw-prinz.de/>
- [28] *Viessmann: Heizung Komplettangebot: Öl, Gas, Solar, Holz und Wärmepumpe* [online]. [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.viessmann.de/>
- [29] *Kogenerační jednotky Tedom: kogenerace, trigenerace, mikrokogenerace* [online]. [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [30] *Vaillant* [online]. © 2013 [cit. 2013-02-16]. Dostupné z: <http://www.vaillant.com/>
- [31] *STIRLING ENERGY: Mikrokogenerační jednotky se stirlinhový motorem* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.stirlingenergy.cz/>
- [32] *Viessmann: plynové kotle, olejové kotle, kotle na dřevo, solární systémy, tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2013-01-12]. Dostupné z: <http://www.viessmann.cz/>
- [33] *Micro turbine technology by (MTT) B.V.* [online]. [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.epicos.com/EPCompanyProfileWeb/GeneralInformation.aspx?id=742>
- [34] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení: Určeno pro posl. fak. strojní*. 1. vyd. Brno: VUT, 1990, 213 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0160-5.
- [35] LIBICH, Vladimír a Ladislav OCHRANA. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: VUT, 1989, 245 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1078-7.

16. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol veličiny	Značka Jednotka	Popis
$\bar{p}$	[Pa]	střední tlak
a	[kJ/kg]	měrná práce
a_{iz}	[kJ/kg]	měrná izoentropická práce
BD		bytový dům
c	[m/s]	absolutní rychlost proudění
c_p	[kJ/kg/K]	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
Δt_{log}	[°C]	střední logaritmický teplotní rozdíl
e	[-]	teplárenský modul
$E_{el.}$	[GJ]	množství el. energie
E_Q	[GJ]	množství tepelné energie
i	[kJ/kg]	měrná entalpie
k	[W/m/K]	součinitel prostupu tepla vztažený na metr délky trubky
k'	[W/m ² /K]	součinitel prostupu tepla vztažený na plochu
L_S	[m]	délka trubkového svazku
M	[kg/kg _{pal}]	poměrné množství vztažené na 1 kg paliva
Ma	[-]	Machovo číslo
m_{spal}	[kg/s]	průtok spalin
m_{vz}	[kg/s]	průtok vzduchu
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	tlak
$P_{el.}$	[W]	elektrický výkon
PES	[-]	procentuelní úspora primárních zdrojů energie
P_Q	[W]	nominální tepelný výkon
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
P_{sv}	[W]	příkon spalínového ventilátoru
Q	[m ³ /s]	objemový průtok
q_{in}	[kJ/kg]	měrné přivedené teplo
Q_i^r	[MJ/kg]	výhřevnost paliva
q_{out}	[kJ/kg]	měrné odvedené teplo
Q_v	[W]	výkon výměníku
r	[J/(kg K)]	měrná plynová konstanta
RD		rodinný dům
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[kJ/kg/K]	měrná entropie
S	[m ²]	plocha průřezu
t	[°C], [K]	teplota
t_s	[°C]	střední výpočtová teplota
t_{sp}	[°C]	střední teplota povrchu
TUV		teplá užitková voda
u	[m/s]	obvodová rychlost proudění
v	[m ³ /kg]	měrný objem
w	[m/s]	relativní rychlost proudění

Symbol veličiny	Značka Jednotka	Popis
x	[kg/kg _{sv}]	vlhkost vzduchu
z_L	[W]	ztráta ložisek turbíny
α	[W/m ² /K]	součinitel přestupu tepla
η	[-] / [Pa s]	účinnost / dynamická viskozita
η_D	[-]	účinnost oddělené výroby energií
η_K	[-]	účinnost kombinované výroby energií
λ	[W/m/K]	tepelná vodivost
λ_{tr}	[-]	ztrátový součinitel tření
Π_k	[-]	stlačení kompresoru
Π_T	[-]	expanzní poměr turbíny
σ	[Pa]	napětí v materiálu
τ	[dny]	počet dnů provozu kogenerační jednotky
ξ	[-]	poměrná tlaková ztráta / ztrátový součinitel
ζ	[-]	procentuální denní využití kogenerační jednotky / složení spalin
1,2,3...	index	pořadí veličin
mp	index	mezitrubkový prostor
pot	index	potrubí
spal	index	spaliny
SS	index	suché spaliny
sv	index	spalinový ventilátor
SV	index	suchý vzduch
tp	index	trubkový prostor
VS	index	vlhké spaliny
VV	index	vlhký vzduch
vz	index	vzduch

17. Seznam příloh

Číslo	Popis
1.	Průměrné denní teploty pro rok 2012.
2.	Rozbor denních teplot v topné sezóně pro bytový dům.
3.	Rozbor denních teplot v topné sezóně pro rodinný dům.
4.	Entalpie a entropie vlhkého vzduchu.
5.	Entalpie a fyzikální vlastnosti spalin.
6.	Konstrukce izobar pomocí porovnávací izobary.
7.	Uspořádání výměníků spaliny/vzduch a spaliny/voda pro variantu kogenerační jednotky PBS 1.

18. Přílohy práce

Příloha č. 1 - Průměrné denní teploty pro rok 2012*. [14]

	Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
1.	0,2	-5,0	2,0	13,4	12,1	18,2	17,0	18,0	18,0	17,9	6,4	0,9
2.	-0,7	-3,2	0,5	13,5	11,2	19,3	15,1	20,4	19,4	15,9	7,0	-0,3
3.	-2,8	-1,2	0,1	13,3	5,9	23,4	13,9	21,5	20,4	14,9	6,5	0,5
4.	-5,3	2,5	0,6	8,7	6,6	21,7	18,1	21,0	23,9	16,3	9,7	7,6
5.	-4,5	7,5	1,6	10,3	8,0	22,2	19,5	21,0	21,7	15,1	12,7	4,4
6.	-2,3	6,1	0,8	13,1	9,6	23,0	21,2	22,2	16,2	17,1	11,8	2,3
7.	1,4	2,0	-1,3	18,0	14,7	23,1	24,9	20,4	15,1	8,9	10,2	3,3
8.	2,6	2,4	-1,4	12,9	14,2	20,1	22,1	17,5	15,0	7,0	9,3	3,2
9.	2,9	1,4	1,1	10,5	15,3	15,9	26,3	17,5	16,8	7,5	6,8	3,5
10.	2,8	-0,2	2,1	11,8	17,4	18,0	25,7	14,4	19,7	8,6	3,7	3,8
11.	4,1	5,7	5,7	13,2	19,0	19,4	21,2	18,0	20,9	16,0	1,5	0,4
12.	4,3	-0,2	7,6	9,2	18,1	17,5	21,9	19,5	20,6	10,8	1,2	3,4
13.	5,0	-0,2	10,0	6,1	15,6	20,0	26,9	19,7	20,4	7,6	1,1	2,8
14.	7,5	0,3	10,1	7,3	13,4	20,0	20,6	21,6	14,7	4,9	1,0	4,2
15.	5,0	-0,1	11,4	8,2	10,7	21,4	17,5	20,5	13,1	5,1	-0,2	3,0
16.	2,9	-0,4	10,8	8,3	12,9	23,0	20,1	18,9	13,8	3,1	-0,6	3,5
17.	0,5	1,5	10,4	10,2	15,2	20,9	25,0	20,5	16,1	3,3	-0,8	2,7
18.	0,9	2,5	2,4	10,9	18,7	17,2	17,5	23,1	19,1	5,5	2,9	1,5
19.	1,8	1,4	4,1	13,0	20,2	15,6	22,0	21,0	11,8	9,1	4,0	-1,3
20.	0,2	-4,3	3,5	13,8	20,0	18,8	19,1	19,1	12,7	6,9	1,8	-3,3
21.	-0,4	-7,3	4,6	15,1	19,9	21,0	14,2	21,8	16,7	5,1	-1,1	-0,3
22.	-2,2	-7,0	7,1	16,0	20,5	25,7	16,4	25,0	16,8	3,2	-1,6	-0,4
23.	-1,4	-7,4	8,3	17,0	20,4	19,1	17,6	27,0	14,4	5,1	-1,4	0,8
24.	-2,5	-6,0	9,1	14,1	20,9	17,2	18,0	26,8	12,2	9,7	-1,4	2,9
25.	-1,1	-4,0	10,0	10,8	16,7	15,9	16,1	26,2	13,9	9,6	-1,5	3,7
26.	1,1	-1,5	7,0	10,9	19,6	16,0	16,8	28,5	15,1	9,9	1,6	5,6
27.	-1,5	-0,1	6,2	13,6	13,6	20,3	17,8	20,2	17,4	11,2	-0,1	6,9
28.	-5,2	1,6	8,2	15,2	12,1	21,3	18,7	15,7	15,3	8,9	1,1	3,7
29.	-5,5		8,0	14,5	17,2	23,9	19,1	18,8	16,0	9,8	-0,4	2,4
30.	-6,8		9,2	14,8	20,5	18,5	15,6	17,4	16,4	8,5	1,1	2,6
31.	-7,8		11,6		22,7		16,0	17,3		7,0		0,4

* rok 2012 byl přestupný, proto má jeden rok 366 dní

Příloha č. 2 - Rozbor denních teplot v topné sezóně pro bytový dům.

Interval teplot		Počet dnů	Počet dnů kumulativně	Průměrná teplota	Výkon topení	Topení	Topení kumulativně	Celkový výkon	Celkové teplo	Celkové teplo kumulativně
[°C]		[-]	[-]	[°C]	[kW]	[GJ]	[GJ]	[kW]	[GJ]	[GJ]
-13	-12	2	2	-12,3	66,1	11,4	11,4	71,5	12,4	12,4
-12	-11	2	4	-11,5	64,1	11,1	22,5	69,4	12,0	24,4
-11	-10	1	5	-10,8	62,2	5,4	27,9	67,6	5,8	30,2
-10	-9	4	9	-9,8	59,7	20,6	48,5	65,1	22,5	52,7
-9	-8	3	12	-8,5	56,2	14,6	63,1	61,6	16,0	68,6
-8	-7	2	14	-7,8	54,4	9,4	72,5	59,8	10,3	79,0
-7	-6	3	17	-6,4	50,7	13,1	85,6	56,1	14,5	93,5
-6	-5	2	19	-5,7	48,9	8,4	94,1	54,3	9,4	102,9
-5	-4	3	22	-4,6	45,9	11,9	106,0	51,3	13,3	116,2
-4	-3	2	24	-3,5	43,0	7,4	113,4	48,4	8,4	124,5
-3	-2	5	29	-2,3	40,0	17,3	130,7	45,4	19,6	144,1
-2	-1	9	38	-1,3	37,4	29,1	159,8	42,8	33,3	177,4
-1	0	10	48	-0,4	35,1	30,3	190,1	40,5	35,0	212,4
0	1	12	60	0,4	32,9	34,1	224,2	38,3	39,7	252,1
1	2	15	75	1,6	29,8	38,6	262,8	35,2	45,6	297,7
2	3	15	90	2,6	27,3	35,4	298,2	32,7	42,3	340,0
3	4	3	93	3,4	25,2	6,5	304,7	30,6	7,9	347,9
4	5	12	105	4,6	22,0	22,8	327,5	27,4	28,4	376,3
5	6	12	117	5,7	19,0	19,7	347,3	24,4	25,3	401,6
6	7	16	133	6,6	16,7	23,0	370,3	22,0	30,4	432,1
-	-	-	134,4	6,7	16,5	22,9	372,0	21,9*	30,4	434,4
7	8	17	150	7,4	14,6	21,4	391,7	20,0	29,3	461,4
-	-	-	162,2	8,5	11,8	14,8	403,8	17,2*	21,5	479,1
8	9	14	164	8,6	11,4	13,8	405,5	16,8	20,3	481,7
9	10	14	178	9,5	9,1	11,0	416,5	14,5	17,5	499,2
10	11	12	190	10,4	6,8	7,0	423,6	12,2	12,6	511,8
11	12	17	207	11,5	3,9	5,7	429,2	9,2	13,6	525,4
12	13	6	213	12,4	1,5	0,8	430,0	6,9	3,6	528,9
13	-	153	366	-	0,0	0,0	0,0	5,4	71,1	600,0

* interpolované řádky pro telený výkon jednotky TEDOM Micro T7 (17,2 kW) a nově navržené jednotky PBS 7 (21,9 kW)

- poslední řádek představuje období, kdy se objekt nevytápí, celkový výkon a celkové teplo odpovídá spotřebě TUV.

Příloha č. 3 - Rozbor denních teplot v topné sezóně pro rodinný dům.

Interval teplot		Počet dnů	Počet dnů kumulativně	Průměrná teplota	Výkon topení	Topení	Topení kumulativně	Celkový výkon	Celkové teplo	Celkové teplo kumulativně
[°C]		[-]	[-]	[°C]	[kW]	[GJ]	[GJ]	[kW]	[GJ]	[GJ]
-13	-12	2	2	-12,3	26,6	4,6	4,6	27,0	4,7	4,7
-12	-11	2	4	-11,5	25,8	4,5	9,1	26,1	4,5	9,2
-11	-10	1	5	-10,8	25,0	2,2	11,2	25,4	2,2	11,4
-10	-9	4	9	-9,8	24,0	8,3	19,5	24,4	8,4	19,8
-9	-8	3	12	-8,5	22,6	5,9	25,4	23,0	6,0	25,8
-8	-7	2	14	-7,8	21,9	3,8	29,2	22,2	3,8	29,6
-7	-6	3	17	-6,4	20,4	5,3	34,4	20,8	5,4	35,0
-6	-5	2	19	-5,7	19,7	3,4	37,8	20,0	3,5	38,4
-5	-4	3	22	-4,6	18,5	4,8	42,6	18,8	4,9	43,3
-4	-3	2	24	-3,5	17,3	3,0	45,6	17,7	3,1	46,4
-3	-2	5	29	-2,3	16,1	7,0	52,6	16,5	7,1	53,5
-2	-1	9	38	-1,3	15,1	11,7	64,3	15,4	12,0	65,5
-1	0	10	48	-0,4	14,1	12,2	76,5	14,5	12,5	78,0
0	1	12	60	0,4	13,2	13,7	90,2	13,6	14,1	92,1
1	2	15	75	1,6	12,0	15,5	105,7	12,4	16,0	108,1
2	3	15	90	2,6	11,0	14,2	120,0	11,3	14,7	122,8
3	4	3	93	3,4	10,1	2,6	122,6	10,5	2,7	125,5
4	5	12	105	4,6	8,9	9,2	131,8	9,2	9,6	135,1
5	6	12	117	5,7	7,7	7,9	139,7	8,0	8,3	143,4
6	7	16	133	6,6	6,7	9,3	149,0	7,1	9,8	153,2
7	8	17	150	7,4	5,9	8,6	157,6	6,2	9,1	162,3
-	-	-	152,5	7,6	5,6	8,1	158,6	6,0*	8,6	163,4
8	9	14	164	8,6	4,6	5,6	163,1	5,0	6,0	168,3
-	-	-	169,4	9,0	4,2	5,1	164,9	4,6*	5,6	170,2
9	10	14	178	9,5	3,7	4,4	167,6	4,0	4,9	173,2
10	11	12	190	10,4	2,7	2,8	170,4	3,1	3,2	176,4
11	12	17	207	11,5	1,6	2,3	172,7	1,9	2,8	179,2
12	13	6	213	12,4	0,6	0,3	173,0	1,0	0,5	179,7
13	-	153	366	-	0	0	0	0,4	4,8	184,5

* interpolované řádky pro telený výkon jednotky Viessmann Vitotwin 300-W (6 kW) a nově navržené jednotky PBS 1 (4,6 kW)

- poslední řádek představuje období, kdy se objekt nevytápí, celkový výkon a celkové teplo odpovídá spotřebě TUV.

Příloha č. 4 - Entalpie a entropie vlhkého vzduchu.

Stavové veličiny jako jsou entalpie a entropie jsou určovány pomocí polynomů dostupných v [34]. Polynomů je s výhodou použito při programovém zpracování a to hlavně při inverzní funkci, kdy se metodou půlení intervalů hledá teplota k dané hodnotě entalpie.

$$i = \sum_{j=0}^{j=8} a_{i,j} \left(\frac{T}{1000} \right)^j + b_i \ln \frac{T}{1000} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad s^0 = \sum_{j=-1}^{j=7} a_{s,j} \left(\frac{T}{1000} \right)^j + b_i \ln \frac{T}{1000} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Entalpie a entropie podle jsou funkcí absolutní teploty T.

	Vzduch	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O
a ₀	-1.8715470E+0	9.0850676E-1	-9.3846683E+0	1.9254715E+1	1.1173231E+2
a ₁	1.0165147E+3	1.0101883E+3	1.0329135E+3	4.0081911E+2	1.5478373E+3
a ₂	-2.7811153E+1	2.2650029E+2	-6.5367927E+2	1.0648369E+3	2.3432030E+2
a ₃	-1.3802652E+2	-8.6172991E+2	1.5419659E+3	-9.8746235E+2	2.2175308E+2
a ₄	5.9416768E+2	1.6542578E+3	-1.6017867E+3	8.7463386E+2	-2.2330498E+2
a ₅	-6.7845256E+2	-1.5737210E+3	9.0857836E+2	-6.3620100E+2	1.5137975E+2
a ₆	3.7340874E+2	8.1721087E+2	-2.7235570E+2	3.1489759E+2	-5.9881100E+1
a ₇	-1.0314414E+2	-2.2341366E+2	3.3827399E+1	-8.9520264E+1	9.4291340E+0
a ₈	1.1503972E+1	2.5264844E+1	0	1.0877679E+1	0
b _i	0	0	0	0	4.0601510E+1

Obr. 40 Koeficienty polynomu pro výpočet entalpie. [34]

	Vzduch	N ₂	O ₂	CO ₂		H ₂ O
a ₋₁	0	0	0	0	a ₋₁	-4.0601510E-2
a ₀	7.9480767E+0	7.9933924E+0	7.8906094E+0	4.817683E+0	a ₀	1.2321189E+1
a ₁	-5.5622307E-2	4.5300061E-1	-1.3073177E+0	2.1297222E+0	a ₁	4.6864060E-1
a ₂	-2.0703978E-1	-1.2925801E+0	2.3128765E+0	-1.4812272E+0	a ₂	3.3262962E-1
a ₃	7.9222355E-1	2.2056772E+0	-2.1356489E+0	1.1662050E+0	a ₃	-2.9774000E-1
a ₄	-8.4806568E-1	-1.9671512E+0	1.1356875E+0	-7.9526929E-1	a ₄	1.8922017E-1
a ₅	4.4809050E-1	9.8065302E-1	-3.2681700E-1	3.7788571E-1	a ₅	-7.1857318E-2
a ₆	-1.2033483E-1	-2.6064926E-1	3.9463944E-2	-1.0444268E-1	a ₆	1.1000656E-2
a ₇	1.3147396E-2	2.8874108E-2	0	1.2431916E-2	a ₇	0
b _s	1.0165126E+0	1.0101883E+0	1.0328675E+0	4.0082822E-1	b _s	1.5462967E+0

Obr. 41 Koeficienty polynomu pro výpočet entropie. [34]

Entalpie vlhkého vzduchu je složena z entalpie suchého vzduchu a entalpie vodní páry podle poměrného zastoupení, která se určí z vlhkosti vzduchu x.

$$i = \frac{1}{1+x} \cdot i_{\text{vzduch}} + \frac{x}{1+x} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}}$$

Entalpie a entropie vlhkého vzduchu jsou tedy funkcemi teploty a vlhkosti a naopak, teplota je funkcí entalpie či entropie a vlhkosti. Entalpie **i = 0 [kJ/kg]** odpovídá teplotě **0 K**.

$$i = \text{entalpie}(T; x), \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T = \text{inventaplie}(i; x), [\text{K}]$$

$$s = \text{entropie}(T; x), \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

$$T = \text{inventropie}(s; x), [\text{K}]$$

Příloha č. 5 - Entalpie a fyzikální vlastnosti spalín.

Entalpie spalín je určována analogicky jako entalpie vlhkého vzduchu podle [34]. Je třeba znát zastoupení jednotlivých složek spalín, které jsou vyjádřeny hmotnostním podílem ζ . Spaliny obsahují tyto plyny: (CO_2 , N_2 , Ar, H_2O , O_2). Polynomy pro výpočet entalpie CO_2 , N_2 , H_2O , O_2 jsou uvedeny v příloze č.3. Entalpie argonu je určena na základě měrné tepelné kapacity $c_p = 0,519 \text{ kJ/kgK}$ která je podle [34] považována za konstantní.

Na Obr. 42 jsou zobrazeny fyzikální vlastnosti dusíku, který má ve spalínách největší podíl zastoupení. Fyzikální vlastnosti plynů jsou lineárně interpolovány a hodnoty pro ostatní plyny jsou uvedeny v [34].

t	$\lambda \cdot 10^3$	$\eta \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	α	Pr	c_p	$\alpha = \frac{c_p}{c_v}$	ρ
°C	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	Pa.s	m^2s^{-1}	m^2s^{-1}	-	kJkg^{-1}	-	kgm^{-3}
Dusík (N_2) $(\omega = 28,0134 \text{ /kgkmol}^{-1}, r = 296,80 \text{ /Jkg}^{-1}\text{K}^{-1})$								
0	24,3	16,6	13,3	18,7	0,711	1,0388	1,400	1,250
100	31,5	20,6	22,5	33,1	0,679	1,0419	1,398	0,915
200	38,5	24,2	33,6	50,8	0,662	1,0520	1,393	0,721
300	45,2	27,6	46,4	71,1	0,653	1,0691	1,384	0,595
400	50,7	30,9	60,9	91,6	0,665	1,0912	1,374	0,507
500	55,8	34,0	76,9	113	0,679	1,1154	1,362	0,442
600	60,3	36,9	94,3	135	0,697	1,1396	1,352	0,391
700	64,2	39,7	113	157	0,718	1,1622	1,343	0,351
800	67,4	42,3	133	179	0,742	1,1823	1,335	0,318
900	70,4	44,8	154	202	0,764	1,1999	1,328	0,291
1000	74,1	48,2	177	227	0,778	1,2154	1,323	0,268
1100	78,5	50,9	204	256	0,795	1,2292	1,318	0,249
1200	83,1	52,8	228	289	0,790	1,2414	1,314	0,232
1300	87,9	54,5	251	324	0,776	1,2521	1,311	0,217
1400	93,3	55,9	274	363	0,756	1,2613	1,308	0,204
1500	98,9	57,1	296	404	0,733	1,2694	1,305	0,193

Obr. 42 Fyzikální vlastnosti dusíku při atmosférickém tlaku $p = 101,3 \text{ kPa}$ [34].

Entalpie a vlastnosti spalín jsou vypočítány dle poměrného zastoupení jednotlivých složek ζ .

$$i = i_{\text{CO}_2} \cdot \zeta_{\text{CO}_2} + i_{\text{N}_2} \cdot \zeta_{\text{N}_2} + i_{\text{Ar}} \cdot \zeta_{\text{Ar}} + i_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \zeta_{\text{H}_2\text{O}} + i_{\text{O}_2} \cdot \zeta_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

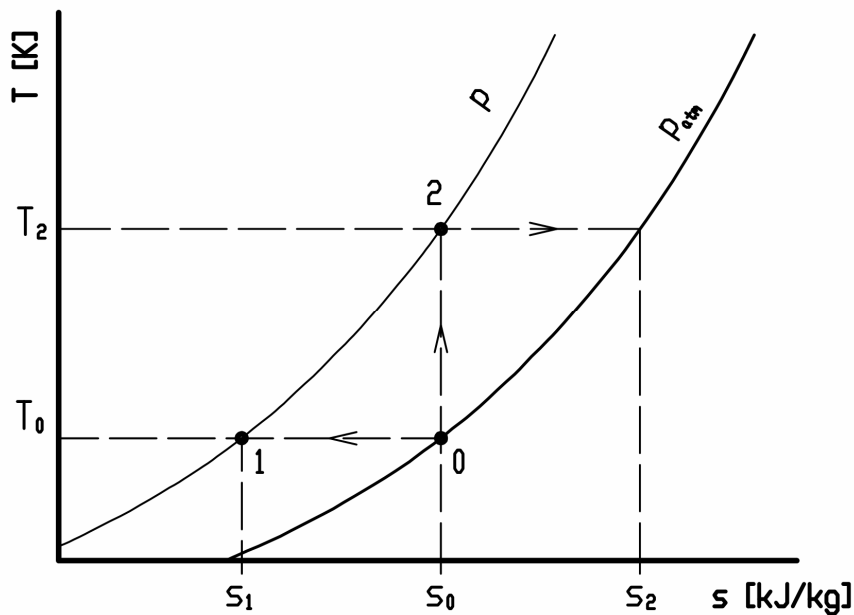
$$\lambda = \lambda_{\text{CO}_2} \cdot \zeta_{\text{CO}_2} + \lambda_{\text{N}_2} \cdot \zeta_{\text{N}_2} + \lambda_{\text{Ar}} \cdot \zeta_{\text{Ar}} + \lambda_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \zeta_{\text{H}_2\text{O}} + \lambda_{\text{O}_2} \cdot \zeta_{\text{O}_2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Entalpie $i = 0 \text{ [kJ/kg]}$ odpovídá teplotě $273,15 \text{ K}$ neboli 0 °C .

Příloha č. 6 - Konstrukce izobar pomocí porovnávací izobary.

Porovnávací izobara je v T-s diagramu dána vztahem $s = \text{entropie}(T; x)$ podle přílohy č.4. Hodnoty entropie pro danou teplotu odpovídají tlaku 101325 Pa. Ostatní izobary v T-s diagramu jsou totožné s porovnávací avšak posunuté ve směru osy entropie. Funkce $s = \text{entropie}(T; x)$ vrátí hodnotu entropie pro danou teplotu vždy pro porovnávací izobaru. Chceme-li hodnotu entropie pro jiný tlak, musíme k hodnotě entropie z porovnávací izobary připočíst rozdíl entropie Δs vzniklý změnou tlakové hladiny viz. Obr. 43. Při tom stále platí

$$\text{vztah } s_2 = s_1 + r \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \quad [4]$$



Obr. 43 T-s diagram s porovnávací izobarou pro tlak 101325 Pa.

- známe-li teplotu T_0 , pomocí funkce $s = \text{entropie}(T; x)$ určíme entropii s_0 v bodě 0.
- známe-li teplotu T_0 a tlak p , entropii s_1 v bodě 1 určíme následovně:

$$s_1 = s_0 - r \cdot \ln \frac{p}{p_{\text{atm}}}$$

- známe-li entropii s_0 a tlak p , teplotu T_2 určíme z entropie s_2 inverzní funkcí z přílohy č. 4 následovně:

$$s_2 = s_0 + r \cdot \ln \frac{p}{p_{\text{atm}}} \quad \Rightarrow \quad T_2 = \text{inventropie}(s_2; x)$$

Příloha č. 7 - Uspořádání výměníků spaliny/vzduch a spaliny/voda pro variantu kogenerační jednotky PBS 1.

