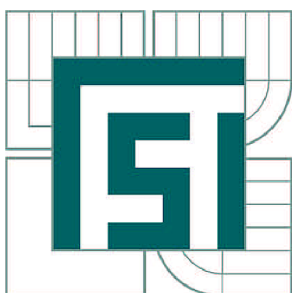


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

SYSTÉM PRO VYUŽITÍ TEPLA SPALIN PLYNOVÉ MIKROTURBÍNY

SYSTEM FOR HEAT RECOVERY OF GAS MICTORUBINE FLUE GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DALIBOR VILDA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. VÍTĚZSLAV MÁŠA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Dalibor Vilda

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

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

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:

System pro využití tepla spalin plynové mikroturbíny

v anglickém jazyce:

System for heat recovery of gas mictorubine flue gas

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na oblast využití odpadního tepla z kogeneračních procesů. Diplomant bude využívat zázemí Laboratoře energeticky náročných procesů NETME Centre, kde budou probíhat potřebná měření a kde budou uplatněny potenciální výsledky práce. Laboratoř je vybavena moderní plynovou mikroturbínou Capstone C30. Diplomová práce by měla napomoci integraci této mikroturbíny do tzv. modelu energeticky náročného spotřebitele, který je reprezentován prádelenským procesem. Turbína by se měla stát zdrojem tepla pro praní a sušení prádla.

Cíle diplomové práce:

1. Experiment zaměřený na určení vstupních parametrů pro tepelně-hydraulický výpočet tepelných výměníků.
2. Tepelně-hydraulický výpočet základního tepelného výměníku ve dvou provedeních - spaliny/vzduch a spaliny/voda.
3. Technicko-ekonomické porovnání navrženého výměníku s progresivními typy výměníků.
4. Zpracování podkladů pro výrobu vhodné varianty výměníku.

Seznam odborné literatury:

SOARES, Claire. Microturbines. Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, c2007, xxix, 271 p. ISBN 07-506-8469-0.

DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-730-0118-7.

KAKAÇ, Sadik. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2002. 501 s. : il. ISBN 0-8493-0902-6.

BOBÁK, P. Snižování energetické náročnosti procesu profesní údržby prádla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 95 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 24.11.2014

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

VILDA Dalibor: Systém pro využití tepla spalin plynové mikroturbíny.

Tématem práce je problematika integrace plynových mikroturbín do průmyslových provozů. Cílem je rozšíření aplikačního potenciálu této technologie návrhem její integrace do procesu, ve kterém dosud není využívána. Tímto procesem je profesní údržba prádla.

Profesní údržba prádla byla vybrána jako představitel obecně známého procesu, který je zajímavý z pohledu energetické náročnosti. Spojení progresivní kogenerační technologie a rozšířeného průmyslového procesu přináší slibný aplikační potenciál.

Práce se zaměřuje na malé průmyslové prádelny do 500 kg zpracovaného prádla za směnu.

Jako kogenerační jednotka byla využita plynová mikroturbína Capstone C30, která má vzhledem k procesu adekvátní výkon. Kompletní prádelenský provoz i plynová mikroturbína je součástí vybavení Laboratoře energeticky náročných procesů v NETME Centre.

Hlavním přínosem práce je návrh systému pro využití tepla spalin pro ohřev hlavních vstupních proudů do prádelny, tedy teplé vody pro pračky a teplého vzduchu pro sušení v sušících. Integrace plynové mikroturbíny provedená na míru konkrétnímu procesu může být významným úsporným opatřením s pozitivními dopady na ekonomiku provozu.

Klíčová slova: kogenerace, plynová mikroturbína, průmyslová prádelna, tepelný výměník

ABSTRACT

VILDA Dalibor: System for heat recovery of gas microturbine flue gas.

The theme of the work is the integration of gas microturbines in industrial plants. The aim is to extend the application potential of this technology by the design of the integration into the process in which this technology is not exploited yet. This process is a professional laundry service.

Professional laundry services have been selected as a representative of the generally known process, which is interesting in terms of energy intensity. Combining of progressive cogeneration technology and enhanced industrial process brings a promising application potential.

The work focuses on small industrial laundries to 500 kg of processed linen per shift.

As a cogeneration unit a gas microturbine Capstone C30 has been used. The microturbine has an adequate power due to the process. Complete laundry operation and a gas microturbine is a part of the equipment of the Laboratory of energetically demanding processes in the NETME Centre.

The main contribution of this work is to design a system for utilization of flue gas heat for heating of the main input currents to the laundry room, a hot water for washing machines and warm air for drying in the dryers. The integration of the gas microturbine made to suit specific process can be a major cost-saving measures with positive impacts on the economy of operation.

Keywords: cogeneration, gas microturbine, industrial laundry, heat exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VILDA, D. *Systém pro využití tepla spalin plynové mikroturbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vítězslav Máša, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. 5. 2015

.....
Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji panu Ing. Vítězslavu Mášovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Zdeňku Jeglovi Ph.D., Ing. Bohuslavu Kilkovskému Ph.D. a Ing. Mgr. Marku Vondrovi za odborné rady při zpracování závěrečné práce a v neposlední řadě také své rodině za podporu při celém studiu.

OBSAH

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | ÚVOD | 10 |
| 2 | KOGENERACE | 12 |
| 3 | MALÉ SPALOVACÍ TURBÍNY | 14 |
| 3.1 | Historie..... | 14 |
| 3.2 | Princip mikroturbíny..... | 15 |
| 3.3 | Provoz mikroturbín a srovnání s pístovými motory..... | 16 |
| 3.4 | Výrobci a dodavatelé..... | 18 |
| 3.5 | Použití a realizované projekty..... | 20 |
| 3.6 | Využití biomasy..... | 23 |
| 4 | MIKROTURBÍNA CAPSTONE C30 | 25 |
| 4.1 | Technické parametry..... | 25 |
| 4.2 | Konstrukční prvky..... | 26 |
| 4.3 | Ovládání mikroturbíny..... | 27 |
| 5 | EXPERIMENTÁLNÍ ZÁZEMÍ | 28 |
| 5.1 | NETME Centre a LENP..... | 28 |
| 5.2 | Prádelenský proces..... | 29 |
| 5.3 | Předběžný návrh systému..... | 31 |
| 6 | PŘÍPRAVA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO NÁVRH SYSTÉMU VYUŽITÍ TEPLA | 32 |
| 6.1 | Data od výrobce..... | 32 |
| 6.2 | Experimentální měření..... | 33 |
| 6.3 | Rosný bod..... | 39 |
| 6.4 | Tlakové ztráty..... | 40 |
| 6.4.1 | Spaliny..... | 40 |
| 6.4.2 | Vzduch..... | 41 |
| 6.4.3 | Voda..... | 46 |
| 6.5 | Vstupní parametry pro návrh výměníků..... | 47 |
| 7 | NÁVRH KONVENČNÍHO TYPU VÝMĚNÍKU SPALINY/VODA | 48 |
| 7.1 | Trubka v trubce..... | 48 |
| 7.2 | Hlavní výpočtové vztahy..... | 49 |
| 7.3 | Výsledky..... | 52 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 8 | NÁVRH KONVENČNÍHO TYPU VÝMĚNÍKU SPALINY/VZDUCH | 53 |
| 8.1 | Deskový výměník | 53 |
| 8.2 | Hlavní výpočtové vztahy | 54 |
| 8.3 | Výsledky | 55 |
| 9 | PROGRESIVNÍ TYPY VÝMĚNÍKŮ SPALINY/VODA | 56 |
| 9.1 | Žebrovaná trubka v trubce | 56 |
| 9.2 | Hladké trubky v trubce..... | 56 |
| 9.3 | Žebrované trubky v trubce | 57 |
| 9.4 | Trubky v trubce s turbulizátory..... | 57 |
| 9.5 | Výměník se „zkroucenými“ trubkami | 58 |
| 9.6 | Výměník typu příčně obtékaný svazek trubek..... | 59 |
| 9.7 | Zvolená varianta..... | 60 |
| 10 | PROGRESIVNÍ TYPY VÝMĚNÍKŮ SPALINY/VZDUCH..... | 61 |
| 10.1 | Deskový výměník s vestavbami | 61 |
| 10.2 | Výměník se „zkroucenými“ trubkami | 61 |
| 10.3 | Zvolená varianta | 62 |
| 11 | TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ | 63 |
| 11.1 | Ekonomická bilance kogenerace | 63 |
| 11.2 | Popis zapojení a provozních parametrů..... | 64 |
| 12 | ZÁVĚR..... | 65 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 66 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK | 69 |
| | SEZNAM PŘÍLOH | 70 |

1 ÚVOD

V současné době dynamického rozvoje společnosti, který je spojen s provozem širokého spektra technologií a zařízení, roste význam ekologického a efektivního hospodaření s energetickými zdroji. To platí v průmyslové i komunální sféře. Zásoby tradičních fosilních paliv se vyčerpávají, což se projevuje na růstu jejich cen. Udržitelnost energetiky je spojena s využíváním obnovitelných zdrojů energie, jako jsou vodní elektrárny, zařízení využívající energii větrnou, sluneční, geotermální apod. a optimalizací technologií, které paliva využívají. Tato práce se zaměřuje na zvyšování účinnosti technologie využívající zemní plyn. Jejím cílem je rozšířit aplikační potenciál plynových turbín a mikroturbín pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla.

Práce se věnuje především malým mikroturbínám, které jsou velmi univerzální a mají široké možnosti použití, neboť jsou schopny vyrábět elektřinu a teplo přímo v místě spotřeby. Výhodou je, že dokáží spalovat různá paliva jako např. zemní plyn, bioplyn, vznikající z odpadů na statku, skládkách a čistírně odpadních vod. Dalšími palivy mohou být syntetický plyn, ale také etanol, nafta a jiná kapalná paliva. Předností plynových mikroturbín je i šetrnost vůči životnímu prostředí. Spaliny se vyznačují nízkými emisemi nežádoucích látek a turbíny díky své konstrukci nevyužívají olejového hospodářství, ani další vodní a kapalinové systémy. Pracují až při 100 tis. otáčkách za minutu a přitom jsou to malá, kompaktní a lehká zařízení. V turbíně je pouze jeden pohyblivý díl a nárok na provozní péči a údržbu je minimální. Mohou být integrovány do různých technologických celků. Uplatnění najdou především tam, kde se využívá elektrická i tepelná energie. Mikroturbína pak slouží jako tzv. kogenerační jednotka. Dobře navržený kogenerační systém na bázi plynové mikroturbíny může přinést významnou finanční úsporu v energetickém hospodářství procesu. [1] [2]

Jedním z průmyslových odvětví, který je zajímavý z pohledu energetické náročnosti a kde se dá efektivně využívat kogenerace, je prádelnictví. V prádelnictví jsou totiž kladeny nároky i na teplo, neboť je potřeba k ohřevu prací vody a ohřevu sušícího vzduchu. Důležitým faktorem je i doba provozu samotné mikroturbíny, protože je finančně nejvýhodnější provozovat turbínu nepřetržitě při plném výkonu a je tedy důležité i plánování pracovních směn. Spojení progresivní kogenerační technologie a v praxi rozšířeného prádelenského procesu přinese novou zkušenost s integrací plynových mikroturbín v oblasti, kde dosud nebyly využívány.

Průmyslový proces profesní údržby prádla je možné studovat v Laboratoři energeticky náročných procesů, nacházející se v NETME Centre při Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Laboratoř je vybavena plnohodnotnou prádelenskou technologií s denní kapacitou 500 kg prádla. To obnáší především tzv. vsádkové stroje používané v komerčních prádelnách – pračky a sušiče. Dále jsou zde dva válcové žehliče a veškeré potřebné příslušenství. Laboratoř disponuje nadstandardní měřicí technikou pro detailní analýzu prádelenského procesu. Pro pokrytí tepelných nároků takové prádelny může být využita mikroturbína Capstone C30, protože její tepelný výkon v řádu desítek kW odpovídá potřebě uvedené prádelny. Integrace mikroturbíny je navrhována za účelem efektivního využití tepla spalin k ohřevu teplého vzduchu pro sušení prádla v sušících a ohřevu vody až na 110 °C pro pračky. Navržený systém by měl snížit energetické nároky v prádelenském procesu a může zvýšit i provozní bezpečnost vzhledem k tomu, že mikroturbína může sloužit jako záložní zdroj při výpadku elektřiny.

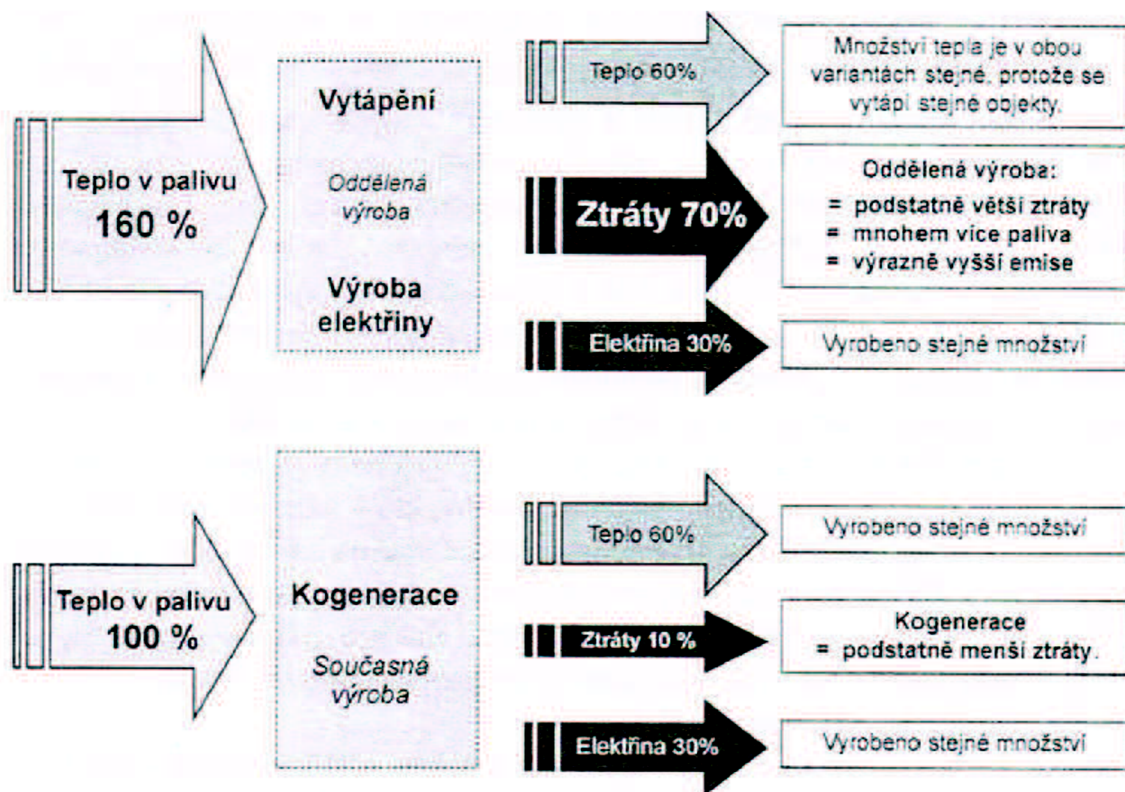
V Evropě je v současnosti pouze omezený počet aplikací plynových mikroturbín využívaných jako kogenerační zdroj elektřiny a tepla. Nová aplikace v Laboratoři energeticky náročných procesů bude cenným příspěvkem pro hlubší studium této progresivní technologie a snad i přínosem pro její další využívání v průmyslové praxi.

Následující kapitola přiblíží pojem kogenerace a další tři kapitoly představí spalovací mikroturbíny, prádelenský proces a experimentální zázemí v LENP. Integrace mikroturbíny do procesu bude provedena pomocí tepelných výměníků, které budou předávat tepelnou energii

spalin teplé vodě do praček případně teplému vzduchu do sušičů. Získáním a stanovením vstupních parametrů potřebných k návrhu tepelných výměníků se pak věnuje další část práce. Následující kapitoly se pak zabývají nalezením vhodné varianty tepelných výměníků a na závěr je provedena ekonomická bilance spolu technologickým schématem systému a provozními parametry.

2 KOGENERACE

Kogenerace nebo také kombinovaná výroba energií transformuje primární formu energie na dva různé druhy energií. Nejčastěji jde o přeměnu vstupního paliva na energii elektrickou a tepelnou, tedy o tzv. kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla (KVET). Jedná se o účinný a zároveň ekologický způsob získávání elektřiny, který efektivně využívá odpadní teplo pro další aplikace. Může tak být maximálně využita energie vstupního paliva a snižují se ztráty oproti transformaci energií odděleným způsobem. Z obr. 2.1 je patrné, že k výrobě stejného množství elektřiny a tepla je při odděleném způsobu výroby potřeba o více než 50 % paliva navíc. [4]



Obr. 2.1 Porovnání oddělené a současné výroby elektrické energie a tepla [2]

Praktickým příkladem může být výroba elektrické energie v ČR, kde nejvíce elektřiny vyrábí velké uhelné elektrárny. U starších elektráren se ztrácí včetně dopravy ke spotřebiteli až dvě třetiny energie paliva. Důvodem tak vysokých ztrát je princip výroby v elektrárně, která je poměrně složitým souborem přeměn energií. Pára vzniklá hořením uhlí, expanduje v parní turbíně a ta pak roztáčí elektrický Generátor. Pára nakonec kondenzuje na chladných trubkách kondenzátoru, který bývá nejčastěji chlazen vodou a nevyužitě teplo se maří v chladicích věžích. Ztráty představuje i transformace napětí do elektrických sítí, kde je ztráta i na každém kilometru. Celkem dochází ke ztrátě 5 - 8 % vyrobené elektřiny a ve výsledku ztrácíme dvojnásobek energie. [2]

Hlavními kogeneračními systémy v ČR s největším podílem výroby tepla jsou teplárny, které spalují ve většině případů zemní plyn, avšak mohou spalovat také např. komunální odpad (spalovny). V ČR jsou v provozu tři spalovny (Praha, Brno, Liberec).

System zásobování teplem je možno dělit na centralizovaný a decentralizovaný. Centralizovaný je takový, kdy se teplo odběratelům přivádí ze společného zdroje tepelnou sítí.

Pro CZT využívající kogeneraci se používá označení teplárenství. Součet tepelných výkonů zdrojů v dané lokalitě dosahuje obvykle jednotek až desítek MW_t.

Decentralizované nebo taky lokální zásobování teplem (DZT) obvykle nebývá napojeno na rozsáhlou teplárenskou soustavu a je zajišťováno buď malými kotelny, nebo individuálními topidly. Při DZT je kogeneraci možno dále členit na decentralizovanou kogeneraci o elektrickém výkonu desítek až stovek kW a na mikrokogeneraci s elektrickým výkonem do 50 kW využívanou pro rodinné domy. [4] [5]

Kogenerace má také své nevýhody a potenciální rizika:

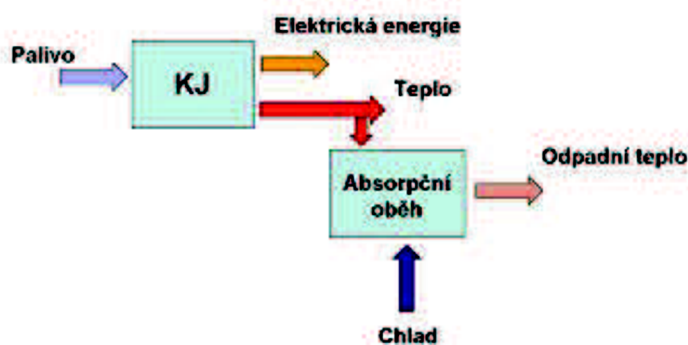
- Vysoké investiční náklady na zařízení.
- Návrh je závislá na využití vyrobené elektřiny a tepla
- Kogenerační jednotky bývají většinou hlučné, proto je nutné, aby byly umístěny ve vhodných prostorách nebo patřičně odhlučněny
- Pro rozsáhlé soustavy centralizovaného zásobování teplem je důležité omezování tepelných ztrát při přenosu tepla ke spotřebiteli. V některých případech se vlivem ztrát snižuje nebo přímo ruší výhody kogenerace.

Kogenerační jednotky se dělí podle:

- Pohonu generátoru – spalovací motory, plynové turbíny, mikroturbíny, parní turbíny, Stirlingovy motory
- Použitého paliva – zemní plyn, bioplyn, kapalná paliva atd.
- Použitého generátoru – synchronní, asynchronní

Kogenerace je vhodná tam, kde jsou celoroční nároky na odběr tepla. Předpokladem pro efektivní nasazení kogenerační jednotky (KJ) je maximální využití vyráběného tepla. Toho je možné dosáhnout např. spojením KJ s vhodným systémem akumulace tepla. V takovém případě KJ pracuje především v době, kdy je cena elektřiny nejvyšší a vyrobené teplo se shromažďuje v akumulacích nádrží. Teplo je pak využíváno průběžně i ve chvílích, kdy KJ není v provozu. Další možností využívání odpadního tepla, zejména v letních měsících, kdy není potřeba vytápění, je absorpční chlazení. Zapojení, které umožňuje výrobu elektrické energie, tepla a chladu, se označuje jako trigenerace. [6]

Za trigenerační systémy jsou ale také označovány aplikace umožňující variantně volit mezi společnou produkcí elektrické energie a tepla nebo elektrické energie a chladu. Základním smyslem uplatnění trigeneračních systémů je obvykle snížení spotřeby energetických zdrojů, zvýšení ročního využití kogeneračních technologií, snížení produkce znečišťujících látek a snížení potřebných elektrických výkonů pro chlazení. Trigenerační jednotka nejčastěji vzniká spojením kogenerační jednotky s absorpční chladicí jednotkou viz schéma na obr. 2.2. [2] [4]



Obr. 2.2 Schéma trigeneračního systému [5]

3 MALÉ SPALOVACÍ TURBÍNY

Vzhledem k tématu práce se další text zaměřuje především na malé spalovací mikroturbíny. Jedná se o technologii, která je dostupná v Laboratoři energeticky náročných procesů NETME Centre.

3.1 Historie

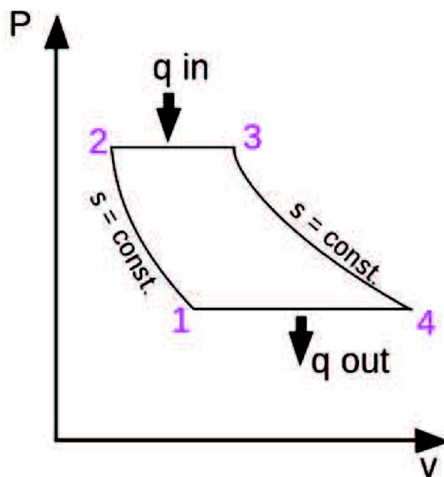
Technologie malých turbín a mikroturbín není žádnou novinkou. První zmínky o vývoji se objevily v r. 1970, kdy automobilní průmysl zkoumal možnosti nahrazení tradičního pístového motoru. Nicméně z různých důvodů v tomto odvětví mikroturbína nedosáhla velkého úspěchu. První generace mikroturbín byla založena na základě turbín navržených pro letadla ke generování elektřiny. Zájem byl obnoven a rozšířen opět v polovině 80. let a ještě se zvýšil v 90. letech, kdy se opětovně vrátil automobilní trh k mikroturbínám díky hybridním automobilům.

V roce 1978 byl zahájen výzkum zaměřený na rozvoj a výstavbu generátorů malých plynových turbín k vojenským účelům. Hlavními výsledky testování bylo snížení spotřeby paliva v porovnání s předchozími modely, frekvenční stabilita 1 %, snížení hlučnosti pod 90 dB a možnost využití různých paliv (diesel, benzín atd.). V roce 1981 byla americké armádě dodána zásilka dvou set generátorů a od té doby další tisíce.

Deregulace trhu s elektřinou v USA začala v roce 1978, kdy zákony způsobily revoluci na trhu s energií (zrušení monopolu) a umožnily expanzi různých distributorů elektřiny. Od té doby došlo k výraznému nárůstu podílu nezávislé výroby v zemi. Díky nové struktuře trhu se mikroturbíny staly objektem intenzivního výzkumu. Již v roce 1980 za podpory Gas Research Institut byl zahájen program s názvem Advanced Energy System s cílem vyvinout malé plynové turbíny s typickými rysy letecké turbíny, dimenzované na 50 kW a vybavené se systémem využití odpadního tepla tzv. kogenerace. Program byl ukončen v roce 1990 z důvodu vysoké ceny konečného produktu. Od té doby Gas Research Institut začal podporovat nové projekty ve spolupráci s několika firmami jako Northern Research & Engineering Energy Systems a také podporovaly první úsilí Capstone Turbine Corporation (v té době ještě pod jménem NoMac Energy Systems). [3]

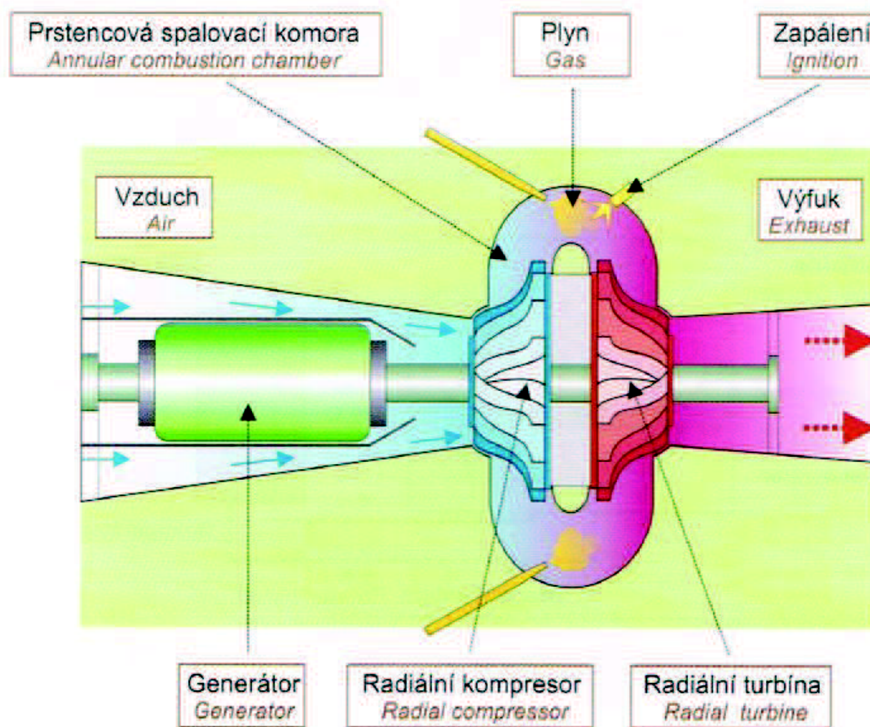
3.2 Princip mikroturbíny

Plynové turbíny fungují na principu spalování za konstantního tlaku. Jedná se o tzv. Braytonův cyklus, jehož diagram je na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Braytonův cyklus [11]

Soustrojí (obr. 3.2) je nejprve roztočeno generátorem, vzduchový kompresor začne nasávat okolní vzduch o stavu 1 a tlačuje jej do spalovací komory na stav 2. Do spalovací komory je pod tlakem přiváděn také zemní plyn. Výbušná směs paliva a vzduchu je jednorázově elektricky zapálena a hořením se zvyšuje její objem. Spaliny o stavu 3 expandují přes oběžné kolo turbíny na stav 4 a odchází přes rekuperátor, který předehřívá spalovací vzduch, spalínovodem do komína. Expandující spaliny přitom roztáčí turbínu, která je na společné hřídeli s generátorem a kompresorem. Tím dochází k výrobě elektrické energie a přifázování soustavy do rozvodné sítě. Otáčky jsou regulovány množstvím přiváděného plynu. [1] [2]



Obr. 3.2 Princip mikroturbíny [2]

3.3 Provoz mikroturbín a srovnání s pístovými motory

Nejrozšířenějšími pohony pro kogeneraci bývají pístové motory, které používají Dieselův nebo Ottův princip. Rozdílem mezi principy je v počátku procesu hoření, kdy v dieselovém naftovém motoru je palivo vstříkováno do válce pod vysokým tlakem až po stlačení vzduchu a následném zvýšení teploty. Po vstříku vysokotlakého kapalného paliva do válce dochází ke vznícení směsi paliva. Plynový (Ottův) motor je obdobou dieselového motoru, pokud jde o základní blok, písty, válce, ojnice, čepy, ventily, jejich ovládání a další součásti. Rozdíl oproti dieselovému je v tom, že palivo je smícháno se vzduchem už před stlačením. Proto je v plynovém motoru zapotřebí elektrický zapalovací systém, podobný benzínovému zážehovému systému, který v každém taktu zapaluje směs v některém z válců. Tento systém je významný pro spolehlivost motoru. Většinou se jedná o upravené motory ze sériově vyráběných automobilů a elektrický výkon je v řádech desítek kW_e.

Výčet výhod pohonů kogeneračních jednotek s plynovými nebo dieselovými motory a spalovacími mikroturbínami je znázorněn níže. [2] [3]

| <u>Plynové a dieselové motory</u> | <u>Spalovací mikroturbíny</u> |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - Stoletý nepřetržitý vývoj - Rozsáhlé zkušenosti s výrobou a provozem velkého množství strojů - Rozsáhlé znalosti provozu a údržby mezi lidmi - Návyk projektantů a distributorů na tuto techniku - Nízká pořizovací cena - Vyšší účinnost motorů menších výkonů | <ul style="list-style-type: none"> - Podstatně menší emise než motory - Malá provozní a údržbová péče - Pravidelný rotační pohyb (vhodnější než vratný pohyb motorů) - Zapalování paliva již při startu, potom je spalování stabilní a dobře regulovatelné - U některých turbín odpadá olejové a vodní chladicí hospodářství - Menší rozměry a hmotnost umožňují umístění na střechu objektu i dopravu do stísněných podzemních prostor - Menší hlučnost na vyšších kmitočtech, které lze snáze odfiltrovat |

Pístové motory jsou rozšířenější především díky nižším pořizovacím nákladům, ale turbíny se jeví jako konkurenceschopné (viz výhody výše) a především pak, pokud se bude zvyšovat odbyt ve světě a byla by zavedena sériová výroba, která by snížila výrobní náklady. K největším výhodám pak patří snížené nároky na údržbu. Mezi ty patří:

- výměna a čištění vzduchových filtrů (podle prašnosti místa)
- kontrola, čištění případně výměna filtru paliva (olej, plyn) podle čistoty paliva
- výměna menších dílů (palivové trysky, zapalovací svíčky, namáhaná čidla), prohlídka a čištění. Capstone udává 8 tisíc hodin Turbec 6 tisíc.
- výměna horkých a pohyblivých dílů (Capstone udává 40 tisíc hodin)

U mikroturbín Capstone je velmi důležité při vypínání dochladiť turbínu. Po normálním vypnutí je uzavřen přívod plynu a generátor ve funkci motoru (napájeného sítí) točí dál soustrojím do vychladnutí na povolenou teplotu. Při požáru nebo riziku výbuchu dojde k havarijnímu odstavení turbíny (řídícím systémem nebo E-Stop tlačítkem) a přerušení přívodu

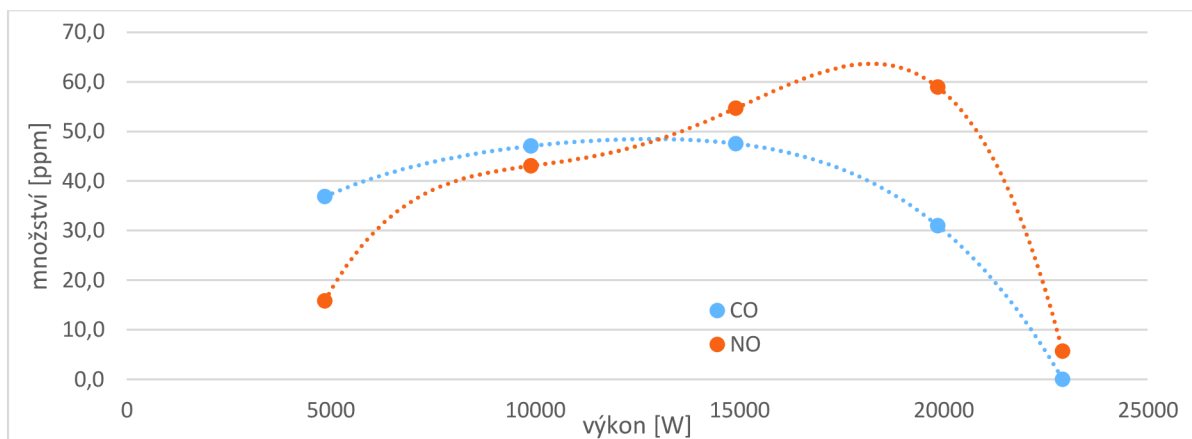
elektriny. Přitom dochází k výfuku přebytečného vzduchu z kompresoru a turbína je pak jen krátkou chvílí dochlazována setrvačností rotoru. V takovém případě hrozí poškození rotoru vysokou teplotou. Může také dojít k poškození elektrické části turbíny, protože se zvyšuje napětí v prvcích systému. U ostrovních provozů je potřeba baterie.

Vzduchová ložiska fungují na principu, kdy za chodu není kontakt mezi pevnou a pohyblivou částí, kdežto při startu a odstavení dochází k mechanickému namáhání. To vede k snižování životnosti ložisek, kterou výrobce udává, na 14 tisíc startů. Turbínu je tedy doporučováno provozovat v dlouhodobějších intervalech.

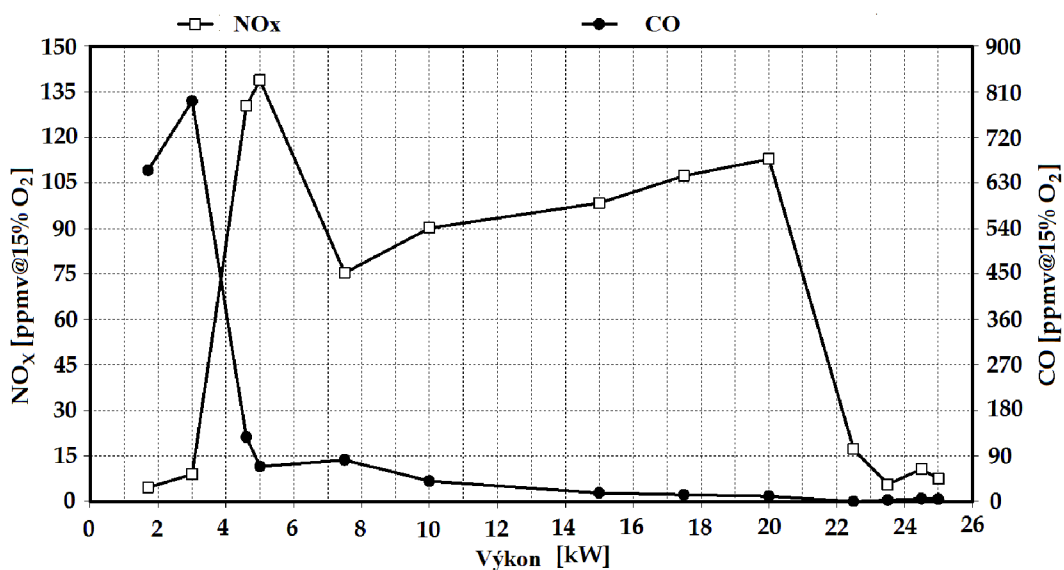
Špatný provoz a neodborný servis můžou životnost turbíny zkrátit. Elektronika a rekuperátor mají životnost 80 tisíc hodin.

Mikroturbíny díky svojí technologii spalování produkují extrémně nízké emise a jsou tak šetrné k okolnímu prostředí a dají se označit za ekologické. V porovnání s plynovými kotli a pístovými motory produkují podstatně menší množství emisí. Naměřené hodnoty CO a NO na turbíně Capstone C30 při jednotlivých výkonech jsou znázorněny v grafu 3.1. Je patrné, že při nízkých výkonech jsou hodnoty škodlivin vyšší, ale při maximálním výkonu jsou hodnoty na minimu. Z tohoto pohledu a především z hlediska účinnosti je nejvhodnější variantou provozovat turbínu na maximální výkon. [2] [8]

Výsledný průběh odpovídá hodnotám naměřených při experimentu v Brazílii na turbíně C30 viz graf 3.2.



Graf 3.1 Množství CO a NO při různých výkonech mikroturbíny C30



Graf 3.2 Množství NOx a CO naměřené v Brazílii [3]

3.4 Výrobci a dodavatelé

Výrobci a dodavatelé mikroturbín průběžně vznikají a zanikají. Na trhu se udrželi hlavně ti, kteří čerpali dotace a granty na výzkum ekologických zařízení. Největší světový výrobce a jasná jednička na trhu je Capstone Turbine Corp. Předchůdce této společnosti byl založen roku 1988 za podpory Ford Motor Co., Gas Research Institute a NASA. Současný název má od roku 1995 a první komerční sériově vyráběnou turbínu uvedl na trh v roce 1998 (obr. 3.3). Svou mikroturbínu uvedli společně i firmy ABB a Volvo, z jejichž projektu vzešel italský Turbec Spa. Obě byly původně vyvíjeny pro automobilový průmysl, dnes však slouží především v energetice. Řada firem trh s mikroturbínami opustila jako Bowman Power Systems, Ingersoll-Rand prodal mikroturbíny společnosti FlexEnergy Inc., Honeywell vyrábí energetické jednotky letadel a vývoj mikroturbín prodal firmě General Electrics. Japonská Kawasaki Gas Turbines přerušila vývoj turbíny CGT302.



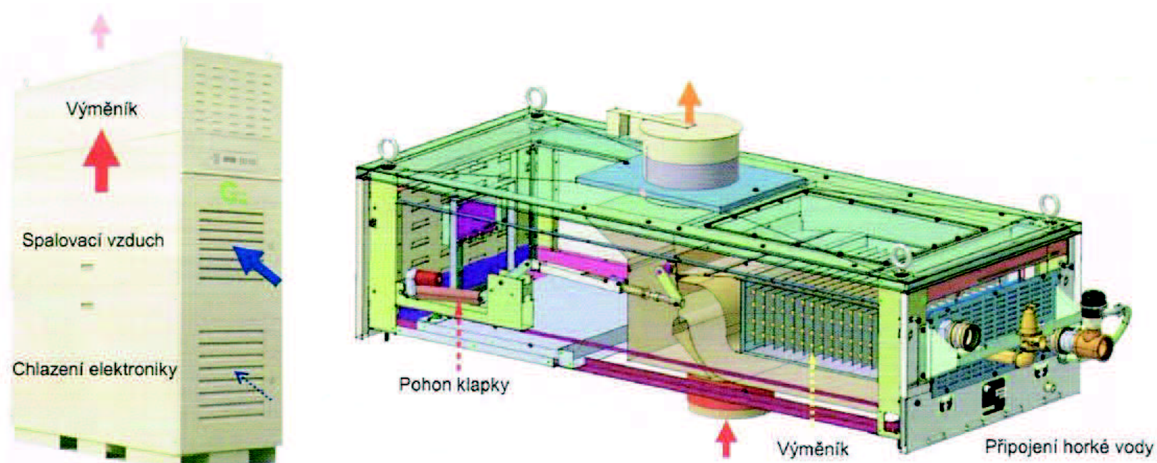
Obr. 3.3 První sériově vyráběná mikroturbína Capstone Turbine Corp. [7]

V současné době Capstone vyrábí modely s 30, 65, 100 a 200 kW_{el} (značení C30, C65, C100 a C200), přičemž je sestavuje i do kontejnerů (až 5x200 kW) a ty do sestav o výkonu až 5 MW. Nově společnost nabízí také 15 kW_{el} variantu, která je odvozena od 30 kW. Jedná se o kompaktní, lehké a univerzální výrobky s prstencovou spalovací komorou, rekuperátorem kolem hřídele (jediná pohyblivá část) a vzduchem chlazeným vysokootáčkovým třífázovým generátorem. Soustrojí nepotřebuje díky vzduchovým ložiskám převodovku, řemeny, ani olejové mazání a vodní chlazení. Automatiku řízené spalování nevyžaduje katalytické spalování ani vstřikování vody. Udávaná běžná životnost jádra stroje výrobcem je 40 tisíc hodin provozu. Mikroturbíny Capstone umožňují spalování na různá paliva jako zemní plyn, bioplyn, topný olej, kerosin atd. (Podrobnější popis konstrukce viz kapitola 4)

Dalším výrobcem mikroturbín je Turbec SpA, který vyrobil přibližně 400 jednohřídelových turbín T100 (100 kW_{el}) s elektronickou převodovkou, válcovou spalovací komorou, rekuperátorem, olejovým mazáním a vodním chlazením. Pracuje na bioplyn (údajně i neupravený), etanol, propan butan, oleje aj. Proti turbíně C65 má výhodu ve vestavěném kompresoru plynu, ale na druhou stranu má chladiče, čerpadla i olejové a vodní potrubí s různými armaturami.

Společnost FlexEnergy vyrábí turbínu MT250, která má ověřenou konstrukci rekuperátoru, turbíny i plynového kompresoru a životnost až 80 tisíc hodin. Jedná se také o jednohřídelový, pomaluběžný typ se synchronním generátorem, mechanickou převodovkou a olejovými ložisky. Jsou vyráběny venkovní (-9 až +46 °C), vodotěsné i bioplynové varianty. Vyvíjí také Flex Powerstation FP250, která bude spalovat palivo o obsahu 5 – 100 % metanu bez předúpravy, vhodná bude především pro skládky odpadů, důlní plyny aj.

Výše zmíněné společnosti dodávají už i přímo kompletní kogenerační jednotky, kdy je přímo do těla turbíny instalován spalínový výměník většinou pro ohřev vody. Capstone integruje tepelné výměníky do modelů C65 viz obr.3.4.



Obr. 3.4 Mikroturbína Capstone C65 s integrovaným spalínovým výměníkem [2]

K světovým dodavatelům mikroturbín Capstone patří např. ruská BP Group, která dodává turbíny zejména do ropného průmyslu, švýcarská Acrona Systems Ltd., do jejíž distribuční síť spadá i ČKD Energy, dále Wels Strom GmbH (Rakousko), Micropower Europe (Španělsko), Regale Energy (Maďarsko), IBT Group (Itálie – Rakousko). Carrier Corp. (USA) zkoušel dodávat sestavu pro kompletní zařízení techniky prostředí obchodních domů, BIOplus Systems BV (Holandsko) nabízí Capstone turbíny s technologií Biofuel Converter na tekutá i plynná biopaliva, Laidbach (Slovinsko) se zabývá i automobilním využitím.

Tuzemští dodavatelé plynových mikroturbín a kogeneračních jednotek, především značky Capstone, jsou GGC Energy, s.r.o., ČKD Energy, a.s. Největší zakázku, kterou česká firma dostala, byla brněnská firma Enkom a.s.. Jednalo se o energetické hospodářství obchodního centra v ruské Soči, tvořené čtyřmi kontejnery Capstone C1000 s celkem 20 mikroturbínami C200, čtyřmi spalínovými výměníky a dvěma absorpčními chladiči (2 a 3 MW). Montáž zajišťovala společnost GGC Energy.

Dodavatelé turbín Turbec a FlexEnergy jsou např. Ensola (Švýcarsko) a samotný FlexEnergy, který odkoupil technologii od Ingersoll-Rand (USA). [2]

Bohužel převážná většina z dodavatelů neudává cenu systému ani jednotlivých komponent případně podrobnější popis použitých technologií (např. spalínových výměníků). Pro bližší informace je nutná už konkrétní poptávka u dané firmy.

3.5 Použití a realizované projekty

První kogenerační jednotka s mikroturbínou v ČR byla instalována firmou MTH Kolín, s.r.o. v Českém Brodě v roce 2001 a doposud úspěšně slouží k vytápění bytů viz obr. 3.5. Za 12 let byla jednotka v provozu 34 tisíc hodin. Nyní je turbína v chodu jen v době vysokého tarifu výkupu elektrické energie 8 hodin denně i o víkendech. Další dvě mikroturbíny byly nainstalovány společností GGC Energy, s.r.o. na VŠB TU Ostrava a VUT Brno, kde jsou využívány k výzkumným účelům. Dvě turbíny Capstone C65 jsou také ve společnosti Safina Vestec, a.s., kam je dodala německá firma E-Quad, GmbH. Zajímavostí je, že Safina využívá i odpadní syntetický plyn a jedna z turbín je v provozu již mnoho přes 20 tisíc hodin. GGC Energy, s.r.o. instalovala také v Havířově kogenerační jednotku s mikroturbínou C65 a slouží ve výrobním závodě na výrobu plastových potrubí.



Obr. 3.5 Kogenerační jednotka v Českém Brodě [2]

Velkým trhem pro mikroturbíny se stal ropný a plynárenský průmysl, především díky nízkým emisím turbín. Těžbařské firmy se jejich instalací brání sankcím za znečišťování ovzduší. Emise snižují tím, že doprovodné plyny při těžbě ropy nespalují bez užitku ve flérách, ale vyrábí z nich elektřinu a teplo. Elektřina se dál využívá k pohonu motorů, čerpadel, kompresorů, elektroniky a vzniklé teplo slouží pro ohřev ropy a vody. První ropnou plošinou navrženou pro mikroturbíny je Q4C v Severním moři (obr. 3.6). Instalovány byly čtyři turbíny C65, z nichž dvě jsou v provozu a dvě jsou záložní. Zprovozněna byla v roce 2002.



Obr. 3.6 Ropná plošina Q4C [8]

Značný potenciál představují aplikace mikroturbín v datacentrech, protože v létě využívají teplo k výrobě chladu v absorpčních chladičích na chlazení výpočetních jednotek, naopak v zimě k vytápění kancelářských prostor a užitkové vody. V datacentru university Syracuse, USA (obr. 3.7) je tak v provozu 12 turbín C65, přičemž centrum spotřebovává o 50 % méně energie než standardní datacentra. Turbíny byly instalovány v roce 2010.



Obr. 3.7 Mikroturbíny a chladiče v datacentru university v Syracuse [8]

Mikroturbíny byly použity také do obchodních center a jako příklad lze uvést 4 MW sestavu v ruské Soči (viz obr. 3.8) aplikovanou v roce 2011. Instalují se do obytných komplexů budov, přičemž největší je v jihokorejském městě Daejeon, který čítá 2300 bytových jednotek a plochu budov 44 tisíc m². Energetické zařízení tvoří kontejnerová sestava C1000 z pěti turbín C200, dodané firmou Samsung. Sestava funguje od roku 2010.



Obr. 3.8 Obchodní centrum Nový věk v Soči [2]

Tři turbíny C65 jsou od roku 2009 instalovány na střeše luxusního hotelu Four Seasons ve Philadelphii v USA. U Italské Florencie tři turbíny C60 slouží v historické budově hotelu k ohřívání bazénu a v létě k chlazení pokojů. Další dvě C65 jsou v chodu od roku 2010 v severní Itálii v bazénovém a saunovém komplexu Quellenhof viz obr. 3.9.



Obr. 3.9 Wellness hotel v Quellenhof [8]

Mikroturbíny jsou instalovány i do nemocnic např. sestava C1000 je ve velké nemocnici v Massachussets, USA od roku 2011, turbína C50 v německé nemocnici v Burghausenu. Zajímavostí je, že když 14. 8. 2003 došlo v New Yorku k velkému blackoutu, tak nemocnice s mikroturbínami, vybavenými pro ostrovní provoz, spolehlivě fungovaly dál. V roce 2010 byly instalovány dvě C65 v nemocnici v německém Augsburgu. Tyto mikroturbíny ohřívají vodu až na 180 °C (15 bar), a ta tak může být využívána ke sterilizaci.

Aplikace mikroturbín se osvědčila i v kancelářských prostorech a výrobních závodech. Systém mikroturbín využívá např. rakouský výrobce potravin Machland (2010). Velký trigenerační systém 25 mikroturbín je aplikován v chemické továrně HARBEC PLASTIC Inc, USA od roku 1999. Další experimentální instalace jsou známy v hybridních autobusech (dodavatel např. DesignLine), lodích, vlacích a také na vojenské účely.

Spalovací mikroturbíny se v dnešní době používají především tam, kde jsou kladeny vyšší nároky na ochranu životního prostředí nebo v aplikacích, které jsou dotovány vládou. Aplikací potenciál mikroturbín je však mnohem větší, především ve využívání kogenerace v průmyslu. V dnešní době však stále vítězí levnější varianta spalovacího motoru. [2] [8]

3.6 Využití biomasy

Kogenerační jednotky mohou vedle zemního plynu využívat i bioplyn, který je získáván z druhotných surovin (odpadů)

- biologickým rozkladem (anaerobní digesce)
- tepelným rozkladem pomocí zahřívání
 - za částečného přístupu vzduchu či kyslíku (zplyňováním)
 - bez přístupu vzduchu (pyrolýzou)

Využívání odpadních plynů má přínos především v ochraně životního prostředí, neboť se jedná o obnovitelný zdroj. Využívání bioplynu ke kogeneraci je také ekonomicky velmi výhodné především tam, kde je k dispozici zdroj bioplynu (čistírny odpadních vod, farmy, skládky atd.), vznikajícího biologickým nebo tepelným rozkladem.

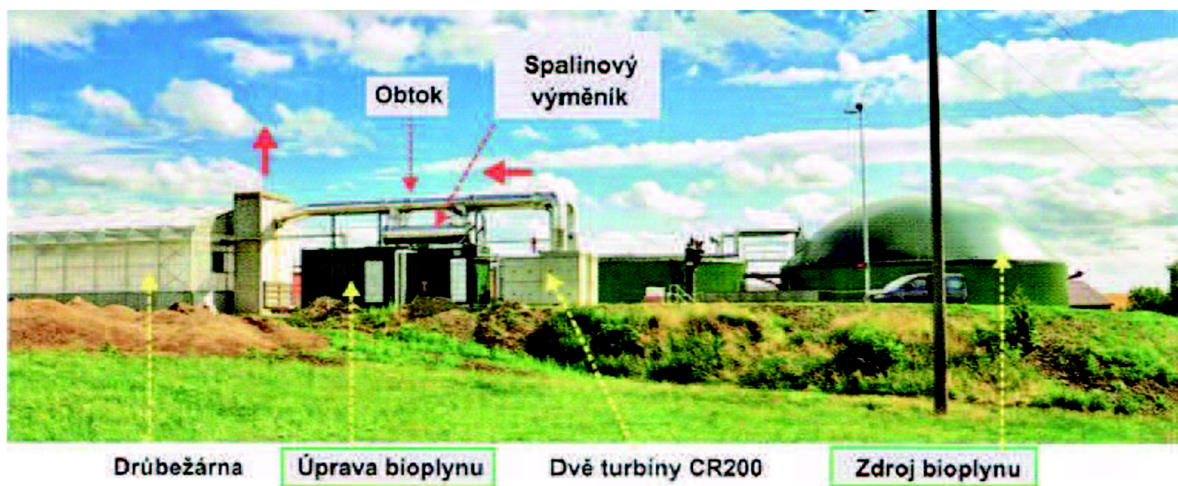
Biologický rozklad je proces, kdy dochází k rozkladu složitých organických látek až na směs metanu, oxidu uhličitého a dalších prvků jako sulfan, sirovodík, voda a stopové prvky. Vstupní surovinou mohou být rostlinné zbytky (tráva, listy kvěťáku, kukuřice, stébla řepky, dřevo, listy atd.) i živočišné odpady (exkrementy prasat, skotu, drůbeží trus, kuchyňské odpady aj.) a kaly z čistírny odpadních vod (ČOV). Vhodná je také kofermentace, což je současný rozklad směsi rostlinných zbytků a živočišných odpadů, při níž vzniká větší množství bioplynu než jen ze samotné kejdy.

Produktem je bioplyn s obsahem 50 – 70 % metanu, který se dá využít ve spalovací turbíně. Většinou je však potřeba bioplyn upravit a vyčistit, což spočívá v odstranění vlhkosti, siloxanů, síry a pevných částic. Používají se na to např. filtry s aktivním uhlím. Nevýhodou bioplynu je, že má různé složení a vlastnosti,

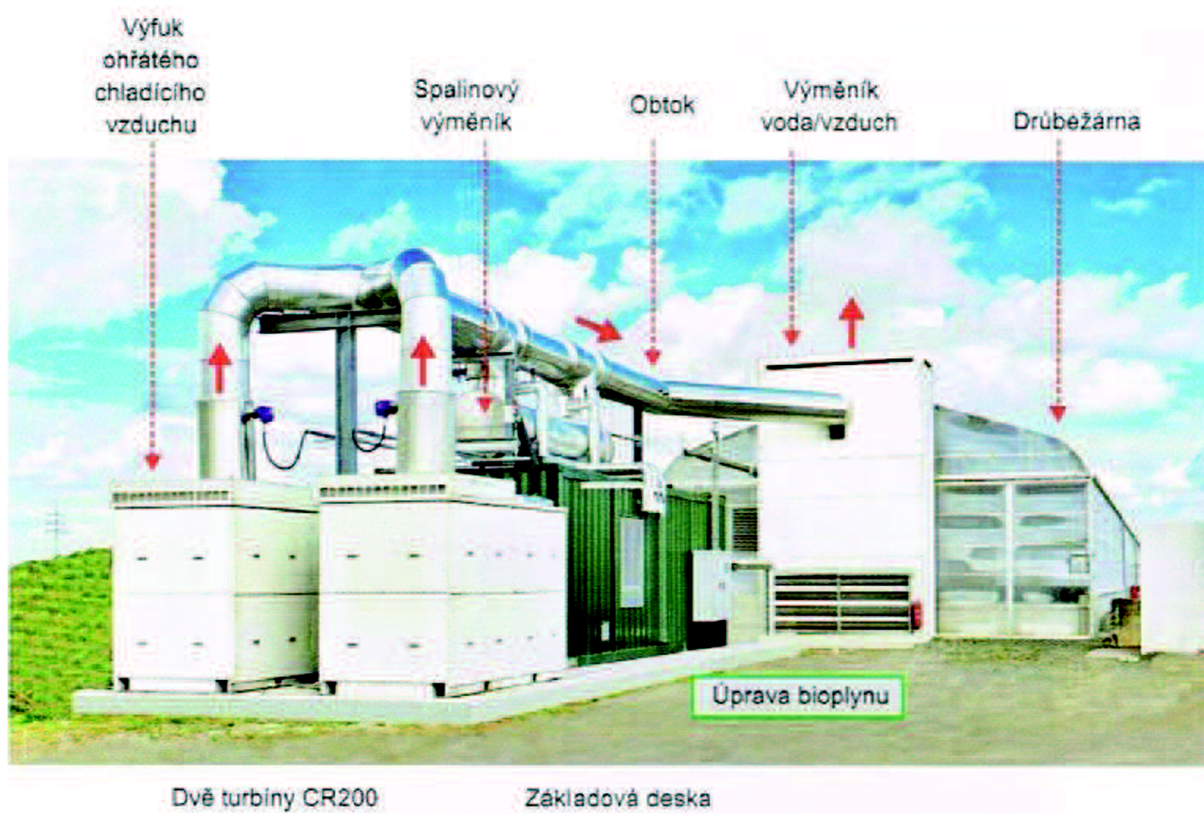
Tepelným rozkladem se zpracovává surovina bez přístupu kyslíku případně jen s omezeným přístupem. Při zplyňování dochází k přeměně pevné biomasy (sláma, dřevěné štěpky, kosti, kůže, odpady, kaly atd.) na energetický plyn, který se lépe skladuje, může být spalován mikroturbínou nebo spalovacím motorem a tudíž se lépe reguluje výkon než spalováním tuhé biomasy. Pyrolýza rozkládá pevnou biomasu na pevnou (dřevěné uhlí), kapalnou (pyrolýzní oleje) a plynnou část (pyrolýzní plyn).

V turbíně lze také ekologicky likvidovat těkavé uhlovodíky, což je výhodné pro lakovny, chemické výroby, výroby plastů i skládky pohonných hmot, protože páry uhlovodíků mají energetickou hodnotu a mohou sloužit jako obohacený spalovací vzduch mikroturbín. Mikroturbíny spalují také např. bioetanol (z cukrové řepy, brambor) nebo rostlinné oleje. Nizozemská firma BIOplusSystem BV představila produkt s názvem Biofuel Converter, který dokáže zpracovat i živočišné a rostlinné tuky nebo pyrolýzní olej na bázi dřeva i pneumatik. V roce 2004 tuto technologii odkoupil Capstone, který jí používá ve svých turbínách a od roku 2010 jmenoval BIOplusSystem BV jako distributora mikroturbín v Holandsku a Dánsku.

Bioplynové verze označuje společnost Capstone písmeny CR (Capstone Renewable), např. CR65. Jako příklad aplikace lze uvést třeba první bioplynovou CR200 na světě instalovanou na farmě v Eiterfeldu u Frankfurtu, kterou zde uvedl do provozu bývalý Greenenvironment v roce 2008. Z farmy vede dva kilometry dlouhý bioplynovod do vesnické školky, kde jsou v provozu tři turbíny CR65. V roce 2007 instalovala ve Francii na skládku u La Ciotat firma Verdesis 18 turbín CR65, které pracují přes 34 tisíc hodin jen při 30 % metanu. Dvě CR200 jsou také na biostanici Muntscha viz obr. 3.10 a 3.11. [2] [8]



Obr. 3.10 Biostanice Muntcha [2]



Obr. 3.11 Biostanice Muntcha [2]

4 MIKROTURBÍNA CAPSTONE C30

V této kapitole bude představena mikroturbína Capstone C30, která disponuje dostatečným výkonem vzhledem k energetickým potřebám vybrané průmyslové prádelny a je dostupná na trhu.

4.1 Technické parametry

Mikroturbína Capstone C30 (obr. 4.1) je druhá nejmenší mikroturbína po C15, kterou společnost Capstone vyrábí. Základní katalogové parametry shrnuje tabulka 4.1.

| | |
|----------------------------------|--------------------|
| Elektrický výkon | 30 kW |
| Energie ve spalinách | 230 MJ/hod |
| Elektrická účinnost | 25 ± 2 % |
| Teplota spalin | 275 °C |
| Akustické emise při plném výkonu | 65 dBA |
| Rozměry | 0,76 x 1,5 x 1,8 m |
| Váha | 405 kg |
| Orientační cena | 1 700 000 CZK |

Tab. 4.1 *Základní parametry Capstone C30 uváděné výrobcem [9]*

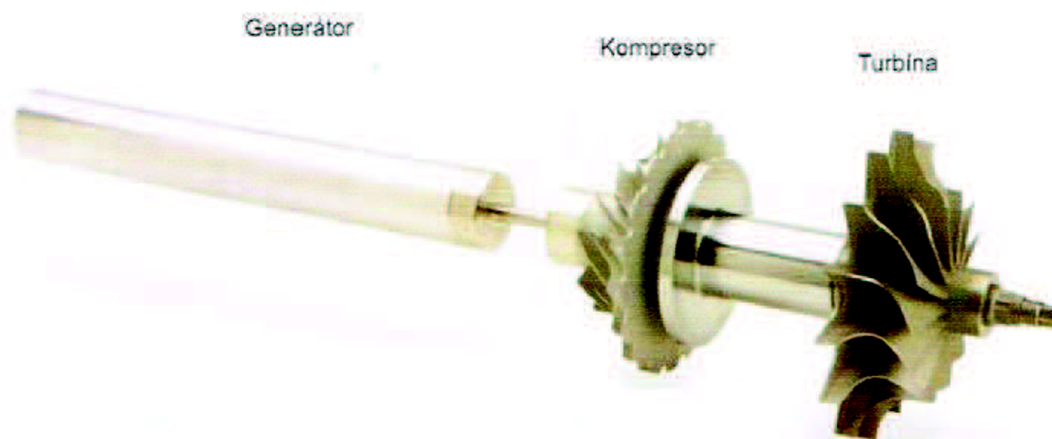


Obr. 4.1 *Mikroturbína Capstone C30 [10]*

4.2 Konstrukční prvky

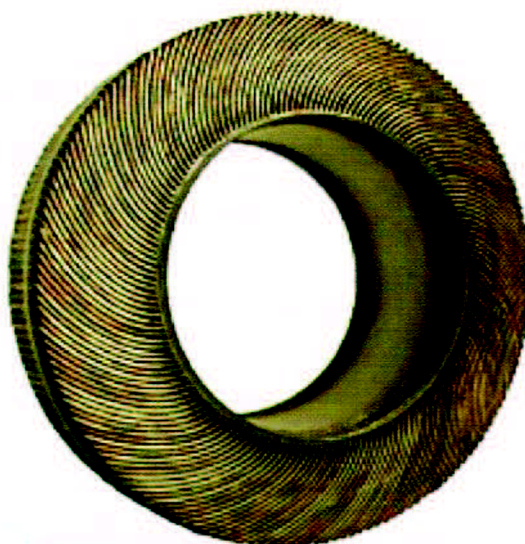
K hlavním částem mikroturbíny patří prstencová spalovací komora, v níž dochází ke spalování hořlavé směsi. Za spalovací komorou je turbína (expanzní část), která způsobuje otáčivý pohyb hřídele. Expanzní část mikroturbíny je jednostupňová a dosahuje otáček až 96 tisíc ot/min.

O stlačování vzduchu do spalovací komory se stará kompresor, který je součástí soustrojí spalovací turbíny, protože je na stejné hřídeli jako generátor a turbína, která ho pohání (obr. 4.2). Kompresor je rotační stroj převádějící kinetickou energii hřídele na tlakovou. Přívod vzduchu zajišťuje sací trakt a vzduchový filtr.



Obr. 4.2 Hřídel – jediný pohyblivý díl turbíny C30 [2]

Důležitou součástí, pro zvýšení účinnosti mikroturbíny je spalinový rekuperátor (obr. 4.3). Jedná se o tepelný výměník, který předehřívá spalovací vzduch před vstupem do komory teplem ze spalin.



Obr. 4.3 Prstencový rekuperátor [2]

Rotační hřídel (obr. 4.2) je uložena v moderních vzduchových ložiskách, které nepotřebují olejové mazání. Pracují na principu odstředivé síly. Při rozběhu se segmenty ložiska rozevřou a hřídel je oddělena od pevné části ložiska vzduchovou vrstvou. Rotor se tak otáčí na tenké vzduchové vrstvě, přičemž je i při vysokých otáčkách nízký otěr. Bezolejová ložiska jsou

velkou výhodou, protože jsou provozně levnější a umožňují sušení přímo spalinami potravin nebo chemické výrobky, což při klasických ložiskách mazanými tlakovým olejem nelze.

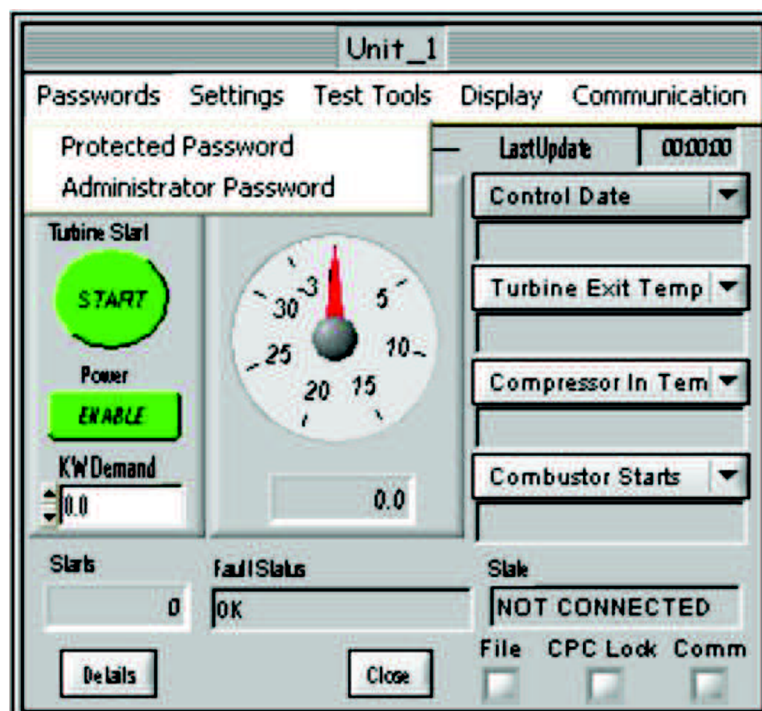
V palivovém hospodářství mikroturbíny je důležité dodávat palivo o tlaku 0,4 – 0,8 MPa, což je vyšší hodnota než v středotlakém plynovém rozvodu (cca 0,3 MPa). Proto je obvykle zapotřebí tlak zvýšit plynovým kompresorem. V mikroturbínách C30 je integrován kompaktní a úsporný plynový kompresor, který však přesto snižuje elektrickou účinnost zařízení.

Generátor elektřiny je asynchronní a vysokorychlostní, vyrábí elektrický proud o frekvenci 1600 Hz. Výstup z generátoru se usměrňuje a střídačem se mění na 50 Hz. Účinnost elektronické převodovky je 95 %, zbylých 5 % se ztrácí v teple. Střídač a usměrňovač tvoří výkonovou elektroniku. Při ostrovním provozu lze frekvenční hodnotu nastavit elektronickou převodovkou na požadovanou hodnotu.

Turbína je také vybavena elektrickými ochranami, které chrání generátor a elektroniku před nežádoucími vlivy a výkyvy distribuční sítě. [2]

4.3 Ovládání mikroturbíny

Mikroturbína je ovládána obvykle dvěma způsoby. První variantou je ovládání prostřednictvím panelu umístěného na samotné turbíně nebo sofistikovaněji pomocí počítače, který může být připojen k uživatelskému rozhraní přímo nebo třeba přes internet či telefonní linku. Capstone dodává k svým mikroturbínám software Capstone Remote Monitoring (CRM) viz obr. 4.4. Ovládací prvky umožňují sledovat a archivovat základní veličiny jako výstupní výkon, otáčky, výstupní teplotu spalin, fázové napětí atd. Obsluha zadává jen požadovaný elektrický výkon a o samotný chod zařízení se stará řídicí systém v turbíně vybaven čidly a několika procesory. [2] [12]



Obr. 4.4 Ukázka prostředí Capstone Remote Monitoring [42]

5 EXPERIMENTÁLNÍ ZÁZEMÍ

Cílem diplomové práce je navrhnout vhodný systém kogenerace pro prádelenský proces pomocí plynové mikroturbíny. Jako modelové prostředí byla vybrána experimentální prádelna, která je umístěna v Laboratoři energeticky náročných procesů v NETME Centre.

5.1 NETME Centre a LENP

Počátkem roku 2010 byl oficiálně zahájen projekt NETME Centre, celým názvem New Technologies for Mechanical Engineering (Centrum nových technologií pro strojírenství), který byl koncipován jako regionální výzkumné a vývojové centrum, stavějící na kvalitní vědecké a výzkumné základně Fakulty strojního inženýrství VUT V Brně. Projekt byl financován převážně z fondů EU ale také z MŠMT.

Aktivity Centra mají za cíl navazovat a rozvíjet spolupráci s aplikační sférou.

NETME Centre se dělí na pět divizí:

- Divize energetiky, procesů a ekologie
- Divize letecké a automobilní techniky
- Divize mechatroniky
- Divize virtuálního navrhování a zkušebnictví
- Divize progresivních kovových materiálů

Pod divizi energetiky, procesů a ekologie spadá Laboratoř energeticky náročných procesů (LENP) viz obr. 5.1, která umožňuje připojit a testovat širokou škálu domácích a průmyslových spotřebičů. Laboratoř je vybavena plně funkčním modelem průmyslové prádelny s instalovanou kapacitou až 500 kg prádla za směnu a nadstandartním výzkumným zázemím. Ve strojním vybavení laboratoře je 5 vsádkových praček s elektrickým a parním ohřevem a nákladkou od 8 do 24 kg. Pračky jsou napojeny na rozvod měkké vody, která může být buďto studená, předehřátá nebo recyklovaná. Vsádkové bubnové sušiče jsou v laboratoři tři, pracují s elektrickým, parním nebo plynovým ohřevem. Kapacitně odpovídají bubnovým pračkám.

LENP se však zabývá také jinými oblastmi např. odsolováním, tryskáním suchým ledem nebo integrací progresivních zařízení do procesů. Jedním takovým je právě plynová mikroturbína Capstone C30, kterou je laboratoř vybavena. Diplomová práce má přispět k využití tohoto zařízení pro efektivní kogeneraci v prádelenském procesu. Proto je snahou najít způsob, jak efektivně využívat tepelného potenciálu spalin, vzniklých při výrobě elektřiny, k ohřevu vody do praček a sušícího vzduchu do sušiče. S tím je spojena i motivace nahradit současný způsob ohřevu vody do praček pomocí páry. [13]

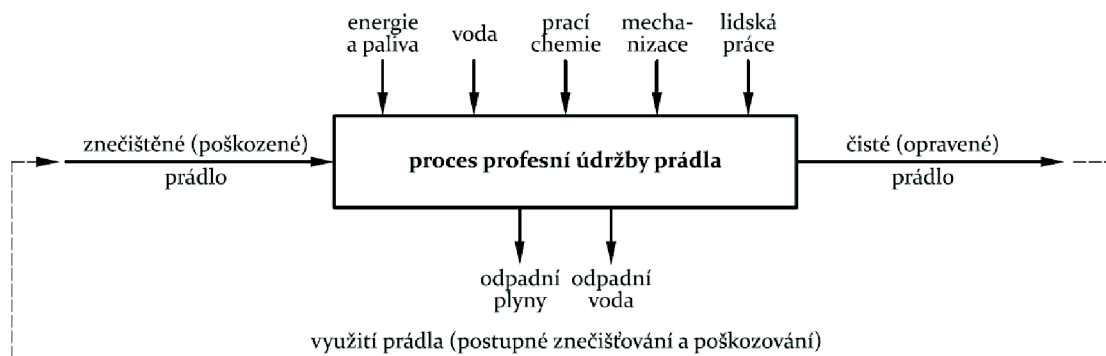


Obr. 5.1 Laboratoř energeticky náročných procesů [13]

V LENP je většina důležitých vstupních a výstupních energetických proudů monitorována a zpracována rozsáhlým systémem pro sběr dat, jehož centrální část tvoří ústředna ProfiMessage od výrobce Delphin Technology AG. Do ní jsou připojeny všechny využívané snímače. Jedná se především o indukční a lopatkové průtokoměry (průtok čerstvé i recyklované vody), měřicí clonkové tratě (průtok páry), objemové průtokoměry (spotřeba zemního plynu), elektroměry (spotřeba elektrické energie), odporová teplotní čidla a termočlánky (teplota vody a plynů) a prandtlovy trubice (rychlost proudění spalin a vzdušiny). Díky výzkumnému zázemí může v LENP probíhat hlubší studium všech operací procesu údržby prádla. Celý proces je představen v následující kapitole. [14]

5.2 Prádelenský proces

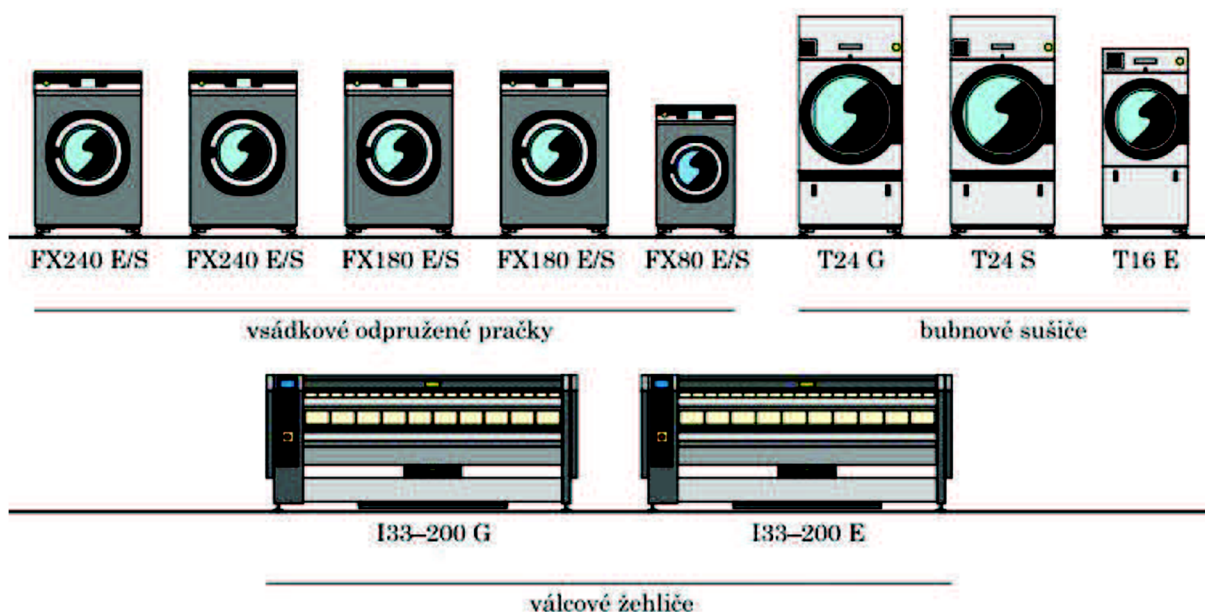
V prádelenském provozu probíhá známý proces profesní údržby prádla, jež lze chápat jako soubor dílčích, navzájem navazujících operací, které znovu umožňují využít prádlo, které bylo znečištěno případně poškozeno do takové míry, že prádlo brání plnění jeho základních funkcí (hygienických, ochranných, estetických aj.). Jedná se tak vlastně o recyklační a regenerační proces. Schéma na obr. 5.2 popisuje, co je v případě profesní údržby prádla surovinou (vlevo), produktem (vpravo), hlavními zdroji (nahore) a odpady (dole). [14]



Obr. 5.2 Schéma procesu profesní údržby prádla [15]

Dílčí navzájem na sebe navazující operace procesu profesní údržby prádla představují praní, sušení a žehlení. Tyto operace spotřebovávají elektrickou i tepelnou energii, a proto je snahou ověřit možnost využití kogenerace. Jako zdroj tepla slouží elektrická energie nebo různá paliva pro výrobu topné páry, z nichž nejpoužívanější je zemní plyn. Ten také umožňuje přímý ohřev sušicího vzduchu v sušičích nebo ohřev teplosměnných ploch žehliček. Obecně platí, že se prádelenské stroje standardně vyrábějí s možností elektrického, parního nebo plynového ohřevu.

V laboratoři LENP je využíváno topné páry, která je vyráběna v parním kotli na zemní plyn. Stroje, jimiž je vybavena LENP jsou znázorněny na obr. 5.3 a jejich technické parametry v tab. 5.1. [14]



Obr. 5.3 Pračky, sušiče a žehliče značky Primus (písmeno E značí elektrický, S parní a G plynový ohřev) [14]

| Pračka | Počet kusů | Kapacita | Příkon elektrického/parního ohřevu |
|--------|------------|----------|------------------------------------|
| FX240 | 2 | 24 kg | 18 kW |
| FX180 | 2 | 18 kg | 18 kW |
| FX80 | 1 | 8 kg | 6 kW |

| Sušič | Počet kusů | Druh ohřevu | Kapacita | Příkon ohřevu | Příkon pohonu | Příkon ventilátoru |
|-------|------------|-------------|----------|---------------|---------------|--------------------|
| T24 G | 1 | plynový | 24 kg | 33 kW | 0,25 kW | 0,55 kW |
| T24 S | 1 | parní | 24 kg | 27-36 kW | 0,25 kW | 0,55 kW |
| T16 E | 1 | elektrický | 16 kg | 24 kW | 0,25 kW | 0,55 kW |

| Žehlič | Počet kusů | Druh ohřevu | Kapacita | Příkon ohřevu | Příkon pohonu | Příkon ventilátoru |
|-----------|------------|-------------|----------|---------------|---------------|--------------------|
| I33-200 G | 1 | plynový | 72 kg/h | 30 kW | 0,18 kW | 0,095 kW |
| I33-200 E | 1 | elektrický | 70 kg/h | 27,9 kW | 0,18 kW | 0,095 kW |

Tab. 5.1 Základní parametry praček, sušiček a žehliček [14]

Případová studie provedená pro prádelnu s denní kapacitou 500 kg udává její energetickou náročnost. K výrobě procesního tepla je zde používán zemní plyn. Průměrná roční spotřeba tepla činí 131,4 MWh_t/rok a spotřeba elektrické energie k pohonu a řízení strojů je 21 MWh_e/rok. [14] [16]

Prádelenský provoz je představitelem tzv. vsádkových či semikontinuálních procesů. V jednotlivých krocích (podprocesech) se značně projevuje časová variabilita. Materiálové a energetické proudy nejsou stálé, ale v čase se mění. V praxi to znamená, že když jeden stroj potřebuje dodat energii, v systému nemusí být druhé zařízení, které by mohlo poskytnout adekvátní množství odpadní energie. Tento fakt znemožňuje jednoduché nasazení optimalizačních metod jako je například analýza pinch. Použití optimalizačních metod je možné za předpokladu, že se využívá nějaká forma akumulace tepla. [14]

Prádelenské provozy se podle Asociace prádelen a čistíren ČR rozdělují do tří kategorií podle provozní kapacity. Provozní kapacitou se označuje maximální množství prádla, které je schopna prádelna za směnu zpracovat. Prádelny, které zpracují více než 5 tun prádla za směnu,

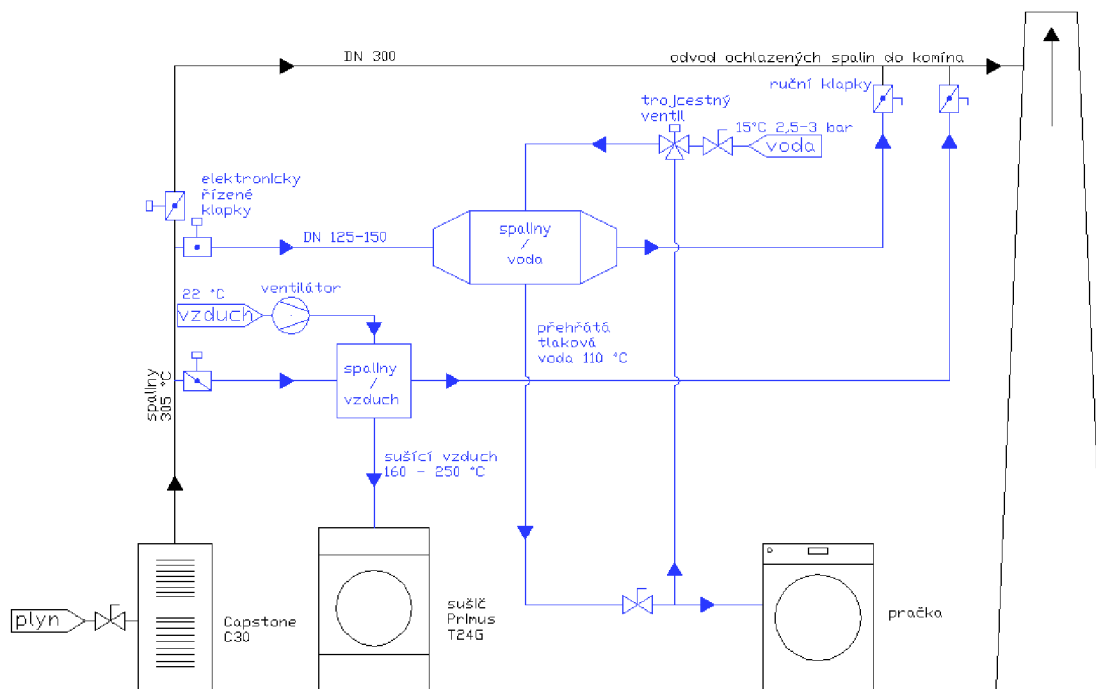
jsou označovány jako velké průmyslové prádelny, střední průmyslové prádelny zpracovávají 500 kg až 5 tun prádla. Prádelny s nižší kapacitou jsou označovány jako tzv. pradelny. [46]

Vzhledem k tomu, že největší položku v provozních nákladech (mimo mzdy) zastává v prádelnách spotřeba tepla, hledání energetických úspor je třeba zaměřit na možnosti efektivního hospodaření s teplem. Slibnou možností s velkým potenciálem pro úspory energie se zdá být právě kogenerační jednotka, právě proto, že by účinně pokryla i potřebu tepla.

V našem případě je uvažováno využívat teplo z plynové mikroturbíny C30 k ohřevu prací vody a sušícího vzduchu, přičemž se předpokládá instalace celkem dvou tepelných výměníků - pro každé médium jeden.

5.3 Předběžný návrh systému

Součástí systému využití tepla spalin jsou různé aparáty např. tepelné výměníky, ventilátor, klapky, ventily atd., které je potřeba zvolit či navrhnout podle patřičných parametrů. Předběžný návrh systému je zobrazen na obr. 5.4. Černou barvou jsou označeny aparáty, které jsou již součástí laboratorního zázemí a modrou barvou jsou znázorněny aparáty, které je potřeba doinstalovat.



Obr. 5.4 Předběžný návrh systému

Aby bylo možné systém navrhnout, bylo třeba zjistit základní provozní parametry. Jedná se hlavně o parametry spalin, zejména tepelný výkon ve spalinách. Bylo třeba měřit teplotu spalin, diferenční tlak k určení rychlosti spalin a následně hmotnostního průtoku spalin. Další důležité parametry se týkají ventilátoru, který by měl mít dostatečný tlak pro pokrytí tlakových ztrát na trase, kde je hnán vzduch z laboratoře ventilátorem přes výměník do sušiče, (cca 2000 Pa) a průtok v rozmezí 761 m³/hod – 1200 m³/hod (viz kapitola 6.4.2 – popis zvoleného ventilátoru). Průtok horké vody byl zvolen 0,2 kg/s jako varianta pro přímý ohřev vody kontinuální pračky.

Tyto údaje jsou získávány částečně z katalogů, sofistikovaného odhadu vzhledem ke spotřebám, experimentálním měřením a z průzkumu trhu. Získáváním potřebných dat se zabývá následující kapitola.

6 PŘÍPRAVA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO NÁVRH SYSTÉMU VYUŽITÍ TEPLA

Návrh systému pro reálný průmyslový proces předpokládá dobrou znalost provozních podmínek a parametrů tohoto procesu. Zásadními parametry, které je třeba definovat jsou:

- Teploty spalin
- Rychlost spalin
- Hmotnostní průtok spalin
- Tepelný výkon spalin
- Tlakové ztráty
- Elektrický výkon mikroturbíny
- Příkon mikroturbíny
- Elektrickou účinnost mikroturbíny

Cílem této kapitoly je především popis přípravy vstupních parametrů pro návrh tepelných výměníků. Katalogové hodnoty vybraných technických parametrů turbíny představuje kapitola 6.1 Data od výrobce. Postup měření je popsán v kapitole 6.2 Experimentální měření. Následující kapitoly se zabývají problematikou rosného bodu a tlakových ztrát jednotlivých médií, přičemž v kapitole 6.4 Tlakové ztráty je popsán zvolený ventilátor. Závěr kapitoly shrnuje získané poznatky do přehledných tabulek.

6.1 Data od výrobce

Tab. 6.1 obsahuje vybrané technické parametry plynové mikroturbíny Capstone C30, které udává výrobce v technických listech. Hodnoty jsou stanoveny pro standardní atmosferické podmínky (15 °C, 101 325 Pa, relativní vlhkost 60 %) v 152,4 m nad mořem. [17]

| Elektrický výkon | Teplota spalin | Průtok spalin | Energie spalin |
|------------------|----------------|---------------|----------------|
| (kW) | (°C) | (kg/s) | (kW) |
| 2 | 201,67 | 0,11 | 21,89 |
| 5 | 203,33 | 0,14 | 28,93 |
| 10 | 218,89 | 0,18 | 40,44 |
| 15 | 234,44 | 0,21 | 51,87 |
| 20 | 247,78 | 0,24 | 63,6 |
| 25 | 261,67 | 0,28 | 76,49 |
| 30 | 276,11 | 0,31 | 90,85 |

Tab. 6.1 Technické parametry mikroturbíny C30 v SI jednotkách [17]

Výkonové charakteristiky, především energie spalin, nejsou ovlivňovány jenom tlakem a teplotou okolního prostředí ale také nadmořskou výškou. Laboratoř se nachází v nadmořské výšce 296 m. n. m. a teplota uvnitř je 22 °C, turbína je poháněna zemním plynem s přetlakem 3 kPa. Výsledné teoretické hodnoty pro podmínky laboratoře jsou uvedeny v tab. 6.2. [12] [17]

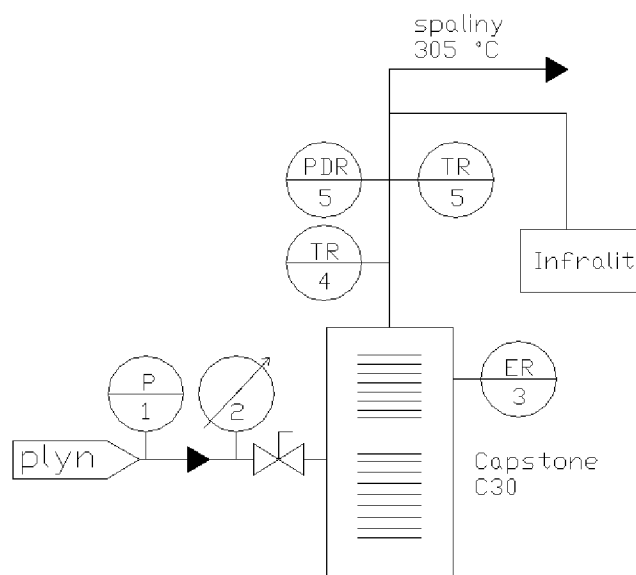
| Elektrický výkon | Teplota spalin | Průtok spalin | Energie spalin |
|------------------|----------------|---------------|----------------|
| (kW) | (°C) | (kg/s) | (kW) |
| 2 | 201,67 | 0,11 | 26,67 |
| 5 | 203,33 | 0,14 | 34,07 |
| 10 | 218,89 | 0,18 | 45,23 |
| 15 | 234,44 | 0,21 | 54,44 |
| 20 | 247,78 | 0,24 | 63,85 |
| 25 | 261,67 | 0,28 | 76,48 |
| 30 | 276,11 | 0,31 | 86,96 |

Tab. 6.2 Parametry mikroturbíny C30 za podmínek v budově NETME Centre [12] [17]

6.2 Experimentální měření

Experiment zaměřený na sběr dat z mikroturbíny byl proveden v Laboratoři energeticky náročných procesů dne 5. 8. 2014. Během testování byly průběžně zaznamenávány klíčové provozní veličiny (viz úvod kapitoly) spolu s podmínkami v laboratoři a složením spalin. Data byla ukládána a následně vyhodnocována v prostředí MS Excel.

Obr. 6.1 ukazuje schéma mikroturbíny s rozmístěním všech potřebných snímačů. K plynovému potrubí je připojen klasický plynoměr (2) spolu s tlakoměrem (1), který zobrazuje tlak zemního plynu v přípojce, jež se pohybuje kolem 3 kPa. Analyzátor (3) je umístěn v elektrickém rozvaděči a monitoruje elektrické veličiny především pak výkon. Teplotu spalin vystupujících z mikroturbíny měří platinový teploměr Pt 1000 (4) a prandtova trubice s termistorem (5), která snímá i tlakovou diferenci potřebnou k výpočtu rychlosti spalin. Termistor na prandtlově trubici má pouze informativní charakter a při další analýze bude využita hodnota teploty z přesnějšího platinového teploměru viz příloha č. 1. Infralit je zařízení sloužící k analýze spalin.



Obr. 6.1 Schéma mikroturbíny a rozmístění snímačů

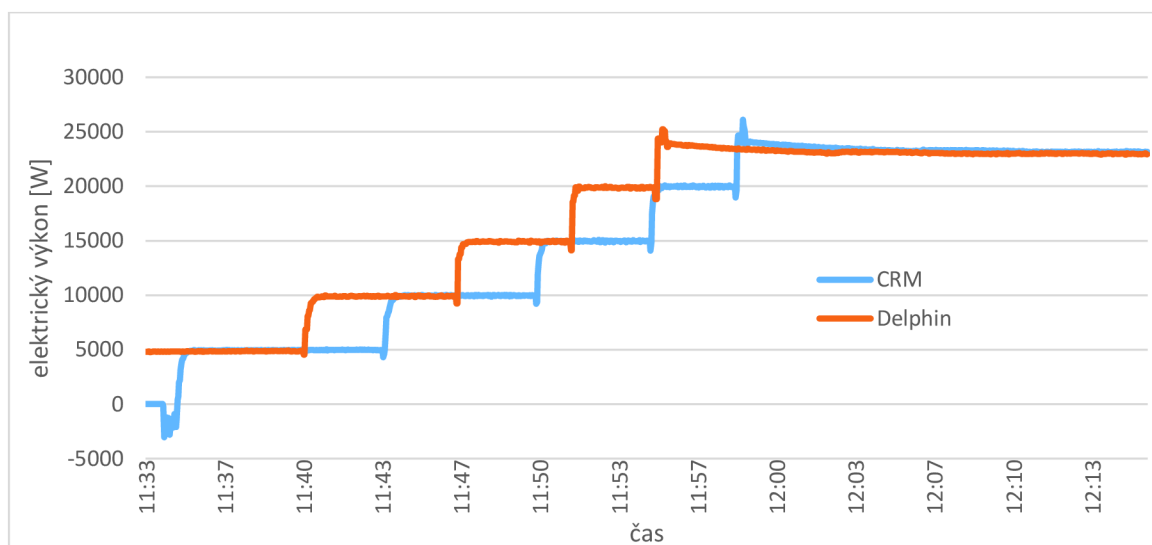
Měření hodnot po dobu testování bylo prováděno 2 způsoby:

1. Pomocí snímačů, které jsou instalovány uvnitř turbíny již z výroby. Vyhodnocovány v softwaru Capstone Remote Monitoring (CRM).
2. Pomocí snímačů (viz obr. 6.1), které jsou připojeny k laboratornímu měřicímu systému ProfiMessage od německého výrobce Delphin Technology AG a vyhodnocovány jsou v softwaru ProfiSignal stejného výrobce.

Dále bylo měřeno složení spalin přístrojem Infralit a zaznamenávány laboratorní podmínky také programem ProfiSignal. Poté byla data zpracována a vyhodnocena.

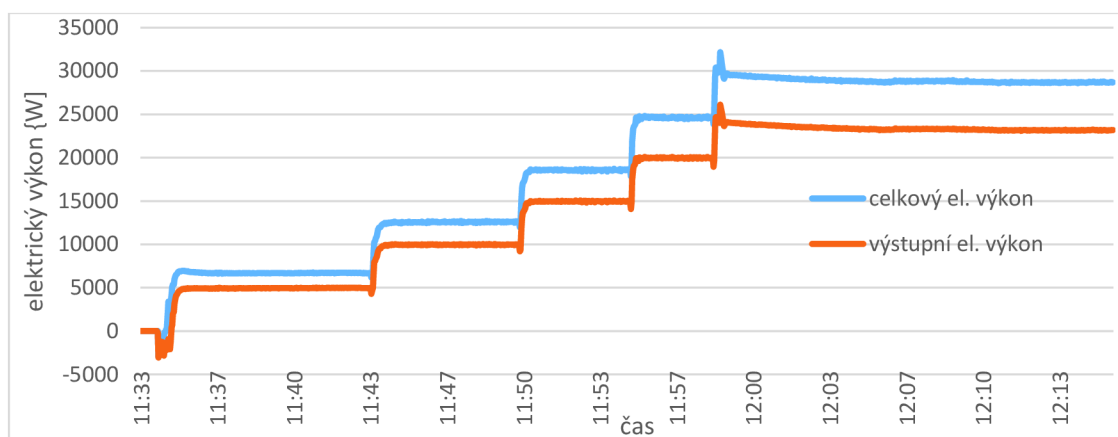
Získaná data byla nejprve roztříděna a časově. Časový úsek byl zvolen od 11:33:41 do 14:33:03, kdy proběhlo hlavní testování. Vzorkovací perioda pro sběr dat v ProfiSignal i v CRM byla nastavena na 2 s. Analyzátor spalin byl nastaven s periodou 1 s, avšak toto nastavení nebylo zvoleno dobře, protože přístroj nedokázal spolehlivě zaznamenávat hodnoty každou sekundu, ale stávalo se, že někdy uložil data až po 2 s nebo dokonce 3 s.

Graf 6.1 srovnává naměřené hodnoty výstupního elektrického výkonu z turbíny při postupném najíždění na maximální výkon, přičemž je patrné posunutí jednotlivých křivek. To bylo způsobeno rozdílným systémovým časem v PC a turbíně. ProfiSignal totiž zaznamenával čas nastavený v operačním systému PC, kdežto CRM vycházel z interních časových údajů mikroturbíny. Odhadem z grafu se jedná o 3 – 4 minuty. Samotné výkony však mají podobný průběh a u obou nastalo ustálení při maximální výkonu zhruba 22 920 W_e.



Graf 6.1 Výstupní elektrický výkon z turbíny před synchronizací času

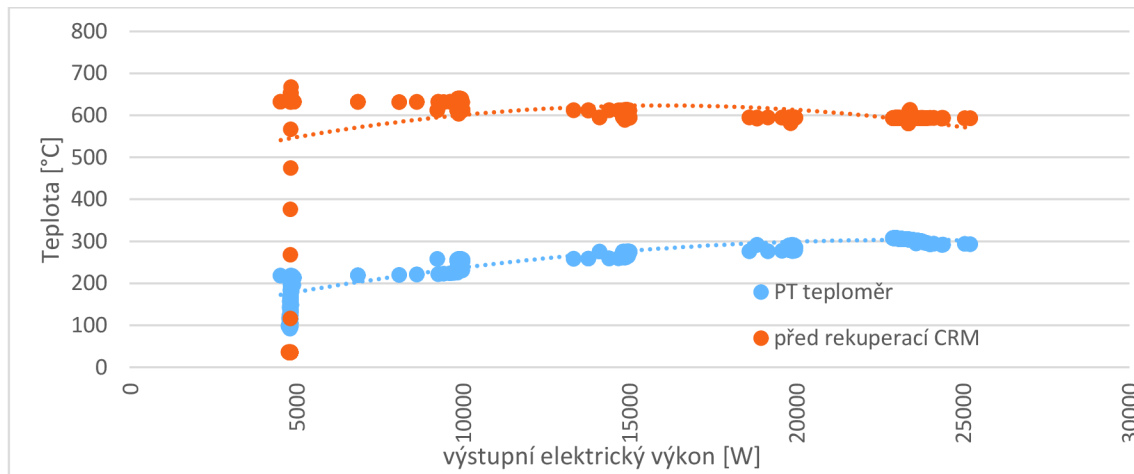
Turbína spotřebovává také určité množství elektrické energie na vlastní potřebu (elektronika, plynový kompresor), což je patrné z grafu 6.2. Je zde patrný rozdíl mezi celkovým elektrickým výkonem vycházejícím přímo z generátoru a výkonem vystupujícím z turbíny do sítě.



Graf 6.2 Rozdíl celkového elektrického výkonu a výstupního z mikroturbíny do sítě

V příloze 2 je znázorněna rychlost otáček hřídele při různých výkonech. Je z ní patrné, že i při malých výkonech jsou otáčky vysoké a při maximálním výkonu dokonce přesahují katalogovou hodnotu 96 000 ot/min o zhruba 250 ot/min. Hodnoty výkonu a otáček jsou brány z CRM. Při další analýze budou použity hodnoty výkonu z měřicího systému ProfiMessage, protože jsou měřeny profesionálním analyzátozem elektrické sítě Schrack NA96, který je umístěn v elektrickém rozvaděči a monitoruje elektrický výkon reálně dodávaný do sítě.

Mikroturbína je vybavena rekuperátorem, který předeřhřívá spalovací vzduch spalinami vycházejícími přímo ze spalovací komory a tím zvyšuje její účinnost. Proto mají spaliny vycházející z turbíny nižší teplotu, jak ukazuje graf 6.3. Při maximálním výkonu je teplota výstupních spalin po ustálení přibližně 305 °C. Jedná se tedy o vyšší hodnotu, než uvádí výrobce (276 °C).



Graf 6.3 Porovnání teplot spalin před a po rekuperaci

Z naměřených dat týkajících se složení spalin byly vytvořeny průměrné hodnoty koncentrací O₂ a CO₂ v desetiminutových intervalech. Ty zahrnovaly náběh na maximální výkon a poté pokles až do odstavení turbíny viz příloha č. 3. Koncentrace kyslíku se v průběhu měření pohybovala kolem 18 %, což odpovídá hodnotě součinitele přebytku vzduchu cca 7,2. Přibližné složení vlhkých spalin (VS) a suchých spalin (SS) je uvedeno v tab. 6.3.

| složka | složení VS (% obj.) | složení SS (% obj.) |
|--------|------------------------|------------------------|
| N2 | 75,962 | 79,237 |
| O2 | 17,514 | 18,268 |
| Ar | 0,914 | 0,954 |
| CO2 | 1,477 | 1,541 |
| H2O | 4,133 | 0,000 |

Tab. 6.3 Složení spalín

V daných intervalech byla měřena také spotřeba zemního plynu. Tu bylo nutné přepočítat na normální podmínky (0 °C a 101325 Pa) podle stavové rovnice

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (1)$$

kde:

- P_1 tlak za normálních podmínek, [Pa]
- V_1 objem za normálních podmínek, [m³]
- T_1 teplota za normálních podmínek, [K]
- P_2 tlak v době měření viz příloha č. 4, [Pa]
- V_2 objem v době měření viz příloha č. 4, [m³]
- T_2 teplota v době měření viz příloha č. 4, [K]

Vlhkost spalín se bohužel nepodařilo změřit, protože analyzátor Infralit ji neměří přímo. Zjistit vlhkost se nepodařilo ani nepřímou metodou, kdy by se zvažila zkondenzovaná voda a dopočítala se vlhkost spalín. Kvůli ochraně proti vlhkosti jsou totiž spaliny před vstupem do analyzátoru Infralit ochlazovány, aby došlo ke kondenzaci a voda se zachytávala do nádoby. Množství zkondenzované vody bylo bohužel příliš malé.

K určení účinnosti, spotřeby paliva, teploty a průtoku spalín při různých žádaných výkonech byl vybrán vhodný interval při ustáleném provozu na určité výkonové úrovni (5, 10, 15, 20 a 30 kW). Na zvolených intervalech byl určen průměrný výkon, teplota spalín, spotřeba paliva, doba trvání intervalu a tlaková diference v spalínovodu na prandtlově trubici. Zjištěná data byla zanesena do tabulky (viz příloha č. 5) a průměrná spotřeba paliva byla opět přepočítána na normální podmínky podle rovnice (1). Hustota spalín pro každou teplotu byla zjištěna z výukových podkladů, výhřevnost zemního plynu na začátku srpna 2014 byla 36400 kJ/Nm³ [18] a průměr spalínovodu je 0,3 m. Následoval výpočet rychlosti proudění spalín

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

kde:

- v rychlost proudění spalín, [m/s]
- Δp diferenční tlak na prandtlově trubici, [Pa]
- ρ hustota spalín, [kg/m³]

Přepoččet na objemový průtok spalín

$$Q = S \cdot v \quad (3)$$

kde:

Q objemový průtok spalín, [m³/s]
 S plocha průřezu spalínovodu, [m²]
 v rychlost proudění spalín, [m/s]

Přepoččet na hmotnostní průtok spalín

$$m_s = \rho \cdot Q \quad (4)$$

kde:

m_s hmotnostní průtok spalín, [kg/s]
 ρ hustota spalín, [kg/m³]
 Q objemový průtok spalín, [m³/s]

Příkon mikroturbíny je vypočítán podle vztahu

$$P_p = \frac{V_p \cdot H_i^0}{t} \quad (5)$$

kde:

P_p příkon mikroturbíny, [W]
 V_p objem spotřebovaného plynu za normálních podmínek, [m³]
 H_i^0 výhřevnost zemního plynu, [J/m³]
 t čas, [s]

Elektrická účinnost pak podle rovnice

$$\eta = \frac{P}{P_p} \cdot 100 \quad (6)$$

kde:

η účinnost, [%]
 P elektrický výkon, [W]
 P_p příkon mikroturbíny, [W]

| | | |
|---|------------|--------|
| výkon (W) | teoretický | 30000 |
| | reálný | 22919 |
| | katalogový | 26300 |
| teplota (°C) | platinový | 307,60 |
| | prandtlova | 301,96 |
| | katalogová | 276,11 |
| spotřeba plynu (m3) | | 3,80 |
| spotřeba plynu za N.P. (Nm3) | | 3,56 |
| délka intervalu (s) | | 1100 |
| diferenční tlak (Pa) | | 13,77 |
| hustota spalin (kg/m3) | | 0,584 |
| rychlost proudění spalin (m/s) | | 6,866 |
| objemový průtok spalin (m3/s) | | 0,485 |
| hmotnostní průtok spalin (kg/s) | | 0,283 |
| hmotnostní průtok spalin katalog (kg/s) | | 0,000 |
| příkon (W) | | 117745 |
| účinnost (%) | | 19,46 |
| účinnost (%) katalogová | | 26 |

Tab. 6.4 Výsledné parametry spalin mikroturbíny při ustáleném maximálním výkonu

Na základě hodnot shrnutých v tab. 6.4 lze určit elektrickou účinnost, která je nejvyšší při plném výkonu, a to 19-20 %. V příloze č. 5 jsou zaznamenány měřené a vypočítané hodnoty i pro ostatní výkony. Při srovnání účinností s katalogovými hodnotami viz příloha č. 6 se liší zhruba o 5 %, což je zřejmě zapříčiněno hlavně tím, že katalogová hodnota zohledňuje veškerý elektrický výkon generátoru, přičemž v našem případě byla účinnost počítána z výstupního výkonu turbíny do sítě, který je snížen o spotřebu plynového kompresoru.

Hmotnostní průtok spalin ukazuje graf v příloze č. 6. Nejvyššího průtoku 0,28 kg/s bylo dosaženo při plném výkonu mikroturbíny. Při srovnání s katalogovou hodnotou je patrné, že hodnota je nižší o cca 0,02 kg/s, což je nepatrný rozdíl, který je zřejmě způsoben odlišnými hustotami spalin použitých při výpočtu.

Příloha č. 6 dále osahuje grafy porovnávající naměřené hodnoty teplot spalin a výkonů s hodnotami uvedenými v katalogu.

Teoretický tepelný výkon spalin byl stanoven podle rovnice tepelné bilance

$$Q = m \cdot \overline{c_p} \cdot \Delta T \tag{7}$$

kde:

Q teoretický tepelný výkon, [W]

m hmotnostní průtok spalin, [kg/s]

$\overline{c_p}$ střední měrná kapacita spalin, [J·kg⁻¹·K⁻¹]

ΔT rozdíl počáteční teploty 305 °C a konečné teploty spalin po předání tepla, [°C]

| | | | | | | | | | |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| konečná teplota (°C) | 0 | 15 | 31 | 35 | 50 | 70 | 90 | 110 | 140 |
| výkon (W) | 89547 | 85253 | 80660 | 79510 | 75191 | 69417 | 63623 | 57808 | 49050 |

Tab. 6.5 Teoretický tepelný výkon ve spalinách

Pro návrh výměníku je také důležitá hodnota rosného bodu, která se pohybuje kolem 31 °C. Jejím stanovení je věnována kapitola 6.3. V příloze č. 9 je počáteční bilance tepelných výměníků provedena v programu ChemCad.

6.3 Rosný bod

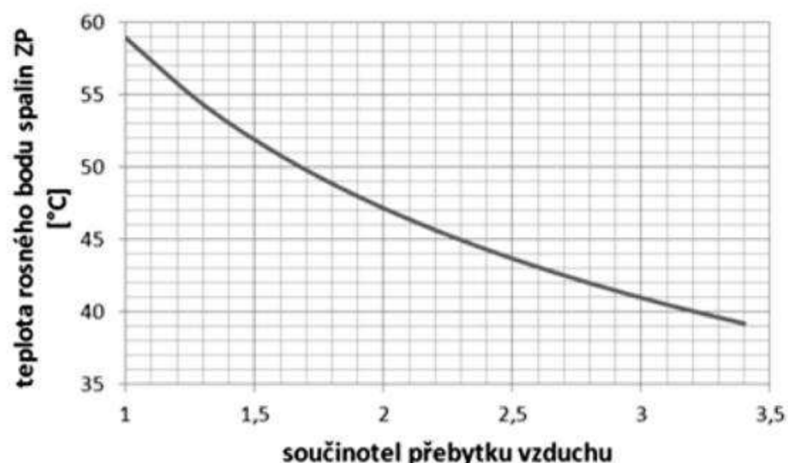
Rosný bod a teplota rosného bodu spalin je teplota, při které vodní pára obsažená ve spalinách mění své skupenství z plynného na kapalné. Tato změna se nazývá kondenzace a nastává, když proud spalin má teplotu nižší než rosný bod nebo rovnu rosnému bodu. Vzniklý kondenzát pohlcuje CO_2 a SO_2 ze spalin a vytváří s nimi kyseliny H_2CO_3 , H_2SO_3 a H_2SO_4 , které spolu s pohlceným kyslíkem způsobují korozi spalinovodů a komínů. Teplota rosného bodu je tedy ovlivňována množstvím CO_2 , N_2 , O_2 , SO_2 , NO_x a především vodní páry ve spalinách. Zvýšená množství způsobují snížení teploty rosného bodu, což je nežádoucí např. u kondenzačních kotlů, avšak u plynových mikroturbín, kde je velký přebytek vzduchu ve spalinách, je nižší teplota rosného bodu vítána, protože umožňuje zvětšit teplotní spád a tedy i maximální výkon u tepelného výměníku pro ohřev vody. [19] [20]

Naměřená hodnota rosného bodu při experimentu na mikroturbíně C30 byla $31,9\text{ }^\circ\text{C}$ (za podmínek okolního vzduchu $22\text{ }^\circ\text{C}$, 60 % rel. vlhkost, 101 325 Pa) se zdá být reálná, protože podobnou hodnotu $30\text{ }^\circ\text{C}$ naměřili i v roce 2005 na turbíně Capstone C30 aplikovanou v Minto Suite Hotel v Kanadě ve městě Otava, kde sloužila turbína k výrobě elektrické energie a ohřevu vody. Nicméně se obávají, že při vstupu studené vody do výměníku a výstupu chladných spalin z výměníku může vést k dosažení rosného bodu a následné korozi. Řešením bylo zavedení trojcestného ventilu pro předehřev vstupní vody až na $40\text{ }^\circ\text{C}$, což se podepsalo na snížení tepelné účinnosti. [21]

Dle zdroje [22] byla stanovena teplota rosného bodu při ISO podmínkách okolního vzduchu ($15\text{ }^\circ\text{C}$, 60 % rel. vlhkost, 101 325 Pa) jen $27,1\text{ }^\circ\text{C}$ a byla uvažována, také z obav vzniku koroze, vstupní teplota vody do výměníku $35\text{ }^\circ\text{C}$.

Výše uvedené hodnoty dokládá i graf 6.4, v němž je znázorněna teplota rosného bodu v závislosti na přebytku vzduchu. Jelikož byl naměřen vysoký obsah kyslíku ve spalinách z mikroturbíny, přebytek vzduchu byl kolem 7, tak rosný bod odpovídá hodnotě zhruba $31\text{ }^\circ\text{C}$. Při dokonalém spalování zemního plynu tj. s přebytkem vzduchu 1 je teplota rosného bodu spalin cca $57\text{ }^\circ\text{C}$. [23]

Vzhledem k uvedeným faktům by zřejmě bylo vhodné vstupní vodu do výměníku předehřívát, aby nedocházelo ke kondenzaci na stěnách výměníku a spalinovodu. V našem případě však počítáme s kondenzací, protože teplota vstupní vody bude $15\text{ }^\circ\text{C}$, ale i přes to bude instalován trojcestný ventil k možnému předehřevu.



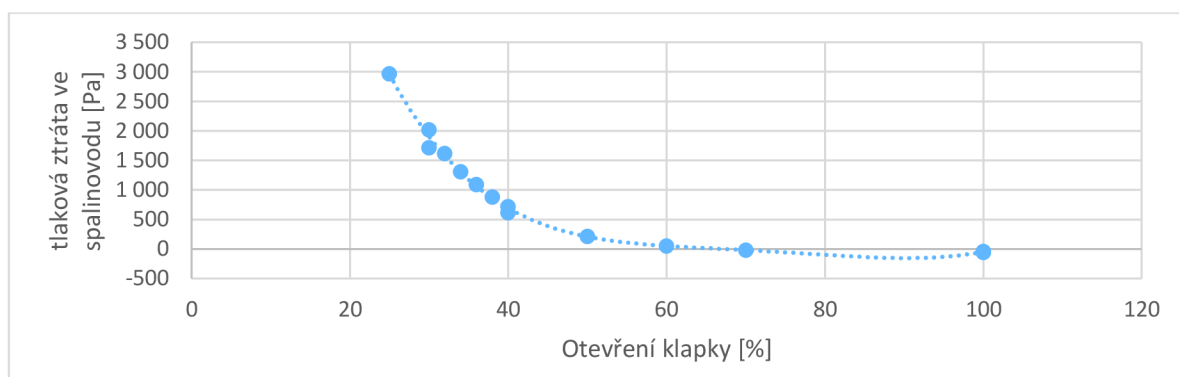
Graf 6.4 Závislost teploty rosného bodu na přebytku vzduchu [23]

6.4 Tlakové ztráty

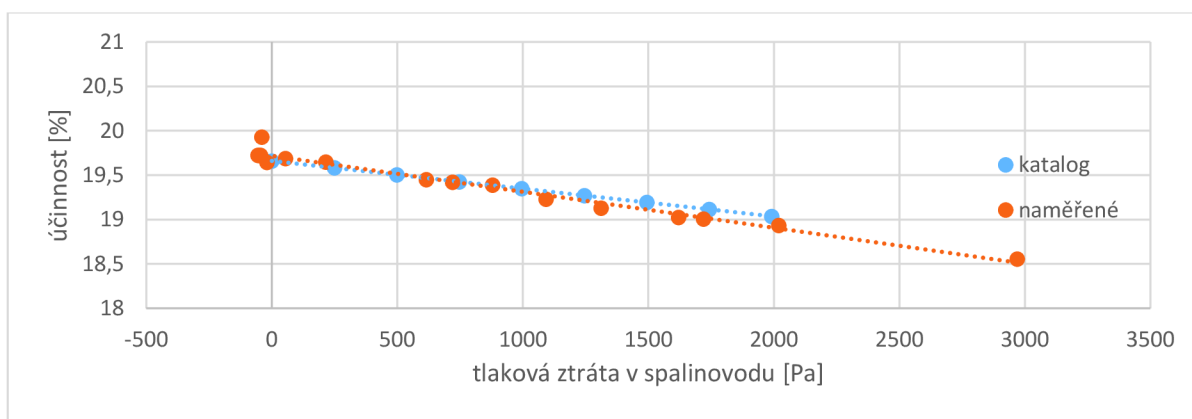
Tlakové ztráty jsou velmi důležitým faktorem, který je potřeba brát v potaz při navrhování systému využití tepla, protože ovlivňují spoustu věcí. Jedná se o návrhové parametry výměníků, parametry zařízení, které bude potřeba dokoupit a také o samotnou účinnost plynové turbíny a tím i celého systému. U vzduchu a vody budou také rozebrány potřebné hmotnostní průtoky.

6.4.1 Spaliny

K určení tlakových ztrát na straně spalin bylo dne 6. 8. 2014 provedeno měření ve spolupráci s panem Čechmanem (studentem bakalářského stupně studia), kdy do spalinovodu byla nainstalována klapka se servopohonem. Turbína byla nastavena na maximální výkon a při ustáleném stavu se přivíráním klapky testoval vliv narůstající tlakové ztráty v spalinovodu na celkovou účinnost a výkon turbíny. Poté byla data vyhodnocena, porovnána s katalogovými a určila se maximální povolená tlaková ztráta na straně spalin. Výsledky jsou zaznamenány v grafech 6.5 a 6.6.



Graf 6.5 Tlaková ztráta při zavírání klapky (100% otevřená 0% zavřená)



Graf 6.6 Vliv tlakové ztráty na elektrickou účinnost

Po zvážení výsledků bylo rozhodnuto, že účinnost nesmí klesnout pod 19 %, což odpovídá tlakové ztrátě 1700 Pa. Podle katalogových hodnot odpovídá účinnosti 19 % protitlak 2000 Pa, což je také výrobcem udávána maximální hodnota tlakové ztráty ve spalinovodu. Nicméně pro návrh výměníku bude využita bezpečnější hodnota tlakové ztráty 1500 Pa, která zahrnuje patřičnou rezervu s ohledem na vlastní provoz aparátu i na přesnost vlastních výpočtů a měření. Záporné hodnoty tlakové ztráty viditelné v obou grafech jsou způsobeny zvýšenou délkou spalinovou. Dochází v něm k přirozenému tahu, který vytváří mírný podtlak a napomáhá odtahu spalin. Naměřená hodnota přirozeného tahu je přibližně -45 Pa.

6.4.2 Vzduch

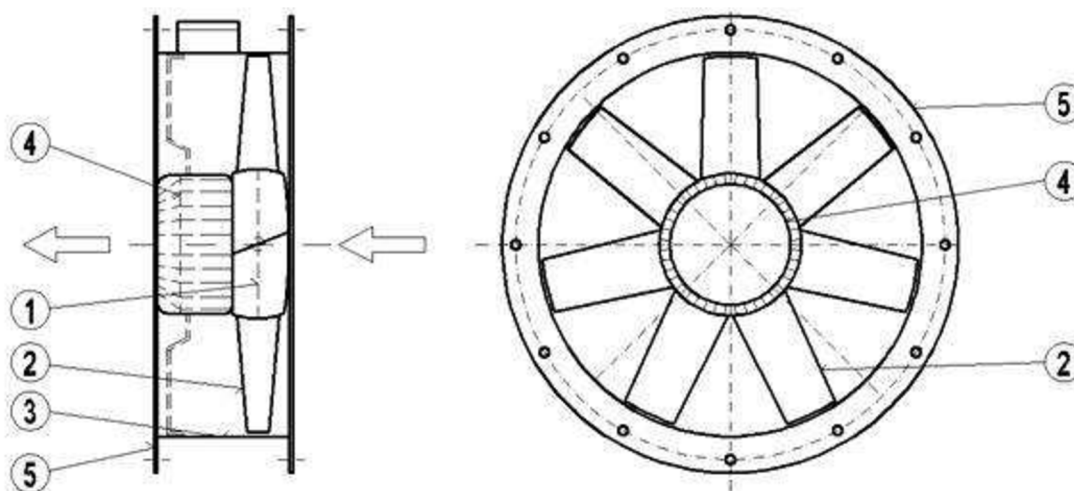
Dovolená tlaková ztráta na straně vzduchu, který má být předehříván spalinami, je přímo závislá na výkonu a typu zařízení, jež bude zakoupeno k vhánění vzduchu do procesu. Proto je důležité vybrat nejvhodnější typ zařízení jak z hlediska parametrů tak i ceny. První variantou je ventilátor.

Ventilátory se dělí podle [24]:

- Celkového dopravního tlaku
 - 1) Nízkotlaké – do 1 kPa
 - 2) Středotlaké – 1 kPa až 3 kPa
 - 3) Vysokotlaké – nad 3 kPa
- Pohonu
 - 1) Na přímo
 - 2) Na spojku
 - 3) Na řemen
- Směru průtoku vzduchu
 - 1) Axiální ventilátory
 - 2) Radiální ventilátory
 - 3) Diagonální ventilátory
 - 4) Diametrální ventilátory

Kapitola se dále zabývá axiálními a radiálními ventilátory, neboť se jedná o nejrozšířenější typy na trhu.

Axiální ventilátory se používají spíše k vyšším průtokům při menších nárocích na dopravní tlak, čehož je využíváno především v oblasti vzduchotechniky při větrání nebo odvodu spalin. Ventilátor je znázorněn na obr. 6.2, kde (1) je rotor a (2) oběžné lopatky. Dalšími komponenty jsou (3) plášť, (4) elektromotor a (5) příruba. U velkých ventilátorů bývá obvyklou součástí i difuzor. Princip axiálních ventilátorů je založen na proudění vzduchu ve směru osy otáčení oběžného kola.

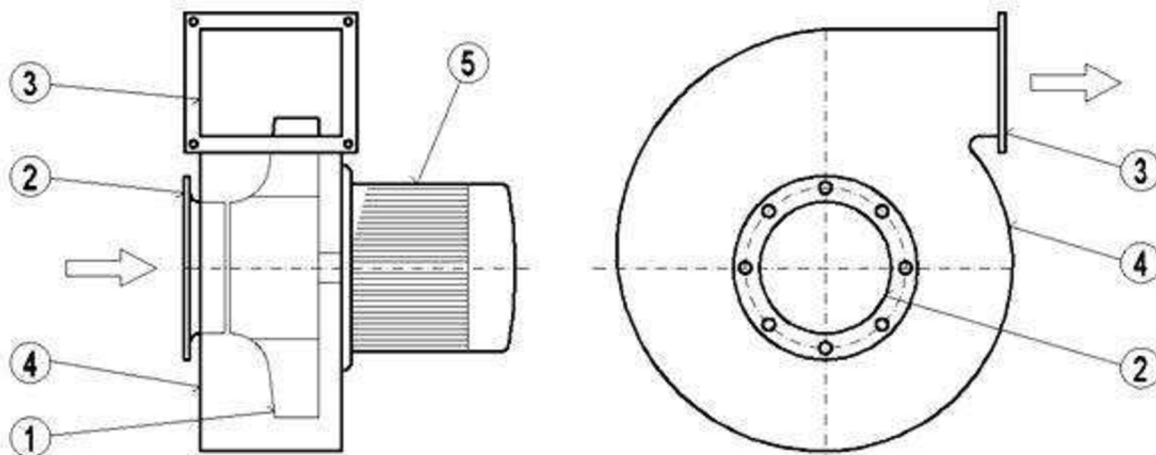


Obr. 6.2 Schéma axiálního ventilátoru [24]

Dále je možné axiální ventilátory dělit na přetlakové a rovnotlaké. Přetlakové mají za oběžným kolem vyšší statický tlak než před kolem a celková účinnost dosahuje 85 %.

Rovnotlaké mají před i za oběžným kolem statický tlak poměrně stejný a dosahují účinnosti cca 80 %.

K hojně využívaným ventilátorům patří také radiální, kde vzduch je rotujícími lopatkami nasáván do spirální skříně axiálně a poté vytlačován ve směru kolmém na osu rotace (radiálně). Schéma je znázorněno na obr. 6.3, přičemž (1) je oběžné kolo, (2) sací hrdlo, (3) výtlačné hrdlo, (4) spirální skříň, která má za úkol přeměnu kinetické energie na tlakovou a v neposlední řadě také (5) elektromotor.



Obr. 6.3 Schéma radiálního ventilátoru [24]

Podle tvaru lopatek se radiální ventilátory dělí na 3 skupiny:

- S dopředu zahnutými
- S dozadu zahnutými
- S radiálně zakončenými lopatkami

Nejpoužívanějšími jsou nízkotlaké s dopředu zahnutými lopatkami, neboť oběžné kolo s konstantní šířkou je konstrukčně jednoduché, i když se na něm nachází velký počet lopatek (cca 45). Účinnost tohoto typu dosahuje hodnot 55 – 65 %.

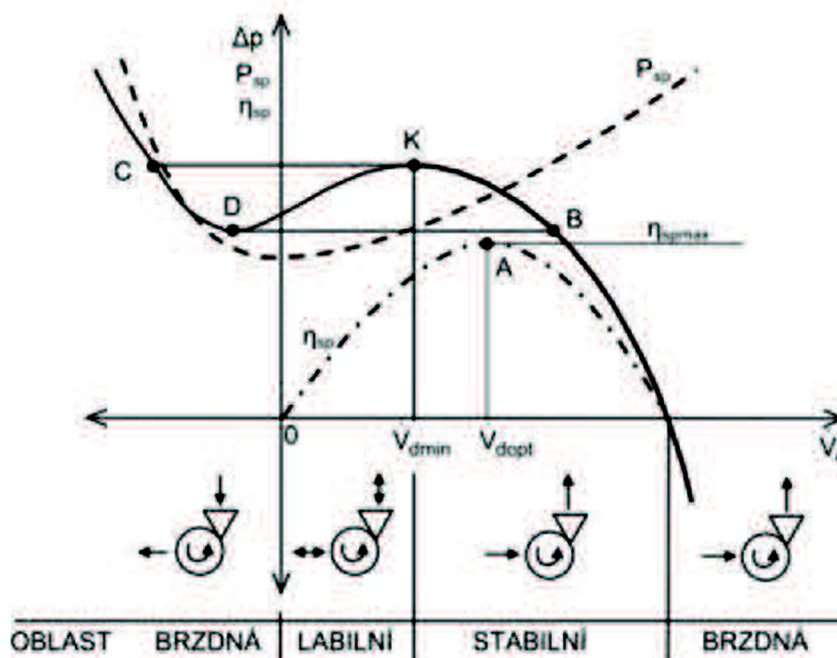
Nejúčinnější jsou ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami, jejichž celková účinnost se nachází v rozmezí 80 - 85 %. Vyrábí se jako středotlaké a vysokotlaké, proto jsou vhodné zejména tam, kde je žádán velký celkový dopravní tlak. Obvykle mívají 6 – 15 lopatek a jsou poměrně finančně nákladné.

Ventilátory s radiálně zakončenými lopatkami tvoří přechod mezi 1. a 2. skupinou, proto je počet lopatek, účinnost i cena někde mezi. [24] [25]

Základní veličiny charakterizující ventilátory jsou:

- 1) *Objemový průtok* [m^3/s] = množství vzduchu, které je schopen ventilátor dopravit
- 2) *Celkový dopravní tlak* [Pa] = ventilátor musí zajišťovat průtok vzduchu sítí, což je vlastnost daná celkovým dopravním tlakem ventilátoru. Pro překonání tlakové ztráty potrubního systému a vřazených elementů např. výměníků slouží statická složka tlaku. U vysokotlakých ventilátorů je potřeba ještě počítat i stlačitelnost vzduchu, která je většinou u nízkotlakých a středotlakých zanedbávána.
- 3) *Příkon* [W] = součin průtoku a celkového dopravního tlaku

Ze závislosti veličin vznikají charakteristické křivky, které popisují chování a vlastnosti ventilátoru. Příklad obecné charakteristiky je na obr. 6.4 a popisuje 4 stavy, které mohou na ventilátoru nastat. Osa x znázorňuje objemový průtok a osa y dopravní tlak. Protože se obvykle zakreslují charakteristiky pro konstantní otáčky, tak každý bod křivky zobrazuje možný pracovní bod pro ty dané otáčky. O konkrétním pracovním bodě již nerozhoduje ventilátor, nýbrž systém, s nímž je ventilátor spjatý.



Obr. 6.4 Obecná charakteristika ventilátoru [26]

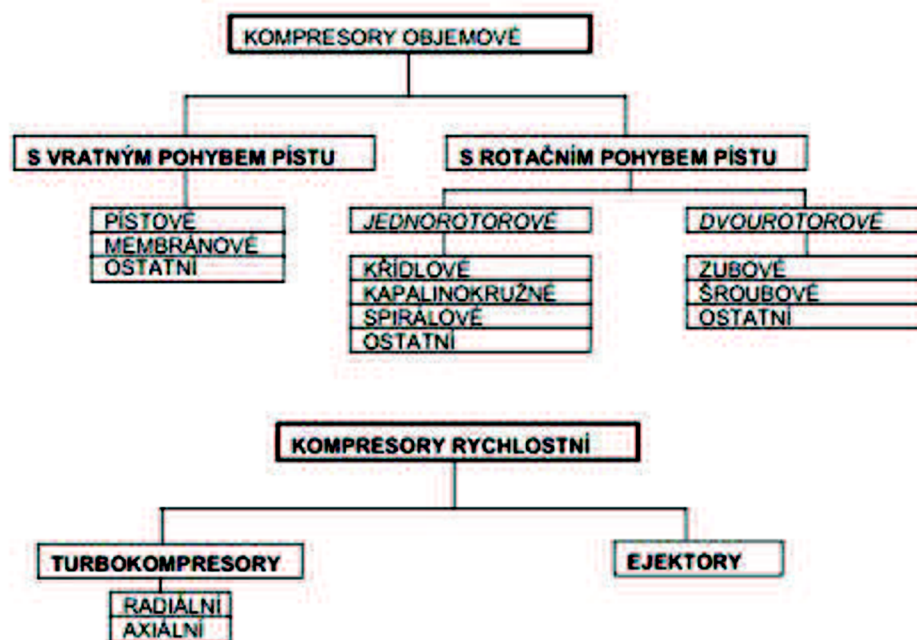
V prvním kvadrantu je stav ventilátoru rozdělen bodem K na stabilní a labilní oblast. Do bodu K, kde se nachází stabilní charakteristika, vykonává ventilátor svou funkci, kdy je schopen reagovat na měnící se odběr plynné látky. Avšak pokud se ventilátor dostane do labilní části, tak již dochází k nestabilnímu provozu. Po dosažení kritického bodu K se ventilátor skokem dostane do bodu C a začne jím proudit zpětný proud. Dochází k poklesu tlaku v soustavě až do bodu D, kdy se zase skokem ventilátor dostane do stabilního stavu v bodě B. Zmíněný proces se ale opakuje s vysokou frekvencí v závislosti na vlastnostech soustavy, což může vést k zvýšené hlučnosti a v neposlední řadě také k nerovnoměrnému zatížení a následnému mechanickému poškození, což je vysoce nežádoucí.

Snahou je tedy dosažení stabilní oblasti v bodě, kde má ventilátor nejvyšší účinnost. Tento bod je na tlakové charakteristice, který odpovídá vrcholu křivky účinnosti. Na obrázku č. 6.4 má nejvyšší účinnost ventilátor ve stavu znázorňující bod A. [26] [27]

Jako další alternativou dopravování vzduchu do procesu a následně do sušičky se jeví kompresor. Kompresor je zařízení určené k opětovnému stlačování plynů, přičemž je nutno vynakládat energii z vnějšího zdroje např. spalovací motor, elektromotor. Kompresory se dělí na několik druhů a vybírají se na základě požadavků průtoku vzduchu a jeho pracovního tlaku. Podle způsobu stlačování se dělí na objemové a rychlostní, které se dále dělí v obr. 6.5.

Objemové kompresory využívají principu stlačení vzduchu pomocí jeho nasátí do prostoru, který je pak uzavřen a zmenšován. Tímto způsobem pracují např. pístové kompresory.

Rychlostní kompresory jsou založeny na rychlostním principu, při němž je nasávaný vzduch urychlován a v difuzoru je jeho kinetická energie transformována na energii tlakovou. Příkladem těchto kompresorů jsou turbokompresory. [27]



Obr. 6.5 Rozdělení kompresorů [27]

Výhodou kompresorů oproti ventilátorům je především jejich schopnost vyvíjet vysoké tlaky média v řádech barů, což je velkou výhodou při navrhování tepelného výměníku, neboť umožňuje jeho podstatné zmenšení a ušetření finančních prostředků na materiálu. Nicméně vysoké tlaky jsou až zbytečně moc velké a navíc po průzkumu trhu objemových kompresorů (především pístových a šroubových) byla zjištěna řada vlastností, které jsou velmi nežádoucí a vylučují kompresory jako vhodné zařízení pro vhánění vzduchu do systému. Všechny problémy souvisely hlavně s průtokem vzduchu, protože většina dostupných kompresorů na trhu se ani zdaleka nepřibližovala požadovanému průtoku 1200 m³/hod. S rostoucím výkonem z hlediska průtoku se zvyšovaly i ostatní parametry jako váha, příkon, velikost a v neposlední řadě i cena. Kompresory, které se blížily nebo dokonce dosahovaly potřebného průtoku, tak byly obrovské, vážily v řádech tun, příkon měly v desítkách až stovkách kW a tomu všemu také odpovídala vysoká cena. Zmíněné parametry byly zhodnoceny na základě technických a cenových specifikací udávaných na webových stránkách výrobců a distributorů kompresorů.

Cílem je zajistit lehké a kompaktní zařízení za přijatelnou cenu, které bude schopno obstarat požadovaný průtok vzduchu s dostatečným tlakem a možností zavěšení na nosnou konstrukci v laboratoři energeticky náročných procesů. Proto se jako nejvhodnější řešení zdá být radiální ventilátor, který v rámci možností splňuje požadavky nejlépe.

POPIS ZVOLENÉHO VENTILÁTORU

Po důkladném průzkumu trhu a následné konzultaci přímo s dodavatelskou firmou ELEKTRODESIGN ventilátory s.r.o. byl vybrán radiální ventilátor CBTR/2-400, který vyhovuje naší aplikaci do systému viz obr. 6.6.

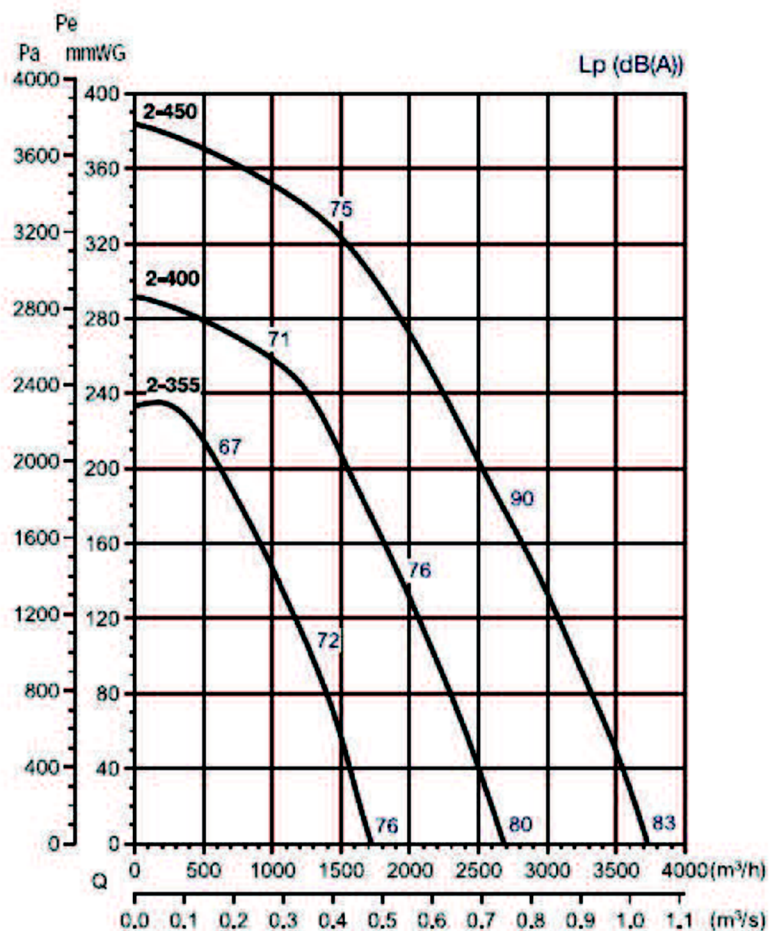


Obr. 6.6 Radiální ventilátor CBTR/2-400 [28]

Ventilátor dokáže se značnou rezervou pokrýt potřebný průtok vzduchu, který je nutné přivádět do sušiče Primus T24 G. Průtok přes sušič je v současném uspořádání zajištěn vlastním axiálním ventilátorem malého výkonu. Jeho průtok vzduchu byl naměřen na výstupu ze sušiče $885 \text{ m}^3/\text{hod}$ při $70 \text{ }^\circ\text{C}$. Po přepočtu na podmínky v laboratoři ($22 \text{ }^\circ\text{C}$ a 98 kPa) podle stavové rovnice (1) byla hodnota objemového průtoku $761 \text{ m}^3/\text{hod}$ a hodnota hmotnostního průtoku pak $0,24 \text{ kg/s}$. Průtok $761 \text{ m}^3/\text{hod}$ bude nejčastěji používaný, protože bude využíván pro standartní provoz prádelny, nicméně ventilátor splňuje i požadavek na průtok vzduchu $1200 \text{ m}^3/\text{hod}$ respektive $0,385 \text{ kg/s}$. Vyšší průtok vzduchu bude sloužit jako rezerva k výzkumným účelům. Bude např. možné testovat vliv vyššího průtoku vzduchu na sušení v sušiči T24 G nebo pro možné připojení výkonnějšího a většího sušiče.

Průtok vzduchu bude regulován změnou otáček motoru pomocí frekvenčního měniče, který lze podle dodavatele bezpečně připojit. Důležité ovšem je, aby frekvence 50 Hz motoru byla regulována v rozmezí $20 - 50 \text{ Hz}$, protože motor se potřebuje chladit a nižší frekvence by způsobovala přehřívání motoru, což je nežádoucí. Co se týče závislosti frekvence a průtoku, tak se jedná o lineární závislost, kdy při 50 Hz ventilátor dosahuje maximálního průtoku a při klesání frekvence klesá i průtok.

Důležitým údajem je statický tlak ventilátoru, který dokáže vyvinout. Ovlivňuje totiž jednak průtok vzduchu, což znázorňuje charakteristická křivka ventilátoru na obr. 6.7, ale především nám udává maximální povolenou tlakovou ztrátu na straně vzduchu tepelného výměníku spaliny/vzduch pro ohřev sušícího vzduchu. Jedná se v podstatě spolu s cenou o nejdůležitější parametr, protože není problém najít ventilátor s dostatečným průtokem, ale s vyšším statickým tlakem v rozumné cenové relaci a s vhodným průtokem. Vzhledem k reálnému návrhu výměníku byla hodnota tlakové ztráty zvolena 1500 Pa . Navíc je potřeba nahradit také statickou složku tlaku ventilátoru v samotné sušičce, která činí 260 Pa . Nicméně ventilátor CBTR/2-400 nám (viz charakteristika na obr. 6.7) dovoluje tlakovou ztrátu výměníku na straně hnaného vzduchu až 2200 Pa .



Obr. 6.7 Charakteristika ventilátoru CBTR/2-400 [28]

Další nezbytnou podmínkou bylo, aby ventilátor zvládal časté vypínání a zapínání. V prádelenském procesu se počítá s 32 cykly za den, v nichž je zahrnut dvousměnný provoz, což představuje celkem 16 hod/den. Každý cyklus představuje 20 min sušení, kdy je ventilátor v provozu a 10 min potřebných na výměnu prádla v sušiči. Tuto podmínku ventilátor splňuje i přes to, že je navinutý v třídě S1, která je pro nepřetržitý provoz, nicméně po konzultaci s dodavatelem je pro naši aplikaci ventilátor vhodný, neboť by se měl během výměny prádla při pokojové teplotě dostatečně ochladit.

Ventilátor nezpůsobuje vibrace a se svojí vahou 54 kg jej lze umístit na nosnou konstrukci v LENP.

Příkon ventilátoru je 2,2 kW, napětí 230/400 V, proud 4,4 A, stupeň krytí IP 55 a akustický tlak je 76 dB(A), při naší aplikaci je podle charakteristiky 71 dB(A). Cena udávána na stránkách dodavatele je ke dni 7. 4. 2015 s daní 43 638 Kč. Konstrukční rozměry ventilátoru a schéma zapojení jsou uvedeny v příloze č. 7. [28]

6.4.3 Voda

System bude připojen k přípojce vody, v níž je tlak 2,5 – 3 bar a teplota 15 °C, tudíž tlaková ztráta vody má poměrně značnou rezervu a po domluvě byla stanovena na 50 000 Pa.

6.5 Vstupní parametry pro návrh výměníků

Poznatky z předchozích kapitol jsou shrnuty do tabulek s vstupními parametry pro návrh tepelných výměníků viz tab. 6.6, 6.7 a 6.8.

| Spaliny | | |
|-------------------------|-------------------------|------------|
| průtok | 0,485 m ³ /s | |
| | 0,28 kg/s | ±0,03 kg/s |
| teplota vstupní | 305 °C | ±4 °C |
| teplota výstupní | libovolná | |
| dovolené tlakové ztráty | 1500 Pa | |

Tab. 6.6 Vstupní parametry spalin

| Vzduch | | |
|-------------------------|--------------|--------------------------|
| průtok | min | 761,21 m ³ /h |
| | | 0,244 kg/s |
| | max | 1200 m ³ /h |
| | | 0,385 kg/s |
| teplota vstupní | 22 °C | ±1 °C |
| teplota výstupní | 160 - 250 °C | |
| relativní vlhkost | 40 % | ±15 % |
| dovolená tlaková ztráta | 2200 Pa | |

Tab. 6.7 Vstupní parametry vzduchu

| Voda | | |
|------------------|-----------|-------|
| průtok | 0,2 kg/s | |
| teplota vstupní | 15 °C | ±5 °C |
| teplota výstupní | 110 °C | |
| tlaková ztráta | 50 000 Pa | |

Tab. 6.8 Vstupní parametry vody

Návrhy a zvolením nejlepších variant tepelných výměníků se budou zabývat následující kapitoly.

7 NÁVRH KONVENČNÍHO TYPU VÝMĚNÍKU SPALINY/VODA

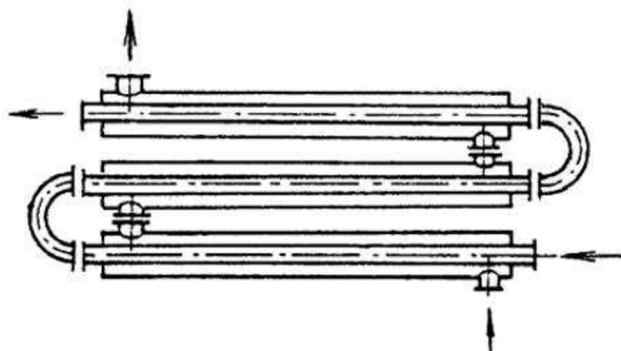
Nejjednodušším a často používaným typem tepelného výměníku k ohřevu vody spalinami je trubka v trubce. V této kapitole je popsán postup kompletního návrhového výpočtu.

7.1 Trubka v trubce

Za výměník tepla typu trubka v trubce se dle norem nejčastěji považuje jakýkoliv trubkový výměník bez přepážkového systému v plášti s maximálním možným počtem osmi použitých trubek v plášti.

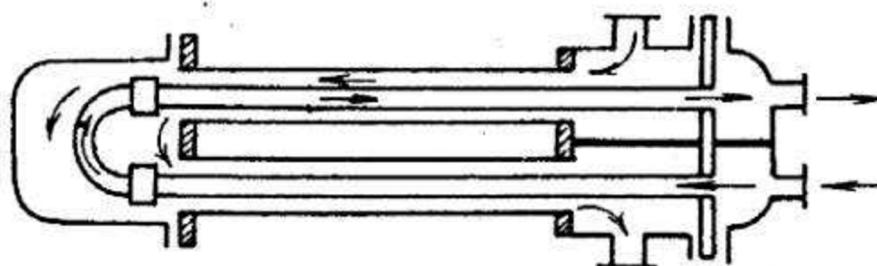
Výměník tepla typu trubka v trubce je z pohledu konstrukce nejjednodušší typ výměníku tepla. Vyrábí se v rozebíratelném nebo nerozebíratelném provedení.

Nerozebíratelné provedení (viz obr. 7.1) ukazuje, že se skutečně jedná o jednoduchou trubku vsazenou do druhé trubky s větším průměrem a jinou konstrukcí. Uvedený výměník je koncipovaný jako modulový tzn., že je vytvořen z jednotlivých základních částí - modulů. Části se pomocí spojovacích dílů spojí do sestav - viz obr 7.1. Nevýhodou tohoto provedení, vhodného především pro aplikace s malými rozdíly středních teplot pracovních látek je, že znemožňuje mechanicky čistit mezitrubkový (tj. plášťový) prostor výměníku [31]. Z tohoto důvodu je vhodný pro čisté pracovní látky.



Obr. 7.1 Nerozebíratelné provedení výměníku typu trubka v trubce [31]

Rozebíratelné provedení (viz obr. 7.2) umožňuje mechanické čištění výměníku a je vhodné i pro aplikace s velkými rozdíly středních teplot pracovních látek, neboť umožňuje kompenzaci rozdílných teplotních dilatací trubky a pláště. Určitou nevýhodou ovšem jsou větší rozměry a tudíž i spotřeba materiálu. [31]



Obr. 7.2 Rozebíratelné provedení výměníku typu trubka v trubce [31]

7.2 Hlavní výpočtové vztahy

Použitý výpočet pro výměník tepla typu trubka v trubce s protiproudým uspořádáním pracovních látek je uveden v příloze č. 8 (výpočet byl proveden v programu MAPLE), nyní jsou představeny hlavní použité výpočtové vztahy.

Dolní indexy: 1 – spaliny, trubkový prostor
2 – voda, mezitrubkový prostor

Výpočet výstupní teploty spalin je proveden z následující rovnice tepelné bilance

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \overline{cp} \cdot \Delta t \quad (8)$$

kde:

\dot{Q} tepelný tok, [W]
 \dot{m} hmotnostní tok, [kg/s]
 \overline{cp} střední měrná tepelná kapacita, [J·kg⁻¹·K⁻¹]
 Δt rozdíl teplot, [°C]

Tepelné toky vyměňované oběma pracovními látkami (1-spaliny, 2-voda) se musí rovnat a lze tedy psát

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (9)$$

Po rozepsání rovnice (9) pomocí rovnice (10) lze obdržet tvar

$$\dot{m}_1 \cdot \overline{cp}_1 \cdot (t_{12} - t_{11}) = \dot{m}_2 \cdot \overline{cp}_2 \cdot (t_{21} - t_{22}) \quad (10)$$

kde:

t_{11} vstupní teplota spalin, [°C]
 t_{12} výstupní teplota spalin, [°C]
 t_{21} vstupní teplota vody, [°C]
 t_{22} výstupní teplota vody, [°C]

Výstupní teplota spalin se (spolu s jejich střední tepelnou kapacitou) při znalosti ostatních parametrů vypočte z rovnice (10) iteračním postupem.

Výpočet logaritmického teplotního spádu pro protiproudé uspořádání ΔT_{ln} [°C] je proveden podle následující rovnice

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (11)$$

kde:

$\Delta t_1 = t_{21} - t_{12}$
 $\Delta t_2 = t_{22} - t_{11}$

Poté byla stanovena potřebná plocha pro výměnu tepla. Nejprve se zvolila výchozí geometrie trubek podle katalogu firmy Arcelor Mittal Ostrava [29] a následoval výpočet rychlostí proudění a Reynoldsových, Prandtlových a Nusseltových čísel pracovních látek.

Rychlost spalin u_1 [m/s] v trubkovém prostoru výměníku se počítá podle následující rovnice

$$u_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot n_t \cdot d_{in}^2} \quad (12)$$

kde:

- \dot{m}_1 hmotnostní tok spalin, [kg/s]
- ρ_1 střední hustota spalin, [kg/m³]
- n_t počet vnitřních trubek, [-]
- d_{in} vnitřní průměr vnitřní trubky, [m]

Rychlost vody u_2 [m/s] v mezitrubkovém prostoru výměníku se počítá podle následující rovnice

$$u_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{4} \cdot (D_{in}^2 - n_t \cdot d_{out}^2)} \quad (13)$$

kde:

- \dot{m}_2 hmotnostní tok vody, [kg/s]
- ρ_2 střední hustota vody, [kg/m³]
- n_t počet vnitřních trubek, [-]
- D_{in} vnitřní průměr plášťové trubky, [m]
- d_{out} vnější průměr vnitřní trubky, [m]

Reynoldsovo číslo v trubkovém prostoru výměníku Re_1 [-] se počítá podle následující rovnice

$$Re_1 = \frac{u_1 \cdot d_{in} \cdot \rho_1}{\eta_1} \quad (14)$$

kde:

- u_1 rychlost spalin v trubkovém prostoru, [m/s]
- d_{in} vnitřní průměr vnitřní trubky = hydraulický průměr, [m]
- ρ_1 střední hustota spalin, [kg/m³]
- η_1 střední dynamická viskozita spalin, [Pa·s]

Reynoldsovo číslo v mezitrubkovém prostoru výměníku Re_2 [-] se počítá podle následující rovnice

$$Re_2 = \frac{u_2 \cdot D_h \cdot \rho_2}{\eta_2} \quad (15)$$

kde:

- u_2 rychlost vody v trubkovém prostoru, [m/s]
- D_h hydraulický průměr mezitrubkového prostoru (určený dle rovnice (16)), [m]
- ρ_2 střední hustota vody, [kg/m³]
- η_2 střední dynamická viskozita vody, [Pa·s]

Hydraulický průměr mezitrubkového prostoru D_h [m] se určí z rovnice

$$D_h = \frac{D_{in}^2 - n_t \cdot (d_{in} + 2 \cdot s_t)^2}{D_{in} + n_t \cdot (d_{in} + 2 \cdot s_t)} \quad (16)$$

kde:

- D_{in} vnitřní průměr plášťové trubky, [m]
- n_t počet vnitřních trubek, [-]
- d_{in} vnitřní průměr vnitřní trubky, [m]
- s_t tloušťka stěny vnitřní trubky, [m]

Prandtlova čísla pracovních látek Pr [-] se určí z následující obecné rovnice

$$Pr = \frac{\eta \cdot cp}{\lambda} \quad (17)$$

kde:

- η dynamická viskozita média, [Pa·s]
- cp měrná tepelná kapacita média, [J·kg⁻¹·K⁻¹]
- λ tepelná vodivost média, [W·m⁻¹·K⁻¹]

Za podmínek turbulentního proudění platí pro výpočet Nusseltových čísel Nu [-] rovnice (18)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (18)$$

Dále je zapotřebí vypočítat součinitel prostupu tepla k [W·m⁻²·K⁻¹], který lze pro trubkové výměníky vypočítat ze vztahu

$$k = \frac{1}{\frac{d_{out}}{d_{in} \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d_{out} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)}{\lambda_{tr}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (19)$$

kde:

- d_{out} vnější průměr vnitřní trubky, [m]
- d_{in} vnitřní průměr vnitřní trubky, [m]
- α součinitel přestupu tepla pracovní látky, [W·m⁻²·K⁻¹]
- λ_{tr} tepelná vodivost materiálu trubek, [W·m⁻¹·K⁻¹]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad (20)$$

kde:

- λ střední tepelná vodivost média, [W·m⁻¹·K⁻¹]
- d_h hydraulický průměr, [m]

Z přenosové rovnice pro protiproudé uspořádání dané následující rovnicí

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad (21a)$$

Ize potom vyjádřit hledanou plochu výměny tepla A [m²]

$$A = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{ln}} \quad (21b)$$

kde:

- Q tepelný výkon výměníku, [W]
- k součinitel prostupu tepla, [W·m⁻²·K⁻¹]
- ΔT_{ln} logaritmický teplotní spád pro protiproudé uspořádání, [°C]

Výpočtem potřebné délky vnitřní trubky podle následující rovnice se zároveň získá i délka celého výměníku Lt [m]

$$Lt = \frac{A}{\pi \cdot d_{out}} \quad (22)$$

Důležitou součástí je hydraulický výpočet tlakových ztrát jak v trubkovém tak i v mezitrubkovém prostoru a musí být menší než dovolené hodnoty.

Při návrhu výměníku je uvažováno, že bude zhotoven z nových trubek o minimální drsnosti. Pro tento případ lze potřebný Darcyho třecí součinitel v turbulentním režimu proudění pracovních látek λ [-] vyjádřit Blasiovým vztahem

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (23)$$

Potom třecí tlakovou ztrátu Δp [Pa] každé z pracovních látek lze spočítat z Darcy-Weisbachovy rovnice

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda \cdot Lt \cdot \rho \cdot u^2}{D_h} \quad (24)$$

kde:

- λ Darcyho třecí součinitel, [-]
- Lt délka výměníku, [m]
- ρ hustota pracovní látky při střední teplotě, [kg/m³]
- u rychlost proudění média, [m/s]
- D_h hydraulický průměr, [m]

Vliv místních odporů (kolena, vstup, výstup), které ovlivňují velikost celkové třecí tlakové ztráty Δp_c [Pa] je zohledněn pomocí jednotlivých součinitelů místních odporů takto

$$\Delta p_c = \Delta p + \frac{1}{2} \cdot (n_o \cdot \xi_o + \xi_{vt} + \xi_{vy}) \cdot u^2 \cdot \rho \quad (25)$$

kde:

- n_o počet oblouků k obratu proudu
- ξ_o součinitel místního odporu pro 180° oblouk = 0,5
- ξ_{vs} součinitel místního odporu pro ostrý vtok = 0,5
- ξ_{vy} součinitel místního odporu pro výtok = 1

7.3 Výsledky

Obdržené výsledky uvedeného tepelně-hydraulického výpočtu vylučují možnost použití výměníku trubka v trubce jako vhodného řešení pro aplikaci do systému, neboť při uvažovaném rozměru 30 mm pro vnější průměr trubky a 260 mm pro vnější průměr plášťové trubky vychází potřebná délka výměníku k přenesení tepelného výkonu 636 m. To je z hlediska množství materiálu, velikosti a především ceny nereálné. Navíc se nepodařilo udržet tlakové ztráty vody pod hranici dovolených 50 kPa, ale vychází 60 kPa. Je proto nezbytné hledat vhodnější tepelně intenzifikované řešení výměníku tepla, čímž se zabývá kapitola 9.

8 NÁVRH KONVENČNÍHO TYPU VÝMĚNÍKU SPALINY/VZDUCH

Výchozí návrh konvenčního tepelného výměníku spaliny/vzduch byl koncipován jako deskový výměník s hladkými deskami a křížovým tokem. Stručný popis jeho výpočtu a obdržených výsledků je obsahem této kapitoly.

8.1 Deskový výměník

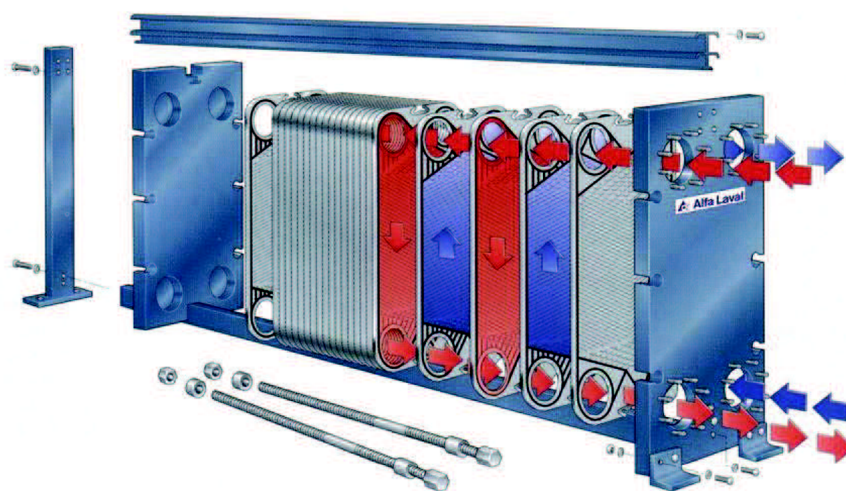
Deskové výměníky tepla se řadí mezi nejrozšířenější typy konvenčních výměníků tepla. Jsou sestaveny z desek, mezi kterými proudí jednotlivá pracovní média, jež mohou být kapalného i plynného skupenství případně může během výměny tepla docházet k jejich kondenzaci nebo odpařování.

Dělí se podle typu použitých desek na výměníky s profilovanými deskami viz obr. 8.1 a výměníky s hladkými deskami viz obr. 8.2.

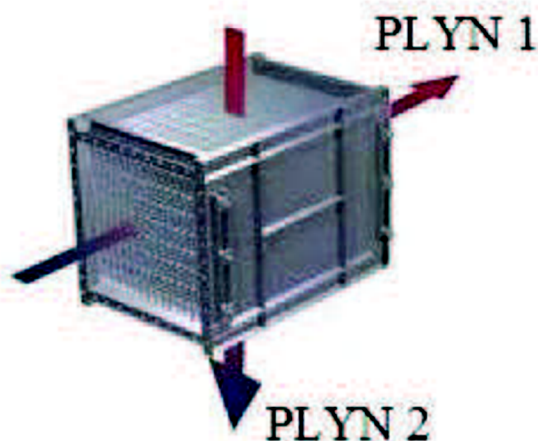
K hlavním výhodám deskových výměníků patří menší rozměry než trubkových výměníků (3 – 5 krát), nižší hmotnost při zachování potřebných výkonových veličin, vysoká turbulence pracovních látek, malá prostorová náročnost apod. Naopak k hlavním nevýhodám patří omezení z hlediska provozních tlaků a teplot.

Výměníky s profilovanými deskami se zpravidla používají do teploty 250 °C a tlaku 1,6 MPa u skládaného typu a u svařovaných případně pájených do 400 °C a 2,5 MPa. S hladkými deskami jsou používány pro teploty do 600 °C a tlaků 0,4 MPa. [30]

Pro řešený případ spaliny-vzduch byl zvolen k řešení typ deskového výměníku tepla s hladkými deskami a křížovým tokem pracovních látek (viz obr. 8.2), jež je pro aplikace plyn-plyn v procesním průmyslu velmi často používán.



Obr. 8.1 Deskový výměník s profilovanými deskami [43]



Obr. 8.2 Deskový výměník s hladkými deskami a křížovým tokem [44]

8.2 Hlavní výpočtové vztahy

Podobně jako trubkový výměník, byl také deskový výměník navržen s využitím základních rovnic pro výpočet tepelného výměníku. Jedná se o rovnice tepelné bilance jednotlivých pracovních látek (1-spaliny 2-vzduch)

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot \overline{c_p}_1 \cdot \Delta t \quad (26)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot \overline{c_p}_2 \cdot \Delta t \quad (27)$$

v nichž:

\dot{Q} tepelný tok, [W]

\dot{m} hmotnostní tok média, [kg/s]

$\overline{c_p}$ střední měrná tepelná kapacita média, [J·kg⁻¹·K⁻¹]

Δt rozdíl teplot, [°C]

Pro tepelnou bilanci přitom platí

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (28)$$

Další důležitou rovnicí je tzv. přenosová rovnice

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (29)$$

kde:

Q tepelný výkon výměníku, [W]

k součinitel prostupu tepla, [W·m⁻²·K⁻¹]

ΔT střední teplotní spád, [°C]

Součinitel prostupu tepla pro deskový výměník k [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] se spočítá podle následující rovnice

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (30)$$

kde:

- α součinitel přestupu tepla média, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- δ tloušťka stěny, [m]
- λ součinitel tepelné vodivosti stěny, [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Výpočet středního teplotního spádu ve výměníku ΔT [$^{\circ}\text{C}$] (korigovaného na křížový tok pomocí korekčního součinitele F) se provádí podle následující rovnice

$$\Delta T = \Delta T_{ln} \cdot F \quad (31)$$

kde:

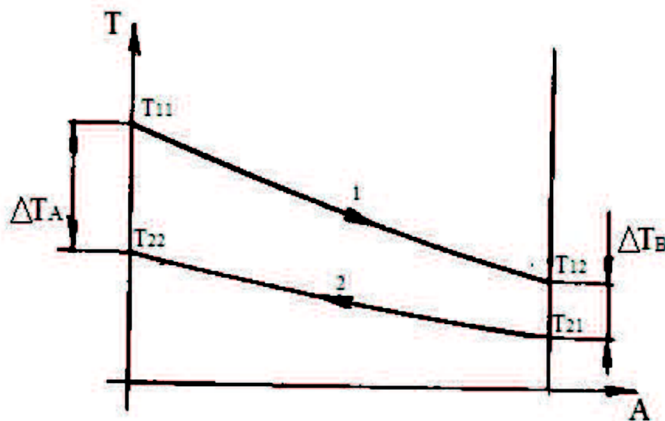
- ΔT_{ln} střední logaritmický teplotní spád pro protiproud, [$^{\circ}\text{C}$]
- F korekční součinitel na křížový tok, odečtený z odborné literatury, [-]

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproud (viz. obr. 8.3) se spočítá ze vztahu

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (32)$$

kde (dle obr. 8.3) platí:

- $\Delta T_{max} = \Delta T_A$
- $\Delta T_{min} = \Delta T_B$



Obr. 8.3 Průběh teplot u protiproudého uspořádání [45]

8.3 Výsledky

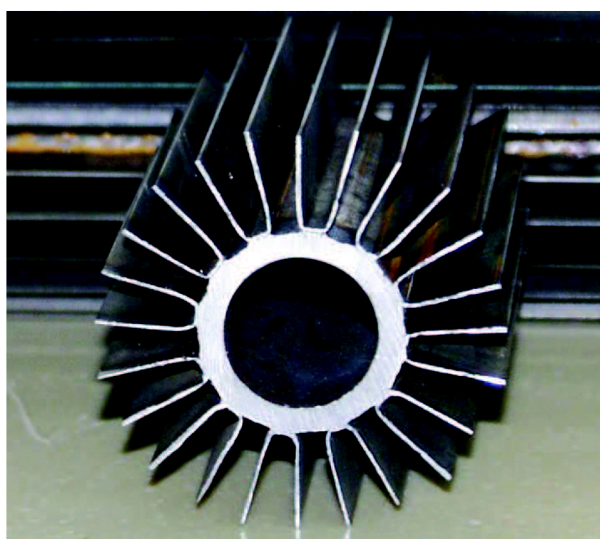
Při dodržení dovolených tlakových ztrát by musel mít deskový výměník s hladkými deskami a křížovým tokem podle výpočtu půdorys o rozměrech 210 x 210 mm, ale výška by byla přes 30 m, protože výsledný počet desek dosahuje počtu 1177, přičemž vzdálenost desek na straně spalin je 0,03 m a na straně vzduchu 0,025 m. Z důvodů totožných s trubkou v trubce (viz předchozí kapitola) jako velkého množství materiálu, velikosti a ceně je proto třeba hledat vhodnější typ výměníku (viz následující kapitola), neboť varianta s hladkými deskami a křížovým tokem není vhodná.

9 PROGRESIVNÍ TYPY VÝMĚNÍKŮ SPALINY/VODA

Jak je zmíněno v 8. kapitole, bylo zjištěno, že k ohřevu vody spalinami není konvenční typ výměníku typu trubka v trubce vhodný. Z tohoto důvodu je třeba identifikovat vhodné, tj. progresivní resp. tepelně intenzifikované provedení výměníku, jež by potřebám systému vyhovovalo. Touto problematikou se zabývá tato kapitola.

9.1 Žebrovaná trubka v trubce

Při umístění kapaliny do trubky a spalin do mezitrubkového prostoru lze zvýšit teplosměnnou plochu podélnými žebry viz obr. 9.1, což intenzifikuje přenos tepla a výrazně zkrátí délku výměníku proti hladké trubce.



Obr. 9.1 Příklad trubky s podélnými žebry [32]

Navrhovaný výměník má zvolenou žebrovanou trubku o vnějším průměru 25,4 mm a plášť o vnitřním průměru 167,8 mm, aby vycházely tlakové ztráty. Výsledná délka výměníku je 64 m, což je výrazně méně, nicméně se jedná stále o prakticky nepoužitelnou variantu.

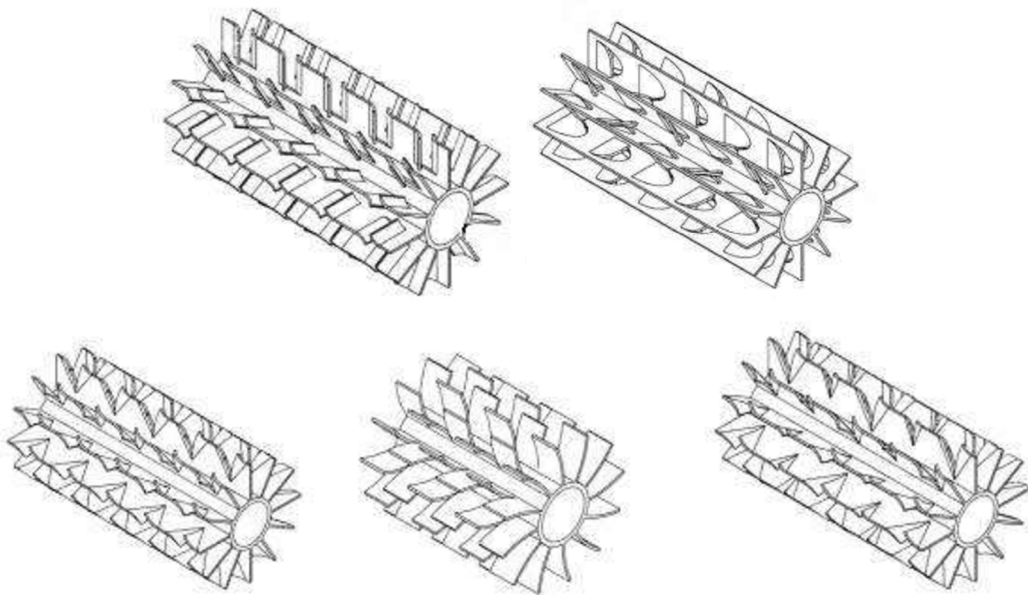
9.2 Hladké trubky v trubce

Další prověřovanou variantou výměníku je vícetrubkové provedení výměníku trubka v trubce, konkrétně provedení výměníku trubka v trubce tvořené z 6 hladkých trubek umístěných v plášťové trubce. Vnitřní trubky mají vnější průměr 19 mm a plášť je o vnitřním průměru 206,5 mm. Spaliny proudí opět v mezitrubkovém prostoru a voda uvnitř trubek. Výsledná délka výměníku při dodržení tlakových ztrát vychází 2x67 m (výměník má dvě sekce o délce 67 m), což je opět nepoužitelná varianta.

9.3 Žebrované trubky v trubce

Varianta se sedmi žebrovanými trubkami o vnějším průměru 19 mm byla počítána se dvěma průměry pláště (104 mm a 181.1 mm). Spaliny proudí v mezitrubkovém prostoru. Výsledná délka výměníku s menším pláštěm vychází 2x4,5 m, což je přijatelná hodnota, ale nebyly dodrženy dovolené tlakové ztráty na straně spalin, proto je tato varianta zamítnuta. U většího průměru pláště vychází délka 2x12 m a tlakové ztráty jsou v dovolených mezích.

Pro variantu se šesti žebrovanými trubkami s vnějším průměrem 25,4 mm a průměrem pláště 255,4 mm vychází délka výměníku 2x6 m při tlakových ztrátách výrazně pod hraničními hodnotami. Proto se tato varianta jeví jako přijatelná. Také je dále možno použít intenzifikované žebrování vyvinuté na Ústavu procesního a ekologického inženýrství (UPEI) viz obr. 9.2 a ověřit jejich funkčnost.



Obr. 9.2 Žebrování vyvinuté na UPEI [33]

9.4 Trubky v trubce s turbulizátory

Zkoušena byla i varianta s umístěním spalin do trubkového prostoru a využití tzv. turbulizátorů (viz obr. 9.3), které se vkládají do trubek ke zvýšení součinitele přestupu tepla proudících spalin. Při použití 40 trubek je, ovšem, tlaková ztráta na straně spalin příliš vysoká a výměník tedy nevyhovuje aplikaci.

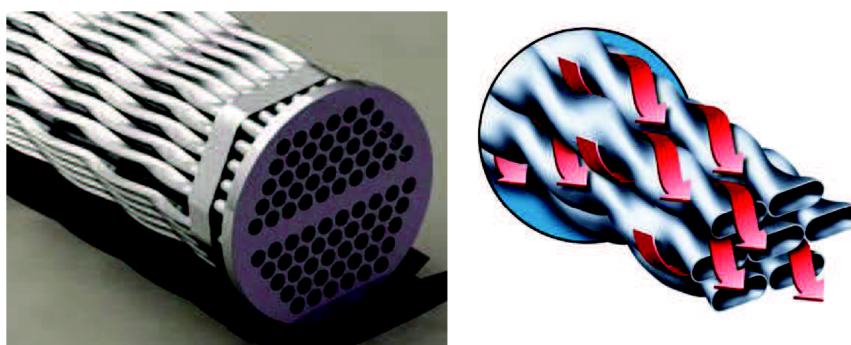
Pro dodržení dovolených tlakových ztrát je tak nutné zvýšit počet trubek a tím i zvětšení průměru pláště na 400 mm, aby se do něj vlezlo 199 trubek o délce 0,8 m. Výsledné řešení je pak přijatelné.



Obr. 9.3 Turbulizátor [34]

9.5 Výměník se „zkroucenými“ trubkami

Proti klasickým výměníkům se svazkem trubek v plášti je nejmarkantnější rozdíl v provedení trubek. U tohoto typu výměníku jsou trubky tvarovány do specifického šroubovicového tvaru tak, že vizuálně působí dojmem, že jsou „zkroucené“ (anglicky *twisted tubes*) - viz obr. 9.4. Tyto trubky jsou usazené ve svazku těsně na sebe, přičemž se ve výměníku nenacházejí žádné přepážky. Šroubovicové proudění obou pracovních látek ve výměníku je potom ovlivňováno pouze zakřivením trubek. Zakřivení způsobuje významné zvyšování turbulence obou pracovních látek a tím se zvyšují i jejich součinitele přestupu tepla, při relativně nízkých hodnotách tlakových ztrát. Technologie tváření „zkroucených“ trubek přitom dovoluje v určitém rozsahu měnit zploštění (tj. šířku trubky po „zkroucení“) a stoupání, čímž lze dále modifikovat resp. optimalizovat tepelně-hydraulické vlastnosti výměníku.



Obr. 9.4 „Zkroucené“ trubky [35] [36]

Tab. č. 9.1 uvádí hlavní výsledky pro různá zploštění trubek, kdy před zploštěním je průměr trubky 5 mm a průměr pláště 200 mm. Spaliny jsou vedeny v mezitrubkovém prostoru a voda v trubkách. Vyznačené varianty splňují požadavky a vyhovují aplikaci, kde R_{ddt} značí poměr zploštění k průměru základní trubky a α je součinitel přestupu tepla.

| R_{ddt} - | α trubka W/(m ² .K) | α svazek W/(m ² .K) | Δp voda Pa | Δp spaliny Pa | L_t m |
|----------------|--|--|-----------------------|--------------------------|-------------|
| 1,15 | 258,5 | 649,4 | 3,9 | 14175,5 | 0,43 |
| 1,20 | 295,0 | 523,8 | 5,7 | 7805,0 | 0,46 |
| 1,30 | 419,6 | 369,0 | 16,4 | 3219,0 | 0,52 |
| 1,35 | 536,7 | 319,3 | 34,2 | 2288,9 | 0,55 |
| 1,40 | 748,3 | 280,6 | 92,2 | 1706,7 | 0,58 |
| 1,45 | 1243,2 | 249,9 | 419,5 | 1321,4 | 0,61 |

Tab. 9.1 Hlavní výsledky varianty s průměrem pláště 200 mm

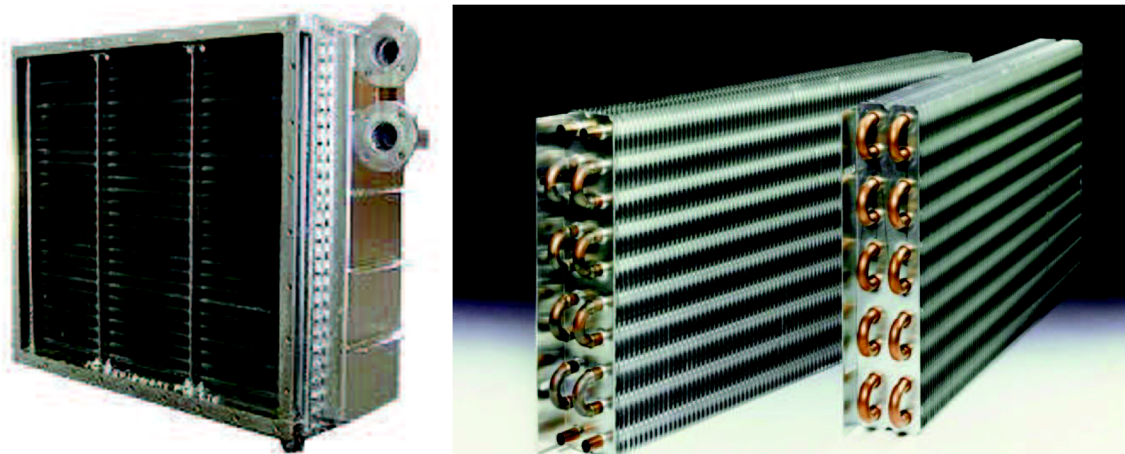
Tab. č. 9.2 uvádí hlavní výsledky pro průměr trubky před zploštěním 5 mm a průměr pláště 300 mm.

| R_{ddt} - | α trubka W/(m ² .K) | α svazek W/(m ² .K) | Δp voda Pa | Δp spaliny Pa | L_t m |
|----------------|--|--|-----------------------|--------------------------|-------------|
| 1,15 | 143,6 | 482,0 | 0,9 | 2703,3 | 0,31 |
| 1,20 | 163,9 | 385,3 | 1,3 | 1450,0 | 0,32 |
| 1,30 | 232,9 | 265,5 | 3,5 | 573,3 | 0,35 |
| 1,35 | 297,8 | 227,1 | 7,2 | 400,7 | 0,37 |
| 1,40 | 415,1 | 197,3 | 19,0 | 294,3 | 0,38 |
| 1,45 | 689,3 | 173,7 | 84,9 | 225,0 | 0,39 |

Tab. 9.2 Hlavní výsledky varianty s průměrem pláště 300 mm

9.6 Výměník typu příčně obtékaný svazek trubek

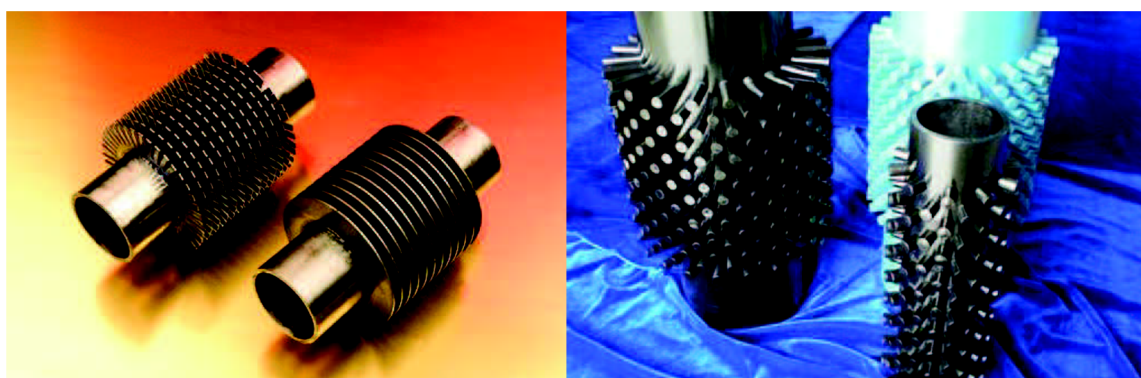
Jedná se o výměník se svazkem hladkých nebo žebrovaných trubek, které jsou příčně obtékány druhým pracovním médiem. Možná konstrukce výměníků je znázorněna na obr. 9.5.



Obr. 9.5 Příklady konstrukcí výměníků [37] [38]

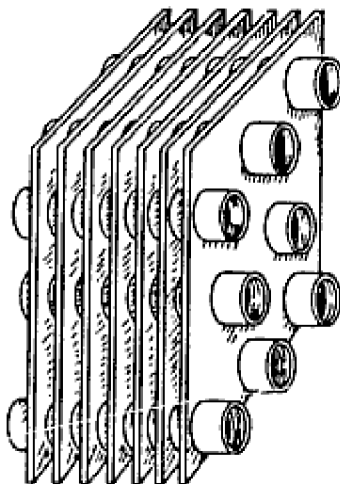
Při variantě s hladkými trubkami o průměru 19 mm, přičemž v nich protéká voda a spaliny příčně obtékají vystřídane uspořádané trubky, plyne z výsledků výpočtů, že výměník vychází příliš vysoký. Byly počítány dvě varianty. První má 42 řad trubek při použití 16 trubek v řadě o délce 500 mm, což odpovídalo výšce přibližně 900 mm. Druhá má 26 řad trubek při použití 24 trubek v řadě s délkou trubek 700 mm, což odpovídalo výšce přibližně 550 mm.

Varianta s žebrovanými trubkami, kdy byla použita kruhová hliníková žebra o výšce 12,7 mm, tloušťce u trubky 0,381 mm a u vrcholu 0,254 mm s hustotou žebrování 350 žeber na metr, vychází při dodržení tlakových ztrát výměník o ploše 63 m² při délce trubek 700 mm, počtu trubek v řadě 10, počtu řad 10 a počtu chodů 10. Varianta je tedy použitelná. Na obr. 9.6 jsou znázorněny možné typy žebrování.



Obr. 9.6 Možné typy žebrování [39] [40]

Zajímavou variantou je použití deskových žeber viz obr. 9.7, čímž je možné použít trubky o menším průměru a zvětšit tak průtočnou plochu a plochu výměny tepla.



Obr. 9.7 Příklad deskových žeber [41]

Díky výše zmíněným faktům lze použít výměník s 900 trubkami o vnějším průměru 10,2 mm a délce trubek 0,3 m. Počet trubek v řadě je 20, řad 45 a chodů také 45. Tlakové ztráty jsou se značnou rezervou splněny, tudíž je tato varianta přijatelná. Dokonce by bylo možno tento výměník realizovat v modulárním řešení, což znamená naskládat více výměníků zmíněného typu o menším počtu řad za sebou a mít možnost regulovat výstupní teplotu vody změnou teplosměnné plochy.

9.7 Zvolená varianta

Z výše uvedených variant je identifikováno jako nejvhodnější řešení výměníku spaliny/voda v provedení příčně obtékaného svazku trubek s deskovými žebry. Alternativně je pak možno zvažovat i aplikování výměníku trubka v trubce s turbulizátory toku.

Požadavky aplikace dokáží splnit i některé varianty výměníku se „zkroucenými“ trubkami (viz barevně zvýrazněné řádky v tabulkách 9.1 a 9.2), avšak jsou zde nejasnosti v náročnosti a možnostech výrobní technologie pro realizaci příslušného vyhovujícího typu „zkroucení“.

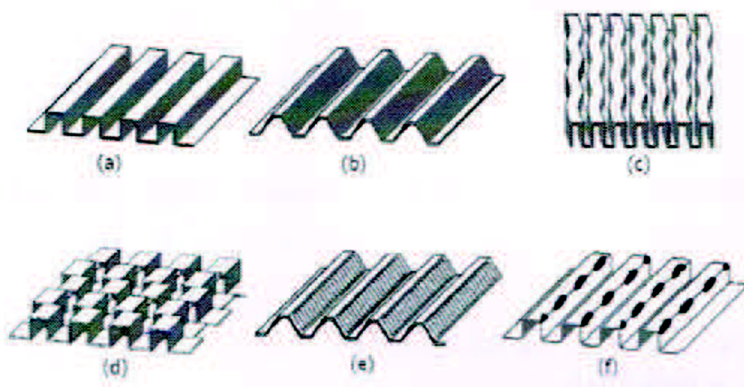
10 PROGRESIVNÍ TYPY VÝMĚNÍKŮ SPALINY/VZDUCH

Jak je uvedeno v kapitole 8, není k ohřevu vzduchu spalinami vhodný konvenční typ deskového výměníku tepla. Z tohoto důvodu je třeba identifikovat vhodné, tj. progresivní resp. tepelně intenzifikované provedení výměníku, jež by potřebám systému prakticky vyhovovalo. Problematikou se bude zabývat tato kapitola.

10.1 Deskový výměník s vestavbami

Podobně jako žebrování u trubek intenzifikuje přenos tepla (resp. zvětšuje jeho teplosměnnou plochu), fungují v deskovém výměníku tzv. vestavby (viz obr. 10.1).

Navrhovaná progresivní varianta je potom výměník s hladkými deskami, mezi které jsou vloženy vestavby (je uvažován typ „d“ z obr. 10.1) a pracovní látky proudí křížovým tokem. Rozměr desky je 0,8x0,8 m, výška kanálů je zvolena na 10 mm, rozteč výplní 7 mm a délka přesazovaného úseku 20 mm. Výsledná výška výměníku vychází 0,9 m, při výrazném dodržení tlakových ztrát. Navrhovaná varianta je přijatelná. Při použití menší velikosti desek by již vycházel příliš vysoký výměník.



Obr. 10.1 Typy vestaveb [31]

10.2 Výměník se „zkroucenými“ trubkami

Popis tohoto typu výměníku je již zmíněn v kapitole 9.5. V následujících tabulkách jsou uvedeny hlavní výsledky pro různá zploštění trubky a vyhovující varianty vyznačeny. Hodnota R_{ddt} značí poměr zploštění k průměru základní trubky a α je součinitel přestupu tepla.

V tab. 10.1 jsou zaznamenány výsledky pro variantu, kde jsou spaliny umístěny v mezitrubkovém prostoru a vzduch v trubkách. Průměr trubky před zploštěním je 5 mm, plášť má průměr 200 mm. V tomto případě nevyhovuje ani jedna varianta kvůli tlakovým ztrátám.

| R_{ddt} - | α trubka $W/(m^2.K)$ | α svazek $W/(m^2.K)$ | Δp vzduch Pa | Δp spaliny Pa | L_t m |
|----------------|--------------------------------|--------------------------------|-------------------------|--------------------------|------------|
| 1,15 | 69,6 | 614,2 | 2115,0 | 30980,9 | 0,93 |
| 1,20 | 79,4 | 495,0 | 2934,7 | 15678,0 | 0,92 |
| 1,30 | 112,9 | 348,2 | 7005,4 | 5347,7 | 0,87 |
| 1,35 | 144,4 | 301,0 | 12927,0 | 3421,2 | 0,82 |
| 1,40 | 201,4 | 264,3 | 29981,2 | 2276,9 | 0,76 |
| 1,45 | 334,6 | 235,2 | 112599,4 | 1559,4 | 0,67 |

Tab. 10.1 Hlavní výsledky

V tab. 10.2 jsou zaznamenány výsledky pro variantu, kde jsou spaliny umístěny v trubkovém prostoru a vzduch v mezitrubkovém prostoru. Průměr trubky před zploštěním je 5 mm, plášť má průměr 200 mm. V tomto případě nevyhovuje ani jedna varianta kvůli tlakovým ztrátám.

| Rddt - | α trubka W/(m ² .K) | α svazek W/(m ² .K) | Δp vzduch Pa | Δp spaliny Pa | Lt m |
|-----------|--|--|-------------------------|--------------------------|---------|
| 1,15 | 81,0 | 425,0 | 18581,1 | 3029,2 | 0,85 |
| 1,20 | 92,4 | 342,4 | 9607,7 | 4283,9 | 0,87 |
| 1,30 | 131,5 | 240,6 | 3462,2 | 10794,6 | 0,88 |
| 1,35 | 168,2 | 207,9 | 2292,5 | 20717,7 | 0,87 |
| 1,40 | 234,5 | 182,4 | 1588,1 | 50659,7 | 0,85 |
| 1,45 | 389,6 | 162,2 | 1140,0 | 205038,0 | 0,81 |

Tab. 10.2 Hlavní výsledky

V tab. 10.3 jsou zaznamenány výsledky pro variantu, kde jsou spaliny umístěny v mezitrubkovém prostoru a vzduch v trubkovém prostoru. Průměr trubky před zploštěním je 5 mm, plášť má průměr 300 mm. Zde vyhovuje pouze jedna varianta s poměrem Rddt rovno 1,30, což znamená šířku trubky po zploštění 6,5 mm a vnitřní výšku po zploštění 2 mm. Počet trubek je u této varianty roven 1616 a délka trubek 0,64 m (viz barevně zvýrazněný řádek v tabulce 10.3).

| Rddt - | α trubka W/(m ² .K) | α svazek W/(m ² .K) | Δp vzduch Pa | Δp spaliny Pa | Lt m |
|-------------|--|--|-------------------------|--------------------------|-------------|
| 1,15 | 38,7 | 460,9 | 487,4 | 6224,4 | 0,70 |
| 1,20 | 44,1 | 368,2 | 670,6 | 3080,6 | 0,69 |
| 1,30 | 62,7 | 253,3 | 1567,4 | 1007,6 | 0,64 |
| 1,35 | 80,1 | 216,5 | 2851,5 | 630,9 | 0,59 |
| 1,40 | 111,7 | 187,9 | 6491,5 | 410,5 | 0,53 |
| 1,45 | 185,5 | 165,2 | 23743,3 | 274,4 | 0,46 |

Tab. 10.3 Hlavní výsledky

10.3 Zvolená varianta

V obou výše posuzovaných variantách (tj. deskový výměník s vestavbami a trubkový výměník se „zkroucenými“ trubkami) bylo nalezeno prakticky realizovatelné řešení. Avšak žádné z možných řešení není jednoznačně lepší než to druhé.

Z hlediska celkových rozměrů vychází lépe výměník se „zkroucenými“ trubkami (viz barevně zvýrazněný řádek v tabulce 10.3), avšak jsou zde nejasnosti o náročnosti a možnostech výrobní technologie pro realizaci potřebného typu „zkroucení“ při relativně vysokých tlakových ztrátách obou pracovních látek.

Z pohledu dodržení dovolených tlakových ztrát je pak na tom lépe deskový výměník tepla s vestavbami, avšak za cenu větších celkových rozměrů.

Jeví se tak do budoucna žádoucí podrobit zmíněná provedení výměníku spaliny/vzduch důkladnějšímu rozboru a využít například možností optimalizace, jež by mohly umožnit například nalézt takový typ vestaveb pro deskový výměník, jež umožní výraznější zmenšení celkových rozměrů výměníku, případně zvážit i výměníky trubkové využívající kombinaci žebrování a turbulizátorů, apod.

11 TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Tato kapitola se zabývá ekonomickou bilancí dvou různých scénářů provozu spalovací mikroturbíny v prádelenském procesu a schématem zapojení jednotlivých aparátů spolu s měřicími snímači.

11.1 Ekonomická bilance kogenerace

Pro ekonomickou výnosnost a dobu návratnosti jsou uvažovány dvě varianty řešení. První varianta ekonomické bilance vycházela z předpokladu nepřetržitého chodu mikroturbíny na plný výkon, přičemž veškerá vyrobená elektrická energie bude spotřebovávána pro vlastní spotřebu a teplo nebude využíváno. Druhá varianta již zahrnuje i úspory v podobě využívání veškeré tepelné energie spalin k ohřevu procesních proudů, kdy turbína nahradí původní plynový zdroj. Vstupní parametry do ekonomické bilance jsou uvažovány v tab. 11.1. Elektrický výkon, tepelný výkon a příkon v zemním plynu mikroturbíny jsou ověřeny experimentálně v LENP. Zbývající hodnoty byly stanoveny po domluvě s vedoucím práce.

| | | |
|---|---------------|---------|
| Elektrický výkon mikroturbíny | 22,9 | kW |
| Tepelný výkon mikroturbíny | 75 | kW |
| Příkon mikroturbíny v zemním plynu | 117,7 | kW |
| Cena mikroturbíny | cca 1 700 000 | Kč |
| Cena mikroturbíny + systém využití tepla spalin | cca 2 000 000 | Kč |
| Počet hodin v provozu | 8 520 | hod/rok |
| Cena elektřiny z distribuční sítě | 4,8 | Kč/kW |
| Servis | 10 000 | Kč/rok |

Tab. 11.1 Vstupní parametry ekonomické bilance provozu mikroturbíny Capstone C30

První případ jasně ukazuje (viz tab. 11.2), že využívat mikroturbínu pouze k výrobě elektřiny se nevyplatí, protože takový provoz je ztrátový.

| | | |
|-----------------------------------|-----------|--------|
| Zisk z elektřiny | 936 518 | Kč/rok |
| Cena spotřebovaného zemního plynu | 1 464 094 | Kč/rok |
| Bilance | -537 575 | Kč/rok |

Tab. 11.2 Případová studie I – provoz turbíny Capstone C30 pro výrobu elektrické energie

V druhém případě (viz tab. 11.3), kdy je využívána veškerá vyrobená elektrická i tepelná energie k vlastní spotřebě, je provoz mikroturbíny výnosný a návratnost turbíny se systémem využití tepla spalin je přibližně 5 let.

| | | |
|-----------------------------------|-----------|--------|
| Zisk z elektřiny | 936 518 | Kč/rok |
| Zisk z tepelné energie | 932 940 | Kč/rok |
| Cena spotřebovaného zemního plynu | 1 464 094 | Kč/rok |
| Bilance | 395 364 | Kč/rok |

Tab. 11.3 Případová studie II – provoz turbíny Capstone C30 v kogeneračním režimu

Nutno však podotknout, že je důležité, aby turbína byla nepřetržitě v provozu na plný výkon a bylo využíváno veškeré teplo s elektřinou. Tento způsob provozu je nejvýhodnější a vlastně jediný přijatelný, pokud turbína neplní roli záložního zdroje. Mikroturbína Capstone C30 za rok, kdy je uvažováno 10 dnů odstávky, vyrobí 195 MWh elektřiny a 639 MWh tepla. Množství vyrobené energie výrazně překračuje spotřebu prádelny s kapacitou 500 kg. Roční spotřeba

takové prádely činí průměrně 21 MWh elektřiny a 131,4 MWh tepelné energie. V těchto hodnotách je navíc zahrnuta i spotřeba žehliček. Můžeme tedy konstatovat, že model C30 je vhodný spíše do větších prádelen případně jiných průmyslových provozů, kde by bylo využito veškeré teplo. [14] [16] Vzhledem k nepoměru turbínou vyrobené energie a potřeby tepla na straně prádely nelze doporučit ani nejmenší dostupnou variantu turbíny Capstone C15.

11.2 Popis zapojení a provozních parametrů

Zapojení je rozděleno na dvě části, z nichž jedna představuje zdroje a spotřebiče již nainstalované v laboratoři a představeny v kapitole 5. Jedná se o mikroturbínu Capstone C30, která je připojena na přípojku plynu (přetlak 3 kPa) vybavenou klasickým plynoměrem a tlakoměrem. Na výstupu z turbíny jsou snímány elektrické veličiny, teplota spalin Pt teploměrem a tlaková diference prandtlou trubicí. Dále je to plynová sušička, pračka a spalinovod s komínem.

Druhá část znázorňující systém pro využití tepla spalin zahrnuje tři počítačově řízené klapky, které budou mít za úkol korigovat tok spalin jednotlivými větvemi podle potřeby a dvě ruční klapky pro případné uzavření spalinovodů. Dále dva tepelné výměníky, dva ventily, ventilátor, trojcestný ventil a tlakovou nádobu, jako zásobník přehřáté tlakové vody. Tlakový zásobník byl vložen do systému z důvodu nekontinuálního prádelenského procesu (nekontinuální potřeba vody) a bude sloužit k akumulování tepelné energie v podobě přehřáté tlakové vody. Na každém vstupu i výstupu výměníků je snímána teplota a tlaková diference, případně množství vody. Tlaková nádoba je vybavena teploměrem, tlakoměrem a hladinoměrem. Provedení se dvěma paralelními větvemi, přičemž v každé je jeden tepelný výměník, bylo voleno na základě předpokladu rozdílné geometrie jednotlivých výměníků.

Podrobné schéma zapojení je v příloze č. 10 a pro zjednodušení je systém pro využití tepla spalin znázorněn modrou barvou.

Co se týče provozních nároků, tak zahrnují servisní kontrolu mikroturbíny po 8000 hodinách provozu, což je doba, kterou udává výrobce (Capstone). Servisní kontrola se skládá z prohlídky turbíny, vyčištění případně výměny vzduchových nebo palivových filtrů a výměny menších dílů jako jsou palivové trysky, zapalovací svíčky a namáhaná čidla. Nároky na obsluhu mikroturbíny jsou srovnatelné s plynovým kotlem a zvládne je zaškolená obsluha, která nepotřebuje speciální kvalifikaci. Umístění mikroturbíny je možné v exteriéru i interiéru, avšak turbína je poměrně hlučné zařízení (65 dB a ve špičce i 85 dB). Z tohoto důvodu by měla být turbína umístěna v interiéru buď v oddělené místnosti, nebo by se musela snížit hodnota hluku (zvuková izolace). Také ventilátor vyvíjí hluk (± 71 dB), proto by se měla zavést podobná opatření. Tyto opatření jsou důležitá především kvůli ochraně zdraví obsluhy prádelenské techniky.

Při chodu pouze na mikroturbínu, je potřeba brát v úvahu, že každá její odstávka znamená přerušování provozu. To může podniku způsobit významné finanční ztráty. Z provozního hlediska je také velkou výhodou, že řídicí systém mikroturbín C30 umožňuje dálkovou správu přes internet, což výrazně zjednodušuje a zrychluje práci servisních organizací.

12 ZÁVĚR

Práce se věnuje progresivní metodě tzv. kogenerace, kdy je zároveň vyráběna elektrická i tepelná energie, což má za následek zvýšení účinnosti a snížení spotřeby paliva. Příkladem kogenerační jednotky lze uvést spalovací mikroturbínu, která navíc disponuje kvalitním spalováním a tudíž i produkcí minimálního množství emisí.

Cílem této práce bylo přiblížit problematiku aktuální otázky integrace mikroturbíny do průmyslových provozů a rozšířit tak slibný aplikační potenciál spalovacích mikroturbín pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla.

Jako představitel obecně známého průmyslového procesu byla vybrána průmyslová prádelna s kapacitou 500 kg prádla za směnu, jež je zastoupena v laboratoři energeticky náročných procesů (LENP) v NETME Centre. Jako kogenerační jednotka byla využita mikroturbína Capstone C30, která disponuje adekvátním výkonem vzhledem k procesu.

Práce předkládá seznámení se spalovacími mikroturbínami a představuje konkrétní model Capstone C30 spolu s experimentálním zázemím LENP. Jádrem práce je pak návrh integrace mikroturbíny do zavedeného prádelenského procesu a zejména návrh systému využití spalin mikroturbíny.

Podstatou celého systému je vhodná volba a tepelně-bydraulický návrh dvou tepelných výměníků, které mohou sloužit k ohřevu prací vody a sušícího vzduchu pomocí tepelné energie spalin. Pro zpracování návrhu bylo nezbytné získat patřičné vstupní parametry, jako jsou hmotnostní průtoky, vstupní a výstupní teploty všech médií (spaliny, voda, vzduch), ale také dovolené tlakové ztráty všech médií. Dále byly experimentálně ověřeny výkonové parametry turbíny jako elektrická účinnost, výkon, příkon a tepelná energie spalin. Za tímto účelem byl proveden komplexní experiment v Laboratoři energeticky náročných procesů v NETME Centre při Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Dalším zdrojem dat byl rozsáhlý průzkum trhu zahrnující ventilátor a kompresory.

Z kompletních návrhových parametrů byly následně provedeny tepelně-hydraulické výpočty konvenčních typů výměníku pro aplikaci spaliny/voda a spaliny/vzduch. V případě tepelného výměníku pro ohřev vody byla uvažována trubka v trubce, avšak obdržené výsledky vylučovaly použití tohoto typu výměníku zejména z hlediska délky, která vycházela 636 m. Podobně výsledky byly dosaženy i u deskového výměníku s křížovým tokem pro ohřev sušícího vzduchu, jehož výška vycházela přes 30 m. Proto bylo na základě těchto výsledků nezbytné hledat vhodnější tzv. progresivní typy výměníků.

Po patřičném zvážení několika progresivních typů výměníku bylo jako nejvhodnější řešení výměníku spaliny/voda identifikováno provedení příčně obtékaného svazku trubek s deskovými žebry. Bylo dosaženo všech parametrů včetně dovolených tlakových ztrát a velikosti (délka trubek 0,3 m s vnějším průměrem 10,2 mm v 45 řadách po 20 trubkách). V případě výměníku spaliny/vzduch byla nalezena dvě realizovatelná řešení, avšak nedá se jednoznačně určit, které řešení je lepší. Jedná se o deskový výměník s vestavbami (rozměry 0,8x0,8x0,9 m) a trubkový výměník se „zkroucenými“ trubkami (průměr pláště 0,2 m a délka 0,64 m).

Na závěr bylo navrženo technologické schéma celého systému, které zahrnuje všechny aparáty včetně měřících snímačů. Byla provedena také jednoduchá ekonomická bilance, která vyloučila možnost provozovat mikroturbínu pouze k výrobě elektřiny, protože takový provoz je ztrátový. Pokud je však turbína provozována po většinu roku nepřetržitě na plný výkon a veškerá vyrobená elektrická i tepelná energie je spotřebována, pak vychází doba návratnosti mikroturbíny na 5 let. Taková návratnost může být v řadě aplikací přijatelná. Je také nutno podotknout, že za podmínek nepřetržitého provozu na plný výkon a spotřeby veškeré vyrobené energie se mikroturbína Capstone C30 hodí spíše do větších průmyslových provozů, neboť turbína vyrobí výrazně více tepelné i elektrické energie než spotřebuje průmyslová prádelna s kapacitou 500 kg. Roční spotřeba takové prádelny je 21 MWh elektrické energie a 131,4 MWh tepelné. Turbína vyrobí ročně 195 MWh elektrické energie a 639 MWh tepelné.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] ŠUROVSKÝ, Jan. *Spalovací turbíny: [od mikroturbíny k elektrárnám]*. Česko: J. Šurovský, 2013, 245 s. ISBN 978-80-260-4106-1.
- [3] (BENINI, Edited by Ernesto. *Progress in gas turbine performance*. Rijeka: InTech, 2013. ISBN 978-953-5111-665. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/progress-in-gas-turbine-performance>
- [4] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-7300-118-7.
- [5] POSPÍŠIL, Jiří, Jan FIEDLER. Systémy společné výroby elektrické energie, tepla a chladu. [online]. [cit. 2015-02-23]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/6519-systemy-spolecne-vyroby-elektricke-energie-tepla-a-chladu>
- [6] TEDOM. [online]. [cit. 2015-02-23]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [7] KUROSAKI, Bruce. *Photography* [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.brucekurosakiphotography.com/gallery-2-1/>
- [8] *Capstone Turbine Corporation* [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.capstoneturbine.com/>
- [9] *GGC Energy* [online]. [cit. 2015-03-09]. Dostupné z: <http://ggcenergy.cz/>
- [10] *Ecomotors* [online]. [cit. 2015-03-13]. Dostupné z: <http://ecomotors.ru/index.php?productID=2611>
- [11] *Brayton cycle* [online]. [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Brayton_cycle
- [12] TOFEL, Jan. *Integrace plynové mikroturbíny do energetického systému prádelny*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Bobák.
- [13] *NETME Centre -Nové technologie pro strojírenství* [online]. Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně [cit. 2015-01-18]. Dostupné z: <http://www.netme.cz/>
- [14] BOBÁK, Petr. *Snižování energetické náročnosti procesu profesní údržby prádla*. Brno, 2014. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
- [15] SA CLEANING EQUIPMENT. *The Technology of Laundry* [online]. [cit. 2015-04-05]. Dostupné z: <http://www.laundry.co.za/laundry/technology-of-laundry.php>
- [16] MÁŠA, Vítězslav, Petr BOBÁK, Pavel KUBA a Petr STEHLÍK. Analysis of energy efficient and environmentally friendly technologies in professional laundry service. *Clean Technologies and Environmental Policy* [online]. 2013, vol. 15, issue 3, s. 445-457 [cit. 2015-04-18]. DOI: 10.1007/s10098-013-0618-2.
- [17] Technical reference Capstone Model C30 Performance. [online]. [cit. 2015-01-18]. Dostupné z: <http://www.multigen.com.au/wp-content/themes/multigen/docs/C30/>

- [18] RWE. [online]. [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: <http://www.rwe-distribuce.cz/cs/spalne-teplo/jmp/>
- [19] PŘEMYSL KÓL. *Dynamika spalování* [online]. [cit. 2014-10-12]. Dostupné z: <http://spalovaci-procesy.wz.cz/Spaliny.html>
- [20] JELÍNEK, Vladimír. Kondenzační technika: Zásady spalování paliv a vznik kondenzace. *Topenářství instalace* [online]. roč. 2013, č. 1, s. 22-26 [cit. 2014-10-12]. Dostupné z: <http://www.topin.cz/download.php?idx=72522&di=7>
- [21] HALLIDAY, Bryan a David VILLARROEL. Minto Place Suite Hotel Microturbine Thermal Experience. [online]. [cit. 2014-10-12]. Dostupné z: http://web.ornl.gov/sci/de_materials/documents/MintoPosters.pdf
- [22] RACHTAN, W. a L. MALINOWSKI. An approximate expression for part-load performance of a microturbine combined heat and power system heat recovery unit. *Energy* [online]. 2013, vol. 51, s. 146-153 [cit. 2014-10-20]. DOI: 10.1016/j.energy.2012.12.037. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213000030>
- [23] DLOUHÝ, Tomáš. ČVUT. *Spalování a kotle: přednášky* [online]. [cit. 2014-10-19]. Dostupné z: http://energetika.cvut.cz/?en_spalovani-a-kotle,109
- [24] VLADIMÍR, Zmrhal. *Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I): 1. část: Ventilátory* [online]. 2006 [cit. 2014-10-26]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3733-prvky-ventracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- [25] ŠKORPÍK, Jiří. *Větrné turbíny a ventilátory: Transformační technologie* [online]. 2006, 2014 [cit. 2014-10-27]. Dostupné z: <http://transformacni-technologie.cz/vetrne-turbiny-a-ventilatory.html>
- [26] *Ventilátory: předpisy pro měření*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987.
- [27] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLARČÍK. VŠB –TU OSTRAVA. *Kompresory* [online]. [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [28] ELEKTRODESIGN VENTILÁTORY S.R.O. *CBTR/2-400 radiální ventilátor* [online]. [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: <http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/cbtr-2-400-radialni-ventilator>
- [29] ARCELOR MITTAL OSTRAVA. *Trubky* [online]. [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <http://ostrava.arcelormittal.com/pdf/Trubky.pdf>
- [30] JONÁK, Martin. *Návrh výměníků tepla pro vysokoteplotní aplikace*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [31] JEGLA, Zdeněk. *Tepelné pochody-cvičení*, Interní výukové podklady ÚPEI, 2014.
- [32] SUZHOU GRACELAND TRADING CO., Ltd. *Fin tube* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://yadi-trading.en.made-in-china.com/>
- [33] STEHLÍK, Petr, Zdeněk JEGLA a Bohuslav KILKOVSKÝ. Possibilities of intensifying heat transfer in heat exchangers for high temperature applications. *AIDIC: Chemical engineering transactions* [online]. 2013, roč. 35 [cit. 2015-04-19]. DOI: 10.3303/CET 1335073. Dostupné z: <http://www.aidic.it/cet/13/35/073.pdf>

- [34] CALGAVIN. *Heat exchanger solutions: twisted tape* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.calgavin.com/heat-exchanger-solutions/twisted-tape/>
- [35] Shanghai Qiyao Thermal Energy Engineering Co., Ltd.: *Twisted tube* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://711rngcb.en.made-in-china.com/product/poQJtekGIwrR/China-Twisted-Tube-Heat-Exchanger.html>
- [36] OXIDE ADVANCED TECHNOLOGY LTD. *Heat exchanger of twisted tube* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.oxide.co.il/en/twisted-tube.html>
- [37] INDIAMART. *Finned Tube Heat Exchangers in Bengaluru* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://dir.indiamart.com/bengaluru/finned-tube-heat-exchangers.html>
- [38] ALLBIZ. *WÄRMETAUSCHER GEO-TEC* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.at.all.biz/warmetauscher-geo-tec-g34545#.VTUKVSG8PGc>
- [39] DELFINTUBES. *Finned tubes* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.delfintubes.com/lang/en/42-finned-tubes>
- [40] NANTONG ZHENHUAN TRADE CO., Ltd. *Pin fin tube welding machine* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: http://www.zhenhuan-machine.com/html_products/Pin-Fin-Tube-Welding-Machine-139.html
- [41] LAUTERBACH VERFAHRENSTECHNIK GMBH. *Heat exchangers/ heat transfer: Module packages* [online]. [cit. 2015-04-20]. Dostupné z: <http://www.lv-soft.com/software/preisliste/heatexchangers.heattransfer.modulepackages.htm>
- [42] CAPSTONE. *Technical Reference: Capstone Remote Monitoring System (maintenance edition)* [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: http://interstatepower.us/Capstone%20Document%20Library/Technical%20Reference/410014H_CRMS_Maintenance_Edition_TR.pdf
- [43] HOFFMAN, Pavel. *Plate Heat Exchangers: plate heat exchanger Alfa-Laval* [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://fsinet.fsid.cvut.cz/cz/U218/peoples/hoffman/PREDMETY/VLP/Deskove%20vymeniky/desk%20vym.htm>
- [44] INDIAMART. *Heat exchanger* [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.indiamart.com/guru-enggworks/>
- [45] *Sbirka příkladů: Termomechanika* [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/Spt17.htm>
- [46] ASOCIACE PRÁDELEN A ČISTÍREN. *Oborová informační příručka: obor praní, žehlení, opravy a údržba prádla, bytového textilu a osobního zboží* [online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.apac.cz/zaklady-podnikani/prani-pradla/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

| | |
|-------|--|
| CRM | Capstone Remote Monitoring |
| CZT | Centralizované zásobování teplem |
| ČOV | čistírna odpadních vod |
| DZT | decentralizované zásobování teplem |
| KJ | kogenerační jednotka |
| KVET | kombinovaná výroba elektrické energie a tepla |
| LENP | Laboratoř energeticky náročných procesů |
| MŠMT | Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy |
| NETME | New Technologies for Mechanical Engineering (Nové technologie pro strojírenství) |
| UPEI | Ústav procesního a ekologického inženýrství |
| VUT | Vysoké učení technické (v Brně) |

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1

Teplota spalin na Pt teploměru a termistoru

Příloha č. 2

Graf závislosti otáček hřídele při různých výkonech

Příloha č. 3

Průměrné obsahy O₂ a CO₂ ve spalinách

Příloha č. 4

Spotřeba zemního plynu

Příloha č. 5

Naměřené hodnoty při ustálených výkonech

Příloha č. 6

Porovnání naměřených hodnot s katalogovými

Příloha č. 7

Konstrukční rozměry ventilátoru a schéma zapojení

Příloha č. 8

Výpočtový program výměníku trubka v trubce v programu MAPLE

Příloha č. 9

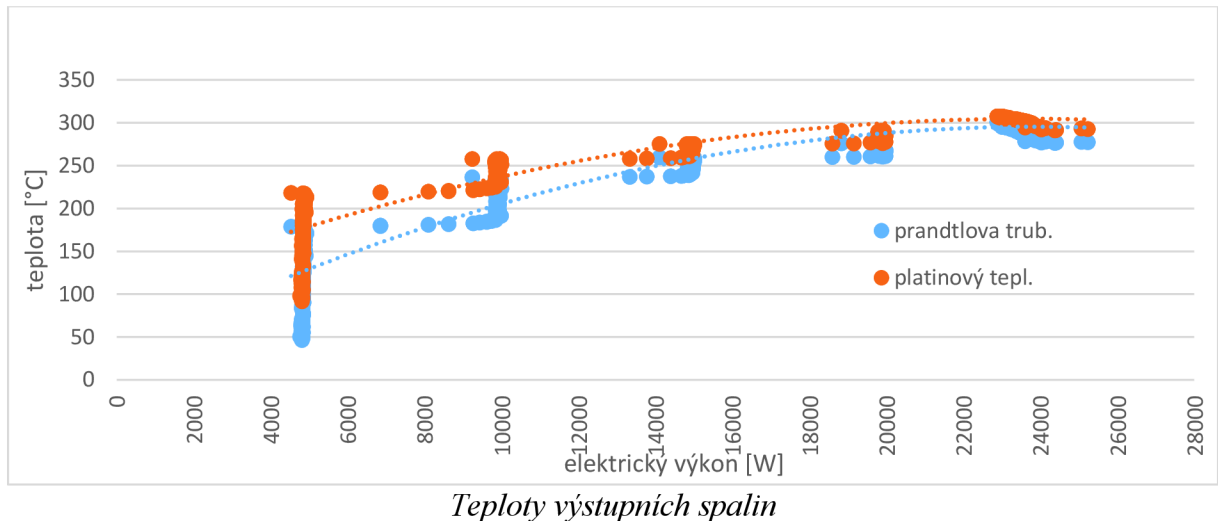
Počáteční bilance výměníku v programu ChemCad

Příloha č. 10

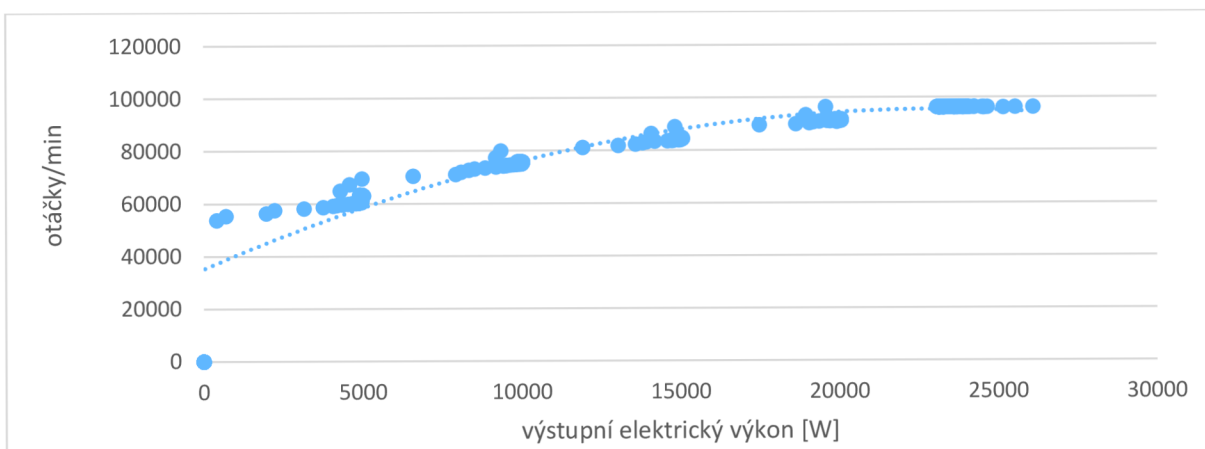
Schéma zapojení

Příloha č. 1 Teplota spalin na Pt teploměru a termistoru

Graf znázorňuje teplotu spalin v závislosti na výstupním výkonu naměřenou na prandtlově trubici (termistor) a na platinovém teploměru. Oba teploměry měřily podobné hodnoty, nicméně platinový měřil vyšší hodnoty. Při maximálním výkonu naměřil platinový 307 °C a prandtlůva trubice 301 °C. Rozdíl je způsoben tím, že PT teploměr je umístěn přímo za turbínou, kdežto prandtlůva trubice s termočlánkem až o 6 m dál. Navíc termočlánek je poměrně nespolehlivý a slouží pouze jako kontrolní měřidlo přesnějšího PT teploměru. Značný rozdíl na začátku křivky je způsoben rozdílným zahříváním jednotlivých teploměrů.



Příloha č. 2 Graf závislosti otáček hřídele při různých výkonech



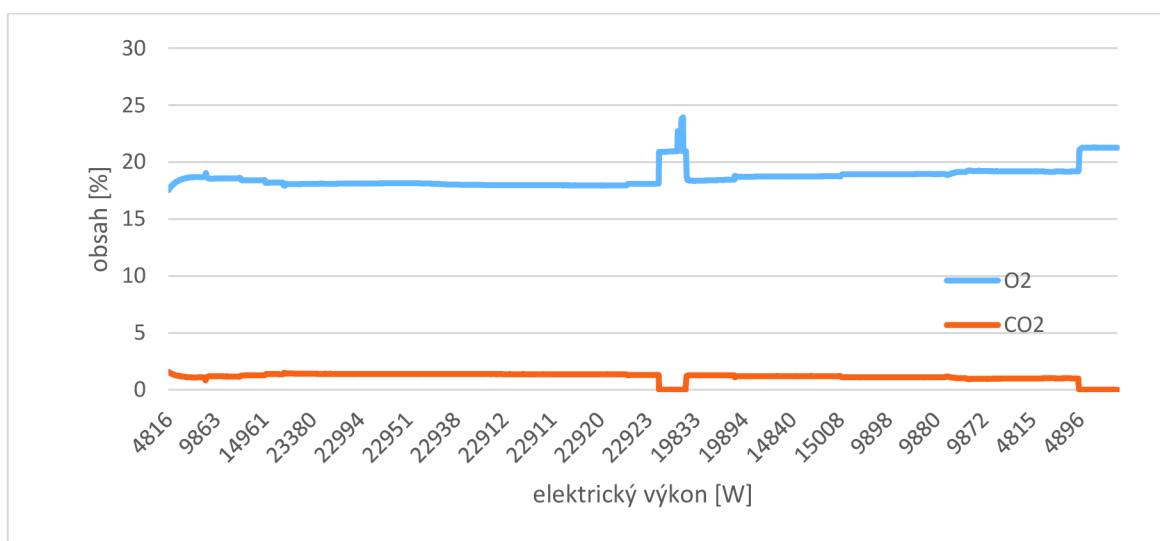
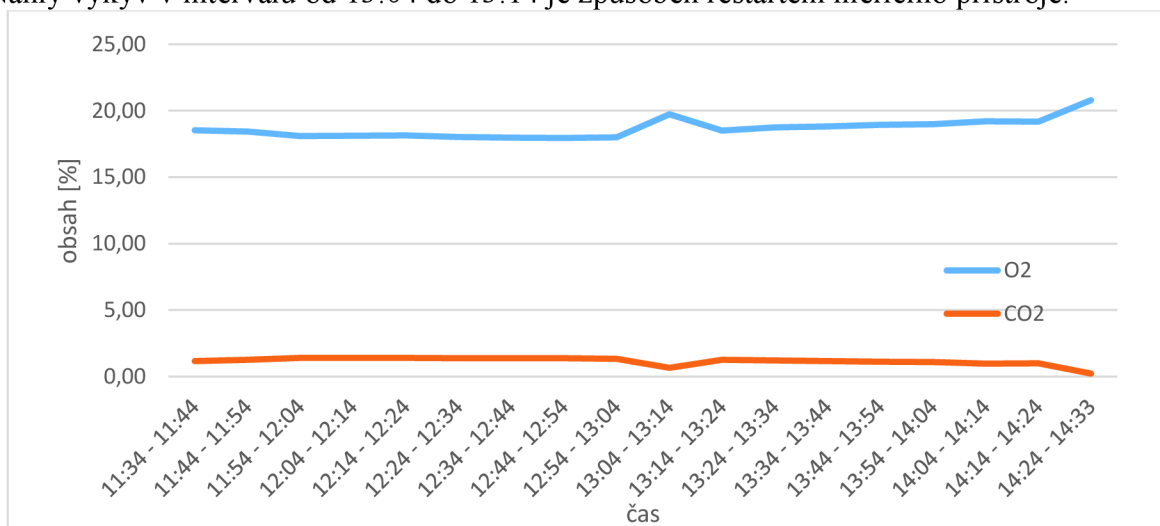
Příloha č. 3 Průměrné obsahy O₂ a CO₂ ve spalínách

| interval | 11:34 – 11:44 | 11:44 – 11:54 | 11:54 – 12:04 | 12:04 – 12:14 | 12:14 – 12:24 | 12:24 – 12:34 | 12:34 – 12:44 |
|----------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| průměr O ₂ (%) | 18,52 | 18,42 | 18,09 | 18,11 | 18,13 | 18,02 | 17,97 |
| průměr CO ₂ (%) | 1,17 | 1,26 | 1,41 | 1,40 | 1,39 | 1,38 | 1,37 |

| interval | 12:44 – 12:54 | 12:54 – 13:04 | 13:04 – 13:14 | 13:14 – 13:24 | 13:24 – 13:34 | 13:34 – 13:44 | 13:44 – 13:54 |
|----------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| průměr O ₂ (%) | 17,96 | 17,99 | 19,72 | 18,51 | 18,73 | 18,80 | 18,94 |
| průměr CO ₂ (%) | 1,37 | 1,34 | 0,65 | 1,25 | 1,20 | 1,17 | 1,12 |

| interval | 13:54 – 14:04 | 14:04 – 14:14 | 14:14 – 14:24 | 14:24 – 14:33 |
|----------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| průměr O ₂ (%) | 18,98 | 19,20 | 19,17 | 20,79 |
| průměr CO ₂ (%) | 1,10 | 0,98 | 1,00 | 0,22 |

Náhly výkyv v intervalu od 13:04 do 13:14 je způsoben restartem měřicího přístroje.



Příloha č. 4 Spotřeba zemního plynu

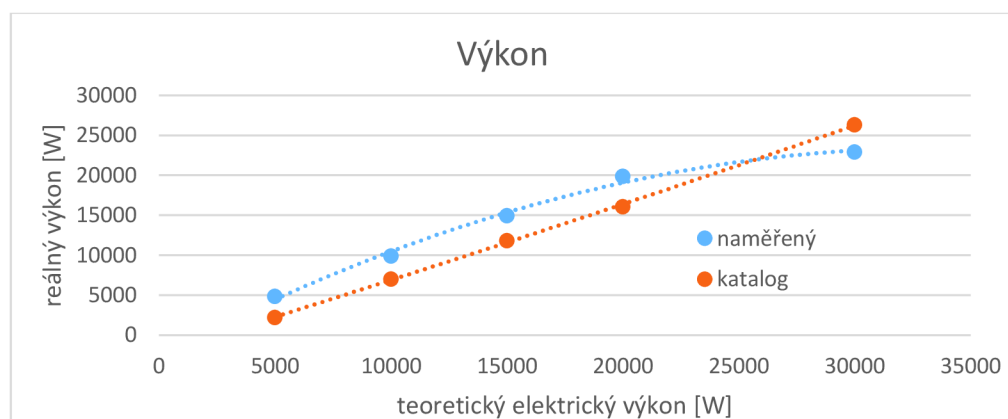
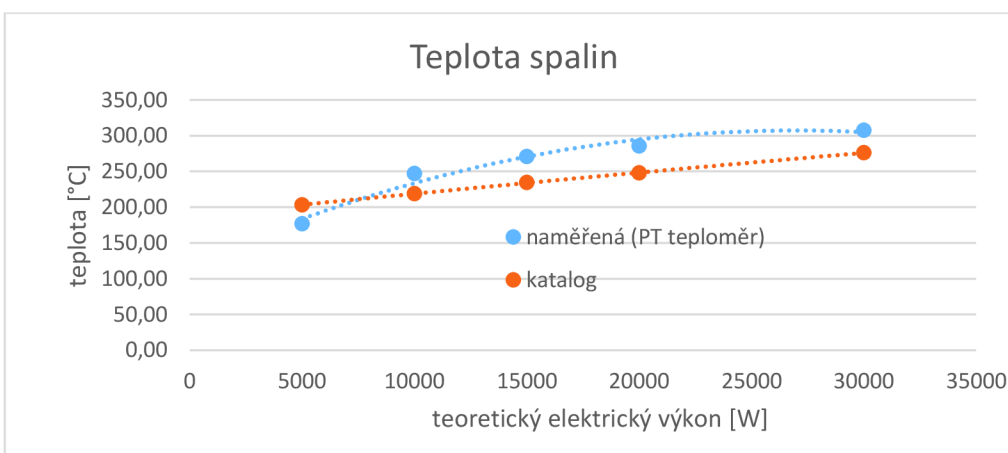
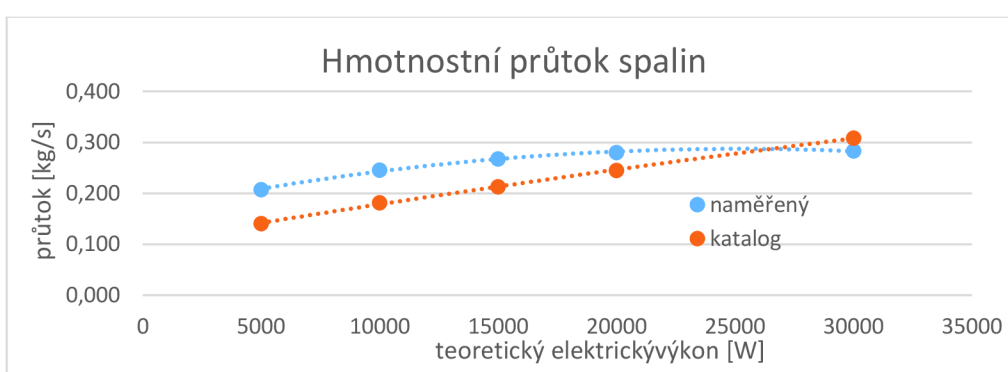
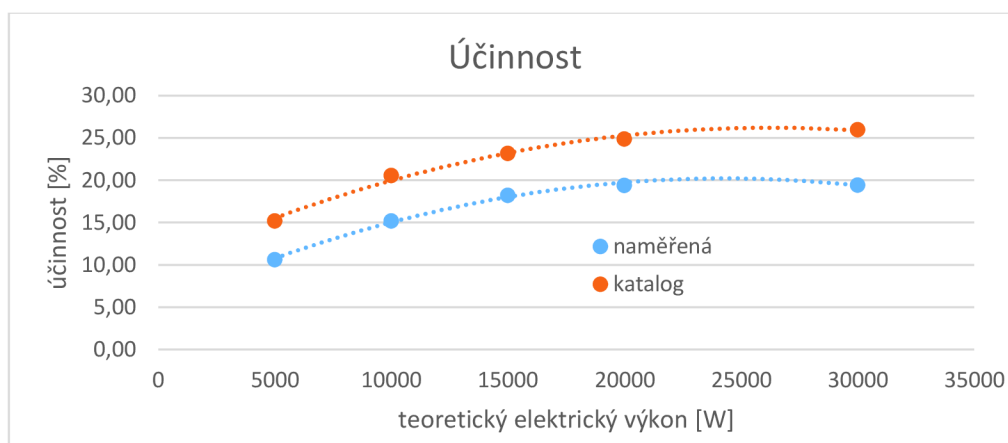
| spotřeba plynu | | | | |
|----------------|--------------|----------------------|----------------------|------------------------------------|
| interval | spotřeba | prům. tlak v lab. | prům. tlak v lab. | přepočtená na normální podm. |
| | (m3) | (kPa) | (Pa) | (Nm3) |
| 11:34 - 11:44 | 0,90 | 98,102 | 98102 | 0,84 |
| 11:44 - 11:54 | 1,50 | 98,10455 | 98104,55 | 1,40 |
| 11:54 - 12:04 | 2,00 | 98,10709 | 98107,09 | 1,87 |
| 12:04 - 12:14 | 2,10 | 98,11046 | 98110,46 | 1,97 |
| 12:14 - 12:24 | 2,00 | 98,11919 | 98119,19 | 1,87 |
| 12:24 - 12:34 | 2,10 | 98,12 | 98120 | 1,97 |
| 12:34 - 12:44 | 2,10 | 98,11422 | 98114,22 | 1,97 |
| 12:44 - 12:54 | 2,00 | 98,10864 | 98108,64 | 1,87 |
| 12:54 - 13:04 | 2,00 | 98,0974 | 98097,4 | 1,87 |
| 13:04 - 13:14 | 1,80 | 98,08816 | 98088,16 | 1,69 |
| 13:14 - 13:24 | 1,70 | 98,08 | 98080 | 1,59 |
| 13:24 - 13:34 | 1,50 | 98,07278 | 98072,78 | 1,40 |
| 13:34 - 13:44 | 1,30 | 98,06543 | 98065,43 | 1,22 |
| 13:44 - 13:54 | 1,10 | 98,06685 | 98066,85 | 1,03 |
| 13:54 - 14:04 | 1,00 | 98,05958 | 98059,58 | 0,94 |
| 14:04 - 14:14 | 0,80 | 98,058 | 98058 | 0,75 |
| 14:14 - 14:24 | 0,80 | 98,0631 | 98063,1 | 0,75 |
| 14:24 - 14:33 | 0,10 | 98,06252 | 98062,52 | 0,09 |
| součet | 26,80 | - | - | 25,10 |

| stav plynoměru | | |
|--------------------|-------|---------|
| | plyn | přetlak |
| | (m3) | (Pa) |
| 11:23 | 84,32 | 2200 |
| 12:23 | 93,4 | 1900 |
| 13:28 | 105,5 | 2000 |
| 14:30 | 111,6 | 2300 |
| přetlak při odběru | | 2000 |
| teplota v potrubí | | 15 °C |

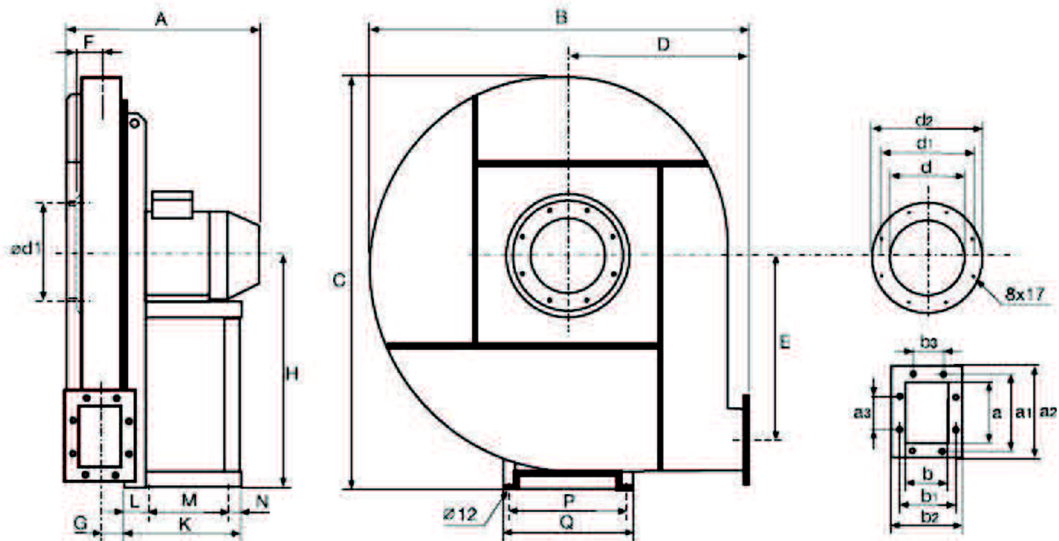
Příloha č. 5 Naměřené hodnoty při ustálených výkonech

| průměrné hodnoty v náhodně vybraných intervalech při ustáleném výkonu | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| výkon (W) | teoretický | 5000 | 10000 | 15000 | 20000 | 30000 | 30000 | 20000 | 15000 | 10000 | 5000 |
| | reálný | 4849 | 9898 | 14918 | 19863 | 23327 | 22919 | 19877 | 14920 | 9898 | 4856 |
| | katalogový | 2175 | 7000 | 11825 | 16065 | 26300 | 26300 | 16065 | 11825 | 7000 | 2175 |
| teplota (°C) | platinový | 176,67 | 246,85 | 270,90 | 285,72 | 303,80 | 307,60 | 298,52 | 284,11 | 269,32 | 252,70 |
| | prandtlova | 125,28 | 215,80 | 251,12 | 268,89 | 291,96 | 301,96 | 293,84 | 280,89 | 265,82 | 249,73 |
| | katalogová | 203,33 | 218,89 | 234,44 | 247,78 | 276,11 | 276,11 | 247,78 | 234,44 | 218,89 | 203,33 |
| spotřeba plynu (m3) | | 0,50 | 0,60 | 0,60 | 0,60 | 2,10 | 3,80 | 2,40 | 2,00 | 2,20 | 1,40 |
| spotřeba plynu za N.P. (Nm3) | | 0,47 | 0,56 | 0,56 | 0,56 | 1,97 | 3,56 | 2,25 | 1,87 | 2,06 | 1,31 |
| délka intervalu (s) | | 374 | 314 | 250 | 200 | 622 | 1100 | 798 | 802 | 1152 | 1054 |
| diferenční tlak(Pa) | | 5,71 | 9,26 | 11,49 | 12,94 | 13,81 | 13,77 | 13,08 | 11,61 | 9,45 | 6,24 |
| hustota spalin (kg/m3) | | 0,754 | 0,653 | 0,624 | 0,607 | 0,588 | 0,584 | 0,594 | 0,609 | 0,626 | 0,645 |
| rychlost proudění spalin (m/s) | | 3,893 | 5,326 | 6,069 | 6,530 | 6,854 | 6,866 | 6,635 | 6,175 | 5,495 | 4,398 |
| objemový průtok spalin (m3/s) | | 0,275 | 0,376 | 0,429 | 0,462 | 0,484 | 0,485 | 0,469 | 0,436 | 0,388 | 0,311 |
| hmotnostní průtok spalin (kg/s) | | 0,207 | 0,246 | 0,268 | 0,280 | 0,285 | 0,283 | 0,279 | 0,266 | 0,243 | 0,201 |
| hmotnostní průtok spalin katalog (kg/s) | | 0,141 | 0,181 | 0,213 | 0,245 | 0,308 | 0,308 | 0,245 | 0,213 | 0,181 | 0,141 |
| příkon (W) | | 45567 | 65129 | 81802 | 102253 | 115075 | 117745 | 102509 | 84998 | 65091 | 45273 |
| účinnost (%) | | 10,64 | 15,20 | 18,24 | 19,43 | 20,27 | 19,46 | 19,39 | 17,55 | 15,21 | 10,73 |
| účinnost (%) katalogová | | 15,2 | 20,6 | 23,2 | 24,9 | 26 | 26 | 24,9 | 23,2 | 20,6 | 15,2 |

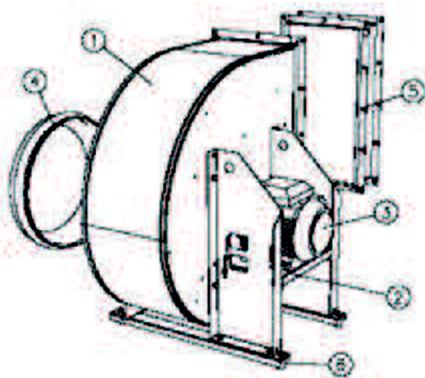
Příloha č. 6 Porovnání naměřených hodnot s katalogovými



Příloha č. 7 Konstrukční rozměry ventilátoru a schéma zapojení



| A/B | C/D | E/F | G/H | K/L | M | N | P | Q | a | a1/a2/a3 | b | b1/b2/b3 | d | d1/d2 |
|---------|---------|--------|--------|--------|-----|----|-----|-----|-----|-------------|-----|-----------|-----|---------|
| 455/590 | 655/280 | 242/67 | 61/375 | 223/55 | 151 | 17 | 234 | 260 | 164 | 200/234/112 | 117 | 151/187/- | 204 | 241/274 |



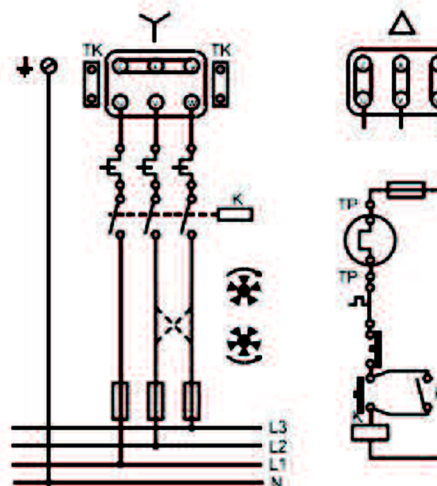
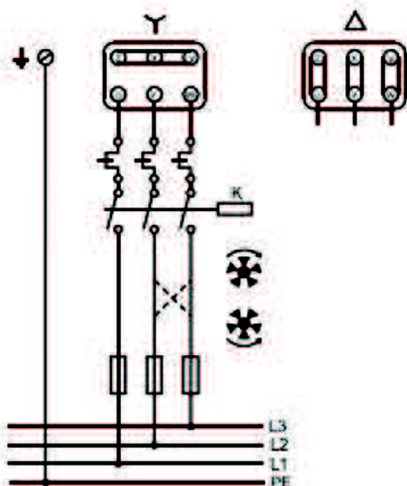
1. Ventilátor
2. Držák motoru
3. Motor
4. Pružná manžeta na sání (volitelné příslušenství)
5. Pružná manžeta na výtaku (volitelné příslušenství)
6. Silentbloky 4 ks (volitelné příslušenství)

Verze s použitím nadproudové ochrany.

Verze s použitím termokontaktu nebo PTC.

TK – kontakt ochrany v motoru

TP – svorky pro připojení TK nebo kontaktu vybavovacího relé pro PTC.



Příloha č. 8 Výpočtový program výměníku trubka v trubce v programu MAPLE

```
> restart;
```

TEPELNÝ VÝMĚNÍK SPALINY/VODA TYP: TRUBKA V TRUBCE HLADKÉ S PROTIPROUDÝM USPOŘÁDÁNÍM

Použité indexování: - trubkový(TP)- mezitrubkový(P)/

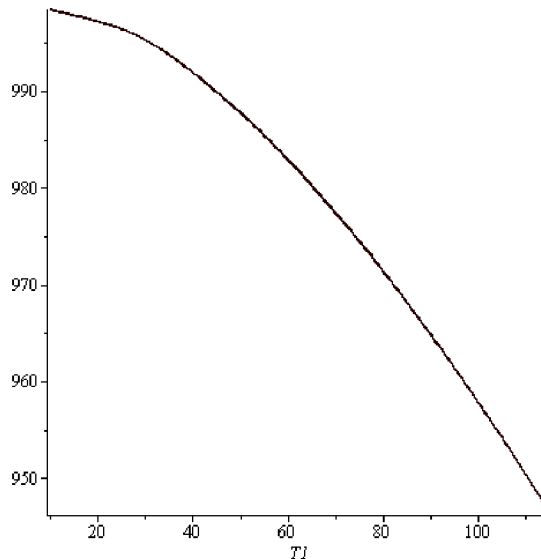
Zapojení procesních proudů: Chladný proud - VODA - trubkový prostor (TP), tj. strana 1

Horký proud - SPALINY - mezitrubkový prostor (MP), tj. strana 2

Fyzikální vlastnosti vody

HUSTOTA

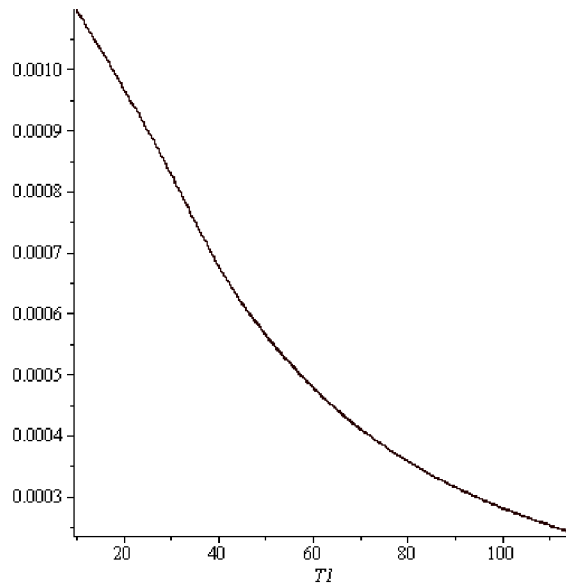
```
> pT[1]:=[15., 30., 40., 50., 60., 70., 80., 90., 100., 110., 115.]:  
#pole nezávisle proměnných (teplot)  
> pHust[1]:=[997.8444, 995.3414, 991.9615, 987.7984, 982.9359, 977.4479, 971.3973,  
964.8382, 957.8137, 950.3573, 946.4747, 942.4922, 938.4109]: #pole závisle proměnných  
(hustot)  
> fHust[1]:=T1->spline(pT[1],pHust[1],T1,cubic):#splajnová funkce pro zvolený kubický  
splajn  
> plot(fHust[1](T1),T1=10..115); #vykreslení závislosti
```



```
>
```

DYNAMICKÁ VISKOZITA

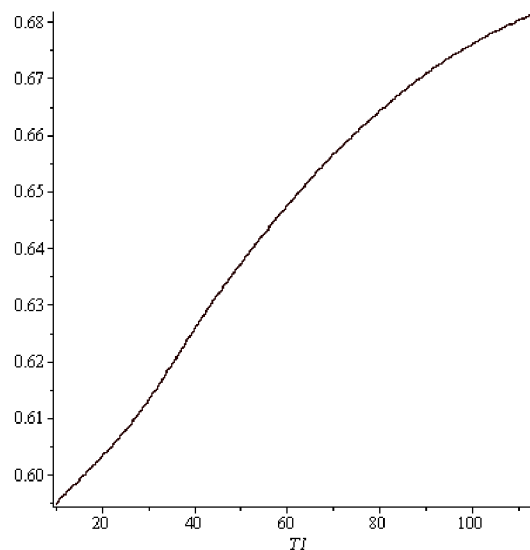
```
> pt[1]:=[15., 30., 40., 50., 60., 70., 80., 90., 100., 110., 115., 120., 125.]: #pole  
nezávisle proměnných (teplot)  
> peta[1]:=[1.034e-3, 0.8292e-3, 0.6784e-3, 0.5652e-3, 0.4785e-3, 0.4111e-3, 0.3579e-  
3, 0.3154e-3, 0.2809e-3, 0.2526e-3, 0.2403e-3, 0.2292e-3, 0.219e-3]: #pole závisle  
proměnných (dynamických viskozit)  
> feta[1]:=T1->spline(pt[1],peta[1],T1,cubic): #splajnová funkce pro zvolený kubický  
splajn  
> plot(feta[1](T1),T1=10..115); #vykreslení závislosti
```



```

>
TEPELNÁ VODIVOST
> pT[1]:=[15., 30., 40., 50., 60., 70., 80., 90., 100., 110., 115., 120., 125.]:
#pole nezávisle proměnných (teplot)
> plambda[1]:=[0.599, 0.613, 0.6257, 0.6372, 0.6474, 0.6564, 0.6641, 0.6707, 0.676,
0.6801, 0.6818, 0.6831, 0.6841]: #pole závisle proměnných (tepelných vodivostí)
> flambda[1]:=T1->spline(pT[1],plambda[1],T1,cubic):#splajnová funkce pro zvolený
kubický splajn
> plot(flambda[1](T1),T1=10..115); #vykreslení závislosti

```



```

>
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA
> pT[1]:=[15., 30., 40., 50., 60., 70., 80., 90., 100., 110., 115., 120., 125.]:
#pole nezávisle proměnných (teplot)
> pcp[1]:=[4183.4, 4178.7, 4177.3, 4178.3, 4181.5, 4186.8, 4194.2, 4203.6, 4215.1,
4228.9, 4236.6, 4244.9, 4253.8]: #pole závisle proměnných (měrných tepelných kapacit)
> fcp1:=T1->spline(pT[1],pcp[1],T1,cubic); #splajnová funkce pro zvolený kubický
splajn

```

$$fcp1 := T1 \rightarrow \text{spline}(pT_1, pcp_1, T1, \text{cubic})$$

Fyzikální vlastnosti spalin

HUSTOTA

```

> pT[2]:=[30., 40., 70., 100., 120., 150., 170., 200., 220., 250., 270., 300., 310.,
320.]: #pole nezávisle proměnných (teplot)
> pHust[2]:=[1.1689, 1.1315, 1.0323, 0.9491, 0.9008, 0.8369, 0.7991, 0.7484, 0.718,
0.6768, 0.6519, 0.6177, 0.6072, 0.5969]: #pole závisle proměnných (hustot)

```

```

> fHust[2]:=T2->spline(pT[2],pHust[2],T2,cubic):#splajnova funkce pro zvoleny kubicky
splajn
> plot(fHust[2](T2),T2=40..320): #vykreslení závislosti
>
DYNAMICKÁ VISKOZITA
> pt[2]:=[30., 40., 70., 100., 120., 150., 170., 200., 220., 250., 270., 300., 310.,
320.]: #pole nezávisle proměnných (teplot)
> peta[2]:=[0.01806e-3, 0.01853e-3, 0.01991e-3, 0.02125e-3, 0.02211e-3, 0.02337e-3,
0.02419e-3, 0.0254e-3, 0.02618e-3, 0.02733e-3, 0.02809e-3, 0.02919e-3, 0.02956e-3,
0.02992e-3]: #pole závisle proměnných (dynamických viskozit)
> feta[2]:=T2->spline(pt[2],peta[2],T2,cubic): #splajnová funkce pro zvolený kubický
splajn
> plot(feta[2](T2),T2=40..320): #vykreslení závislosti
>
TEPELNÁ VODIVOST
> pT[2]:=[30., 40., 70., 100., 120., 150., 170., 200., 220., 250., 270., 300., 310.,
320.]: #pole nezávisle proměnných (teplot)
> plambda[2]:=[0.0255, 0.0262, 0.0284, 0.0305, 0.0319, 0.034, 0.0353, 0.0373, 0.0387,
0.0407, 0.042, 0.0439, 0.0446, 0.0452]: #pole závisle proměnných (tepelných
vodivostí)
> flambda[2]:=T2->spline(pT[2],plambda[2],T2,cubic):#splajnová funkce pro zvolený
kubický splajn
> plot(flambda[2](T2),T2=40..320): #vykreslení závislosti
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA
> pT[2]:=[30., 40., 70., 100., 120., 150., 170., 200., 220., 250., 270., 300., 310.,
320.]: #pole nezávisle proměnných (teplot)
> pcp[2]:=[1029.7, 1029.8, 1031.9, 1034.9, 1037.4, 1041.7, 1045.0, 1050.4, 1054.3,
1060.6, 1065.0, 1071.9, 1074.4, 1076.8]: #pole závisle proměnných (měrných tepelných
kapacit)
> fcp2:=T2->spline(pT[2],pcp[2],T2,cubic); #splajnová funkce pro zvolený kubický
splajn

```

$$fcp2 := T2 \rightarrow \text{spline}(pT_2, pcp_2, T2, \text{cubic})$$

Zadané vstupní parametry

Vstupní data pro trubkový prostor – VODA

```

> m[1]:=0.2; #hmotnostní průtok vody [kg/s]
t11:=15; #vstupní teplota vody [°C]
t12:=110; #výstupní teplota vody[°C]
Delta[Pdov,1]:=50000; #dovolené tlakové ztráty [Pa]

```

$$m_1 := 0.2$$

$$t_{11} := 15$$

$$t_{12} := 110$$

$$\Delta_{Pdov,1} := 50000$$

Vstupní data pro mezitrubkový prostor - SPALINY

```

> m[2]:=0.28; #hmotnostní průtok spalin [kg/s]
t:=305; #vstupní  $m_2 := 0.28$ 

```

$$t_{21} := 305$$

$$\Delta_{Pdov,2} := 1500$$

Dopčet výstupní teploty spalin z tepelné bilance

```

> t1:=(t11+t12)/2; #střední teplota vody

```

$$t_1 := \frac{125}{2}$$

```

> cp1[str]:=int(fcp1(t),t=t11..t12)/(t12-t11); # střední měrná tepelná kapacita vody

```

$$cp_{1, \text{str}} := 4190.581258$$

```

> Q[1]:=m[1]*cp1[str]*(t12-t11); #tepelný výkon výměníku

```


$Q_1 := 79621.04390$

```
> t22:=(t11+t21)/2: # nástřel hledané teploty t22 ze známých teplot
> Q[2]:=1e12: # nástřel tepelného výkonu
> it:=0: # nastavení počítadla iterací
> while abs(Q[1]-Q[2])>0.1 do
> it:=it+1;
> cp2[str]:=int(fcp2(t),t=t22..t21)/(t21-t22);
> Q[2]:=m[2]*cp2[str]*(t21-t22);
> t22:=(t21-Q[1]/(m[2]*cp2[str]));
> rozdilQ:=abs(Q[1]-Q[2]);
> end do;
```

$it := 1$

$cp2_{str} := 1057.311395$

$Q_2 := 42926.84264$

$t22 := 36.0528644$

$rozdilQ := 36694.20126$

$it := 2$

$cp2_{str} := 1047.148825$

$Q_2 := 78855.74957$

$t22 := 33.4427349$

$rozdilQ := 765.29433$

$it := 3$

$cp2_{str} := 1046.981309$

$Q_2 := 79608.30664$

$t22 := 33.3992860$

$rozdilQ := 12.73726$

$it := 4$

$cp2_{str} := 1046.978547$

$Q_2 := 79620.83387$

$t22 := 33.3985695$

$rozdilQ := 0.21003$

$it := 5$

$cp2_{str} := 1046.978501$

$Q_2 := 79621.04041$

$t22 := 33.3985575$

$rozdilQ := 0.00349$

```
> 1047.166529*m[2]*(t21-t22);
```

79635.34315

```
> it; # počet iterací
cp2[str]; # střední měrná tepelná kapacita spalin
Q[2]; # tepelný výkon spalin
t22; # výstupní teplota spalin
```

5

1046.978501

79621.04041

33.3985575

Výpočet logaritmického teplotního spádu pro protiproudé uspořádání

```
> dTln:=evalf(((t21-t12)-(t22-t11))/ln((t21-t12)/(t22-t11))); #horuky proud 2 v MP (spaliny)
```

$dT_{ln} := 74.80806570$

Stanovení fyzikálních vlastností pracovních látek pro střední teploty

Střední teploty látek

```
> t1: evalf(t1); # vody  
t2:=(t21+t22)/2; # spalin
```

62.50000000

$t2 := 169.1992788$

Vlastnosti vody

```
> rho[1]:=fHust[1](t1); # střední hustota  
eta[1]:=feta[1](t1); #střední dynamická viskozita  
cp[1]:=fcp1(t1); # střední měrná tepelná kapacita  
lambda[1]:=flambda[1](t1); # střední tepelná vodivost
```

$\rho_1 := 981.619007042817$

$\eta_1 := 0.000459997610090660$

$cp_1 := 4182.62719256122$

$\lambda_1 := 0.649770969871185$

Vlastnosti spalin

```
> rho[2]:=fHust[2](t2);  
eta[2]:=feta[2](t2);  
cp[2]:=fcp2(t2);  
lambda[2]:=flambda[2](t2);
```

$\rho_2 := 0.800547494309776$

$\eta_2 := 0.0000241573461901653$

$cp_2 := 1044.86255380832$

$\lambda_2 := 0.0352483619599794$

Výpočet potřebné plochy pro výměnu tepla

Volba výchozí geometrie

trubky vybírány (28.11.2014) z katalogu firmy Arcelor Mittal Ostrava <http://ostrava.arcelormittal.com/pdf/Trubky.pdf> strana 8

```
> dout:=0.03; # vnější průměr (VNITŘNÍ TRUBKA)  
st:=0.0026; # tloušťka stěny  
din:=dout-(2*st); # vnitřní průměr  
# hydraulický průměr vnitřní trubky = din
```

$dout := 0.03$

$st := 0.0026$

$din := 0.0248$

```
> nt:=1; # počet vnitřních trubek
```

$nt := 1$

```
> Dout:=0.273; # vnější průměr (VNĚJŠÍ TRUBKA)  
ST:=0.0063; # tloušťka stěny  
Din:=Dout-(2*ST); # vnitřní průměr  
Dh:=(Din^2-nt*(din+2*st)^2)/(Din+nt*(din+2*st)); # hydraulický průměr vnější trubky  
PM:=evalf((Pi/4)*(Din^2-nt*dout^2)); #průřez mezikruží  
>
```

$Dout := 0.273$

$ST := 0.0063$

$D_{in} := 0.2604$
 $D_h := 0.2304000000$
 $PM := 0.05254954599$

tepelná vodivost materiálu trubek

> $\lambda_{tr} := 45.0$; #tepelná vodivost materiálu trubek (uhl. ocel) [W/(m.K)]
 $\lambda_{tr} := 45.0$

Výpočet rychlosti, Rey, Pr, Nuss

> $u[1] := 4 * m[1] / (\rho[1] * \pi * nt * din^2)$; # rychlost proudění vody v trubkovém prostoru
 $evalf(u[1])$;
 $u[2] := m[2] / (PM * \rho[2])$; # rychlost proudění spalin v mezitrubkovém prostoru

$$u_1 := \frac{1.32508478195318}{\pi}$$

0.421787586016360

$$u_2 := 6.65582601016572$$

> $Rey[1] := evalf(u[1] * din * \rho[1] / \eta[1])$; # Reynoldsovo číslo
 $Rey[2] := evalf(u[2] * Dh * \rho[2] / \eta[2])$;

$$Rey_1 := 22321.9873683947$$

$$Rey_2 := 50818.5553297153$$

> $Pr[1] := \eta[1] * cp[1] / \lambda[1]$; # Prandtlovo číslo
 $Pr[2] := \eta[2] * cp[2] / \lambda[2]$;

$$Pr_1 := 2.96104104629328$$

$$Pr_2 := 0.716093033263398$$

za podmínek turbulentního proudění

> $Nus[1] := 0.023 * Rey[1]^{0.8} * Pr[1]^{0.4}$; # Nusseltovo číslo
 $Nus[2] := 0.023 * Rey[2]^{0.8} * Pr[2]^{0.4}$;

$$Nus_1 := 106.977364285291$$

$$Nus_2 := 117.093683265327$$

Výpočet součinitele prostupu tepla k

**Vztah pro součinitel přestupu tepla vyjádřený z obecné definice
Nusseltova čísla, má tvar :**

> ' $\alpha = Nus * \lambda / dh$ '; # obecná definice
 $\alpha[1] := Nus[1] * \lambda[1] / din$; # součinitel přestupu tepla
 $\alpha[2] := Nus[2] * \lambda[2] / Dh$; #

$$\alpha = \frac{Nus \lambda}{dh}$$

$$\alpha_1 := 2802.85426394826$$

$$\alpha_2 := 17.9138911934176$$

>

$k := 1 / ((dout / din) * (1 / \alpha[1]) + (dout / (2 * \lambda[tr])) * \ln(dout / din) + (1 / \alpha[2]))$;
součinitel prostupu tepla

$$k := 17.7564258995857$$

Z přenosové rovnice pro protiproudé uspořádání je vyjádřena plocha A

> # přenosová rovnice $Q = k * A * dT_{ln}$;

$A := Q[2] / (k * dT_{ln})$;

$$A := 59.9409841913847$$

Délka vnitřní trubky a zároveň i celého výměníku

```
> Lt:=A/(Pi*dout);
evalf(Lt);
```

$$Lt := \frac{1998.03280637949}{\pi}$$

$$635.993595022719$$

```
> Lm:=13; # délka modulu (m)
nm:=round(Lt/Lm); # počet modulů
no:=nm-1; # počet oblouků k obratu proudu
```

```
Lm := 13
nm := 49
no := 48
```

Výpočet hydraulických ztrát

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru - strana vody

Při návrhu výměníku uvažujme, že bude zhotoven z nových trubek o standardní drsnosti. Pro tento případ lze Darcyho třecí součinitel v turbulentním režimu pro trubkový prostor vyjádřit Blasiovým vztahem pro hydraulicky hladké trubky (platným pro $3000 < Re < 100000$):

```
> lambda[dt]:=0.3164*Rey[1]^(-0.25); # Darcyho třecí součinitel
lambda_dt := 0.0258853034375551
```

Podle Darcy

– Weisbachovy rovnice pro výpočet tlakových ztrát pro turbulentní proudění je dopočtena tlaková ztráta v potrubí

```
> dP1:=1/2*lambda[dt]*Lt/din*rho[1]*u[1]^2;
evalf(dP1);
```

$$dP1 := \frac{1.79723343840880 \cdot 10^6}{\pi^3}$$

$$57963.5360996165$$

Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru - strana spalín

Darcyho třecí součinitel pro nové potrubí v turbulentní oblasti v mezitrubkovém prostoru lze stanovit opět pomocí Blasiova vztahu pro hydraulicky hladké trubky (platným pro $3000 < Re < 100000$):

```
> lambda[dm]:=0.3164*Rey[2]^(-0.25); # Darcyho třecí součinitel
lambda_dm := 0.0210732197579931
```

```
> dP2:=1/2*lambda[dm]*Lt/Dh*rho[2]*u[2]^2;
evalf(dP2); # tlaková ztráta
```

$$dP2 := \frac{3240.50028602217}{\pi}$$

$$1031.48327695073$$

>

Výpočtový model však nezohledňuje ve výpočtu tlakových ztrát místní odpory, které je nutno také uvažovat a přičíst do celkové tlakové ztráty.

```
> smo_oblouk:=0.5; # souč. místního odporu pro oblouk 180 °
smo_vstup:=0.5; # souč. místního odporu pro ostrý vtok
smo_vystup:=1; # souč. místního odporu pro výtok
smo_oblouk := 0.5
smo_vstup := 0.5
smo_vystup := 1
```

```
> dP1:=evalf(dP1+((no*smo_oblouk+smo_vstup+smo_vystup)*((u[1]^2*rho[1])/2)));
dP2:=evalf(dP2+((no*smo_oblouk+smo_vstup+smo_vystup)*((u[2]^2*rho[2])/2)));
dP1 := 60190.1285431551
dP2 := 1483.65271831451
```

Výsledky

```
> printf("VÝPIS HLAVNÍCH ROZMĚRŮ VÝMĚNÍKU TRUBKA V TRUBCE S PROTIPROUDÝM
USPOŘÁDÁNÍM:\n");
printf("*****\n");
printf("Vnější průměr vnitřní trubky (voda), m           : %6.3f\n", dout);
printf("Tloušťka stěny vnitřní trubky, m                : %6.3f\n", st);
printf("Vnitřní průměr vnitřní trubky, m                : %6.3f\n", din);
printf("Hydraulický průměr vnitřní trubky, m            : %6.3f\n", din);
printf("Vnější průměr pláštové trubky (spaliny), m      : %6.3f\n", Dout);
printf("Tloušťka stěny pláštové trubky, m              : %6.3f\n", ST);
printf("Vnitřní průměr pláštové trubky, m              : %6.3f\n", Din);
printf("Hydraulický průměr pláštové trubky, m          : %6.3f\n", Dh);
printf("Tepelná vodivost materiálu, W/(m.K)             : %6.2f\n",
lambda[tr]);
printf("Součinitel prostupu tepla, W/(m^2.K)           : %6.2f\n", k);
printf("Plocha výměny tepla, m^2                       : %6.2f\n", A);
printf("Délka výměníku, m                              : %6.3f\n", Lt);
printf("Délka modulu, m                                : %6.1f\n", Lm);
printf("Výkon výměníku, W                               : %6.3f\n", Q[2]);
```

VÝPIS HLAVNÍCH ROZMĚRŮ VÝMĚNÍKU TRUBKA V TRUBCE S PROTIPROUDÝM USPOŘÁDÁNÍM:

```
*****
Vnější průměr vnitřní trubky (voda), m                : 0.030
Tloušťka stěny vnitřní trubky, m                     : 0.003
Vnitřní průměr vnitřní trubky, m                     : 0.025
Hydraulický průměr vnitřní trubky, m                 : 0.025
Vnější průměr pláštové trubky (spaliny), m          : 0.273
Tloušťka stěny pláštové trubky, m                   : 0.006
Vnitřní průměr pláštové trubky, m                   : 0.260
Hydraulický průměr pláštové trubky, m               : 0.230
Tepelná vodivost materiálu, W/(m.K)                  : 45.00
Součinitel prostupu tepla, W/(m^2.K)                 : 17.76
Plocha výměny tepla, m^2                             : 59.94
Délka výměníku, m                                    : 635.994
Délka modulu, m                                       : 13.0
Výkon výměníku, W                                     : 79621.040
```

Voda (trubkový prostor)

```
> printf("VÝPIS HLAVNÍCH VÝSLEDKŮ PRO VODU:\n");
printf("*****\n");
printf("\n");
printf("HNOTNOSTNÍ TOK, kg/s                             : %6.2f\n", m[1]);
printf("VSTUPNÍ TEPLOTA, °C                             : %6.2f\n", t11);
printf("VÝSTUPNÍ TEPLOTA, °C                             : %6.2f\n", t12);
printf("STŘEDNÍ TEPLOTA, °C                              : %6.2f\n", t1);
printf("HUSTOTA, kg/m^3                                    : %6.2f\n", rho[1]);
printf("DYNAMICKÁ VISKOZITA, Pa.s                          : %6.6f\n", eta[1]);
printf("MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA, J/(kg.K)                  : %6.2f\n", cp[1]);
printf("TEPELNÁ VODIVOST, W/(m.K)                         : %6.2f\n", lambda[1]);
printf("RYCHLOST, m/s                                       : %6.2f\n", u[1]);
printf("Hodnota Reynoldsova čísla, -                      : %6.2f\n", Rey[1]);
printf("Hodnota Prandtlova čísla, -                       : %6.4f\n", Pr[1]);
printf("Součinitel přestupu tepla, W/(m^2.K)              : %6.2f\n", alpha[1]);
printf("Dovolená tlaková ztráta, Pa                       : %6.2f\n", Delta[Pdov,1]);
printf("Celková tlaková ztráta, Pa                        : %6.2f\n", dP1);
printf("Tepelný výkon vody, W                               : %6.3f\n", Q[1]);
```

VÝPIS HLAVNÍCH VÝSLEDKŮ PRO VODU:

```
*****
HNOTNOSTNÍ TOK, kg/s                                 : 0.20
VSTUPNÍ TEPLOTA, °C                                 : 15.00
VÝSTUPNÍ TEPLOTA, °C                               : 110.00
STŘEDNÍ TEPLOTA, °C                               : 62.50
HUSTOTA, kg/m^3                                     : 981.62
DYNAMICKÁ VISKOZITA, Pa.s                          : 0.000460
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA, J/(kg.K)                   : 4182.63
```

```

TEPELNÁ VODIVOST, W/(m.K)      :      0.65
RYCHLOST, m/s                  :      0.42
Hodnota Reynoldsova čísla, -   :      22321.99
Hodnota Prandtlova čísla, -   :      2.9610
Součinitel přestupu tepla, W/(m^2.K) :      2802.85
Dovolená tlaková ztráta, Pa   :      50000.00
Celková tlaková ztráta, Pa    :      60190.13
Tepelný výkon vody, W         :      79621.044

```

Spaliny (mezitrubkový prostor)

```

> printf("VÝPIS HLAVNÍCH VÝSLEDKŮ PRO SPALINY:\n");
printf("*****\n");
printf("\n");
printf("HMOTNOSTNÍ TOK, kg/s      :      %6.2f\n", m[2]);
printf("VSTUPNÍ TEPLOTA, °C      :      %6.2f\n", t21);
printf("VÝSTUPNÍ TEPLOTA, °C     :      %6.2f\n", t22);
printf("STŘEDNÍ TEPLOTA, °C      :      %6.2f\n", t2);
printf("HUSTOTA, kg/m^3           :      %6.2f\n", rho[2]);
printf("DYNAMICKÁ VISKOZITA, Pa.s :      %6.6f\n", eta[2]);
printf("MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA, J/(kg.K) :      %6.2f\n", cp[2]);
printf("TEPELNÁ VODIVOST, W/(m.K)  :      %6.2f\n", lambda[2]);
printf("RYCHLOST, m/s             :      %6.2f\n", u[2]);
printf("Hodnota Reynoldsova čísla, - :      %6.2f\n", Rey[2]);
printf("Hodnota Prandtlova čísla, - :      %6.4f\n", Pr[2]);
printf("Součinitel přestupu tepla, W/(m^2.K) :      %6.2f\n", alpha[2]);
printf("Dovolená tlaková ztráta, Pa :      %6.2f\n", Delta[Pdov,2]);
printf("Celková tlaková ztráta, Pa :      %6.2f\n", dP2);
printf("Tepelný výkon spalin, W    :      %6.3f\n", Q[2]);

```

VÝPIS HLAVNÍCH VÝSLEDKŮ PRO SPALINY:

```

HMOTNOSTNÍ TOK, kg/s      :      0.28
VSTUPNÍ TEPLOTA, °C      :      305.00
VÝSTUPNÍ TEPLOTA, °C     :      33.40
STŘEDNÍ TEPLOTA, °C      :      169.20
HUSTOTA, kg/m^3          :      0.80
DYNAMICKÁ VISKOZITA, Pa.s :      0.000024
MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA, J/(kg.K) :      1044.86
TEPELNÁ VODIVOST, W/(m.K) :      0.04
RYCHLOST, m/s            :      6.66
Hodnota Reynoldsova čísla, - :      50818.56
Hodnota Prandtlova čísla, - :      0.7161
Součinitel přestupu tepla, W/(m^2.K) :      17.91
Dovolená tlaková ztráta, Pa :      1500.00
Celková tlaková ztráta, Pa :      1483.65
Tepelný výkon spalin, W   :      79621.040

```

> Q[1];

Q[2];

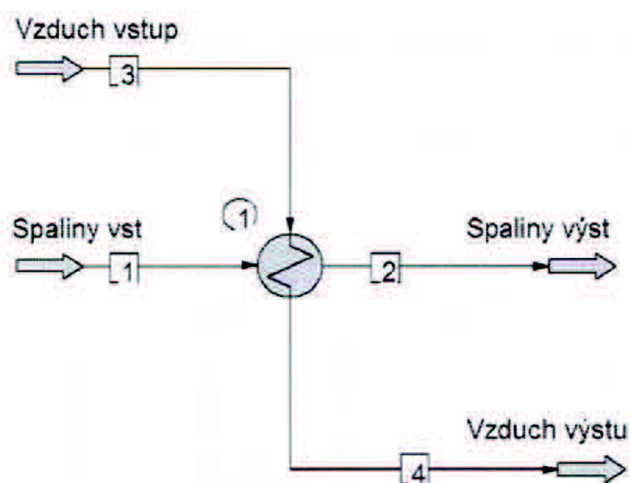
79621.04390

79621.04041

>

Příloha č. 9 Počáteční bilance výměníků v programu ChemCad

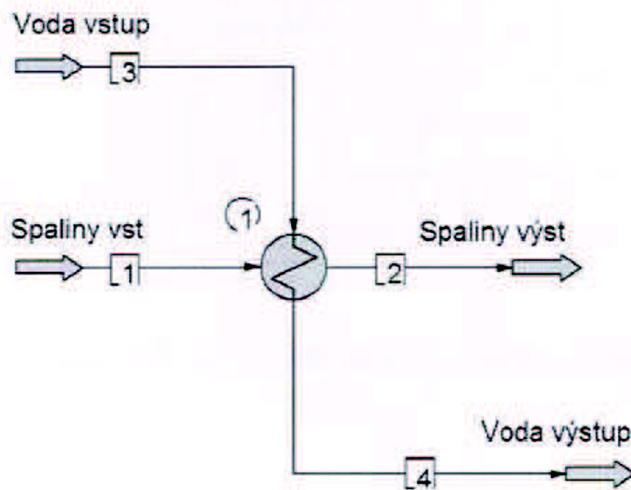
1) Spaliny - vzduch



| | |
|----------------------|----------|
| Equip. No. | 1 |
| Name | |
| 1st Stream dp kPa | 1.5000 |
| 2nd Stream dp kPa | 2.2000 |
| 2nd Stream T Out C | 250.0000 |
| Calc HI Duty kW | 56.2583 |
| LMTD (End points) C | 72.0049 |
| LMTD Corr Factor | 1.0000 |
| 1st Stream Pout kPa | 101.3000 |
| 2nd Stream Pout kPa | 101.3000 |
| P1 out specified kPa | 101.3000 |
| P2 out specified kPa | 101.3000 |

| Stream No. | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------------|-------------|-------------|-------------|--------------|
| Name | Spaliny vst | Spaliny výs | Vzduch vstu | Vzduch výstu |
| -- Overall -- | | | | |
| Mass flow kg/sec | 0.2800 | 0.2800 | 0.2436 | 0.2436 |
| Temp C | 305.0000 | 114.1985 | 22.0000 | 250.0000 |
| Pres kPa | 102.8000 | 101.3000 | 103.5000 | 101.3000 |
| Vapor mole fraction | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 |
| Vapor mass fraction | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 1.000 |
| Enth kW | -72.630 | -128.89 | -0.79377 | 55.465 |
| -- Vapor only -- | | | | |
| Actual dens kg/m3 | 0.6124 | 0.9010 | 1.2216 | 0.6741 |
| Cp kJ/kg-K | 1.0732 | 1.0366 | 1.0033 | 1.0300 |
| Visc N-s/m2 | 2.938e-005 | 2.186e-005 | 1.831e-005 | 2.767e-005 |
| Th cond W/m-K | 0.0442 | 0.0314 | 0.0258 | 0.0408 |

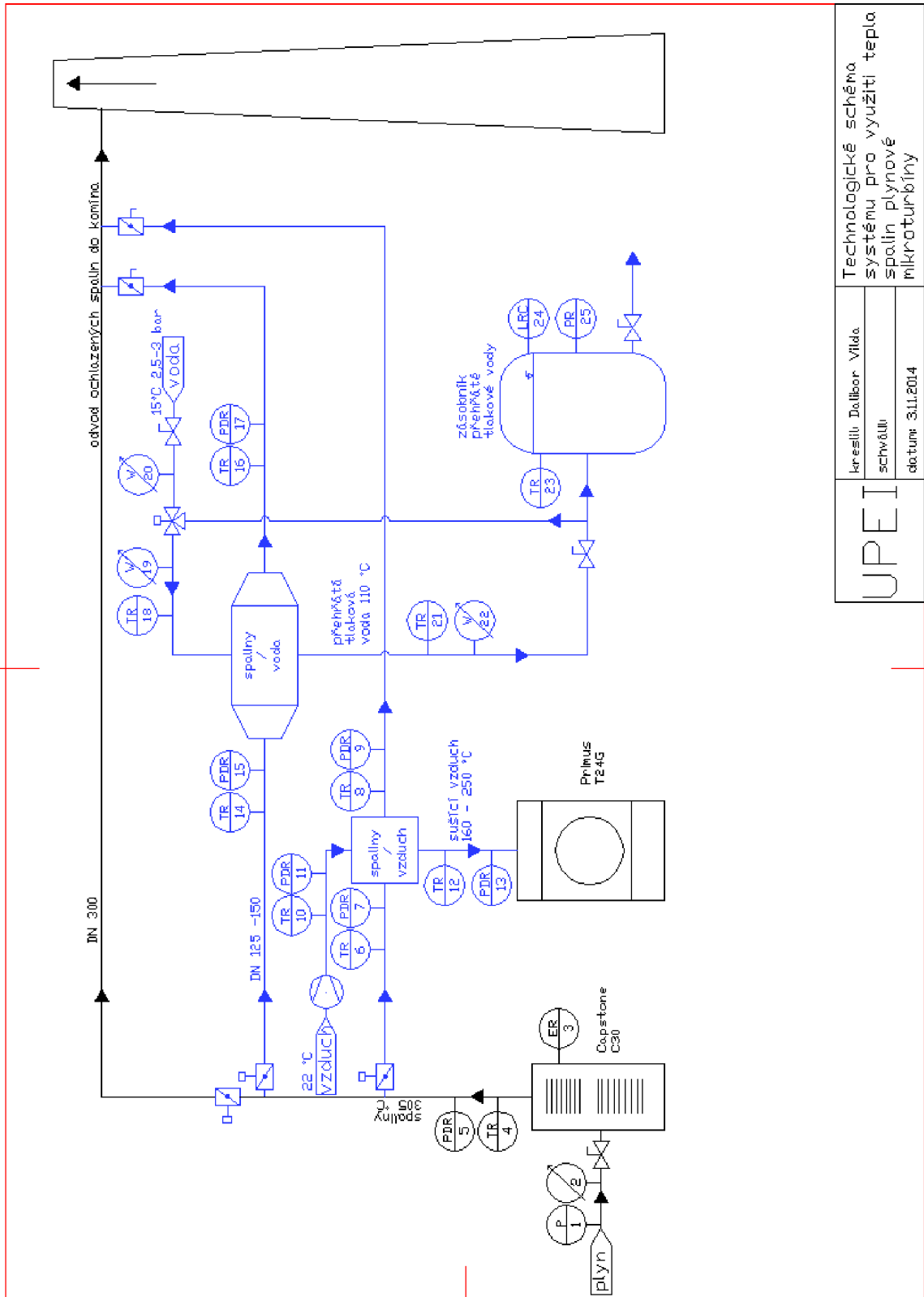
2) Spaliny - voda



| | |
|----------------------|----------|
| Equip. No. | 1 |
| Name | |
| 2nd Stream T Out C | 110.0000 |
| Calc Ht Duty kW | 79.6277 |
| LMTD (End points) C | 74.7540 |
| LMTD Corr Factor | 1.0000 |
| 1st Stream Pout kPa | 101.0000 |
| 2nd Stream Pout kPa | 600.0000 |
| P1 out specified kPa | 101.0000 |
| P2 out specified kPa | 600.0000 |

| Stream No. | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------------|-------------|-------------|------------|-------------|
| Name | Spaliny vst | Spaliny vys | Voda vstup | Voda výstup |
| -- Overall -- | | | | |
| Mass flow kg/sec | 0.2800 | 0.2800 | 0.2000 | 0.2000 |
| Temp C | 305.0000 | 33.3570 | 15.0000 | 110.0000 |
| Pres kPa | 101.0000 | 101.0000 | 600.0000 | 600.0000 |
| Vapor mole fraction | 1.000 | 1.000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Vapor mass fraction | 1.000 | 1.000 | 0.0000 | 0.0000 |
| Enth kW | -72.630 | -152.26 | -3183.6 | -3104.0 |
| -- Vapor only -- | | | | |
| Actual dens kg/m3 | 0.6017 | 1.1358 | | |
| Cp kJ/kg-K | 1.0732 | 1.0296 | | |
| Visc N-s/m2 | 2.938e-005 | 1.822e-005 | | |
| Th cond W/m-K | 0.0442 | 0.0257 | | |
| -- Liquid only -- | | | | |
| Actual dens kg/m3 | | | 998.7349 | 950.3573 |
| Cp kJ/kg-K | | | 4.1877 | 4.2289 |
| Visc N-s/m2 | | | 0.001164 | 0.0002526 |
| Th cond W/m-K | | | 0.5915 | 0.6801 |

Příloha č. 10 Schéma zapojení



| | |
|--|---|
| <p style="font-size: 2em; font-weight: bold; text-align: center;">UPEI</p> | <p>Technologické schéma systému pro využití tepla spalín plynové mikroturbíny</p> |
| | <p>Kreslil: Dalibor Vílka Schválil: schv&u datum: 31.11.2014</p> |