



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ KOGENERAČNÍHO
SYSTÉMU NA BÁZI PLYNOVÉ MIKROTURBÍNY**

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF A GAS MICRO-TURBINE COGENERATION SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Buřil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	Bc. Lukáš Buřil
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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:

Experimentální ověření kogeneračního systému na bázi plynové mikroturbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Plynové mikroturbíny jsou progresivní technologií, která umožňuje účinnou kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Pro ekonomiku jejich provozu je ovšem důležité efektivní využití odpadního tepla obsaženého ve spalinách. V Laboratoři energeticky náročných procesů NETME Centre (enp.neteme.cz) je provozována plynová mikroturbína Capstone C30 s nominálním elektrickým výkonem 30 kW. Turbína byla doplněna o systém pro využití odpadního tepla, který je tvořen trubkovým výměníkem určeným pro ohřev vody a průmyslovým sušičem prádla, který umožňuje přímé využití spalin při sušení. Tématem práce je experimentální ověření technických parametrů tohoto kogeneračního systému v podmínkách laboratoře energeticky náročných procesů.

Cíle diplomové práce:

1. Výběr klíčových provozních parametrů kogeneračního systému.
2. Teoretická příprava experimentálního měření.
3. Technická příprava dílčích prvků systému (např. kompletace akumulární nádoby na vodu, montáž klapky na sání sušiče, montáž čerpadla apod.)
4. Provedení experimentů a posouzení provozních parametrů kogeneračního systému.

Seznam doporučené literatury:

BOICEA, Valentin A. Essentials of natural gas microturbines. Boca Raton, FL: CRC/Taylor & Francis, 2014. ISBN 1466594713.

MÁŠA, Vítězslav, Petr BOBÁK a Marek VONDRA. Potential of gas microturbines for integration in commercial laundries. *Operational Research* [online]. 2017, 17(3), 849-866. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s12351-016-0263-8>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Hlavním tématem této diplomové práce je problematika integrace plynové mikroturbíny do prádelenského provozu. Tato integrace spočívá ve využití odpadního tepla z plynové mikroturbíny pro přímé sušení prádla a ohřev vody v tepelném výměníku. Ohřátá voda může být následně využita při praní prádla.

Všechny experimenty byly provedeny na kogeneračním systému, kterým je vybavena Laboratoř energeticky náročných procesů NETME Centre při Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Tento systém se skládá z plynové mikroturbíny Capstone C30 s elektrickým výkonem 30 kW, plynového sušiče Primus DX55 s nominální kapacitou 55 kg prádla a spalínového tepelného výměníku Vakading typu Vakavlas s výkonem 53 kW.

V rámci práce byla provedena potřebná technická příprava a rozsáhlá měření zahrnující poloprovozní zkoušky 4 režimů provozu kogeneračního systému a jeho dílčích prvků. Cílem zkoušek bylo poloprovozní ověření:

- Sušení prádla standardním programem sušiče
- Nahřívání vody v akumulární nádrži
- Výkonnosti spalínového výměníku
- Přímého sušení prádla spalínami mikroturbíny a současného ohřevu vody ve výměníku

Hlavním přínosem práce jsou:

- Sumarizace všech poznatků v oblasti přímého sušení prádla spalínami, které byly získány na základě experimentálních měření
- Vytvoření metodiky užití spalín pro přímé sušení, která je použitelná nejen pro sušení prádla, ale i pro ostatní procesy sušení v průmyslu
- Shrnutí poznatků v oblasti testování tepelných výměníků aplikovatelných i pro další zařízení procesního průmyslu a stanovení parametrů tepelného výměníku
- Nalezení vhodných provozních podmínek a nastavení kogeneračního systému
- Vyhodnocení problematických míst současné konfigurace a návrh možných změn
- Jednoduchá ekonomická analýza provozu

Během experimentů bylo zjištěno, že přímým sušením prádla je možné dosáhnout dokonce lepších výsledků než v případě standardního sušení v plynovém sušiči. Rovněž byla ověřena funkčnost celého systému spolu s tepelným výměníkem a tím ověřena možnost integrace turbíny do prádelenského procesu. Integrace plynové mikroturbíny je tedy nejen možná, ale pro řadu prádelenských provozů by byla i ekonomicky výhodná.

Abstract

This master's thesis deals with problematics of natural gas microturbine integration into industrial laundry operation. This integration means utilization of waste heat for direct drying and water heating in a heat exchanger. This heated water can be used in further laundry processes, for example laundering.

All the experiments were carried out on the cogeneration system that is installed in Laboratory of Energy Intensive Processes in NETME Centre at the Faculty of Mechanical Engineering of Brno University of Technology. This system consists of a natural gas microturbine Capstone C30 with nominal electric power of 30 kW, an industrial dryer Primus DX55 with a nominal capacity of 55 kg for laundry and a heat exchanger Vakading type Vakavlas with nominal power of 53 kW.

All necessary theoretical and technical preparation was done in order to carry out experiments as follows:

- Standard drying program
- Water accumulation test
- Test of performance of heat exchanger
- Direct drying with the use of microturbine's flue gases

These experiments were analyzed and discussed within this thesis. The main contribution of this work is as follows:

- Summary of all the knowledge in the area of direct drying
- Creation of methodology of utilization of flue gases for direct drying not only in laundry industry but in related fields
- Summary of requirements and ways of heat exchanger testing and determination of heat exchanger parameters
- Determination of optimal working settings of installed cogeneration system
- Description of weak spots in the system and suggested improvements
- Basic economic analysis of operating costs

During the experiments, it was found that in case of direct drying better results could be achieved in comparison with standard drying. The functionality of the whole system together with the heat exchanger was verified and thus also the possibility of integrating the turbine into the washing process was confirmed. The integration of a natural gas microturbine is both technically and economically feasible for many industrial applications.

Klíčová slova

Kogenerace, plynová mikroturbína, Capstone C30, průmyslové sušení prádla, průmyslová prádelna, tepelný výměník, testování tepelných výměníků

Keywords

Cogeneration, natural gas microturbine, Capstone C30, industrial clothes drying, industrial laundry, heat exchanger, heat exchanger testing

Bibliografická citace

BUŘIL, Lukáš. *Experimentální ověření kogeneračního systému na bázi plynové mikroturbíny*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117176>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Vítězslav Máša.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Vítězslava Máši, Ph.D. a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu citované literatury.

Nemám závažný důvod proti zpřístupnění této práce v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) v platném znění.

V Brně dne..... Podpis:.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi pomohli s tvorbou této práce. Zejména doc. Ing. Vítězslavu Mášovi, Ph.D. za jeho čas při prováděných experimentech a věcné rady související s obsahem a formou práce. Dále pak Ing. Karlu Fišerovi za pomoc při přípravě experimentálního zařízení a Ing. Rostislavu Slovákovi za konzultace a poskytnutí dat z minulých experimentů. V neposlední řadě rodičům za psychickou a finanční podporu během studia.

Obsah

1	Úvod	12
2	Kogenerace	14
2.1	Současná situace.....	14
2.2	Definice kogenerace	15
2.3	Dělení kogeneračních technologií	16
2.4	Použití kogeneračních systémů.....	17
2.5	Spalovací mikroturbíny	19
2.5.1	Konstrukční provedení mikroturbín	20
2.5.2	Funkční princip mikroturbín	22
2.5.3	Účinnost	24
2.5.4	Aplikace mikroturbín.....	25
2.5.5	Shrnutí	25
3	Teorie sušení.....	26
3.1	Vlhkost	26
4	Testování tepelných výměníků.....	29
4.1	Provozní podmínky	30
4.2	Podmínky zkoušení	30
4.3	Obecné požadavky na měřící aparaturu	31
4.4	Testovací metoda	31
4.5	Tepelný výkon.....	32
4.6	Zanášení.....	33
4.7	Měření	33
4.7.1	Měření teploty	34
4.7.2	Měření tlaku	35
4.7.3	Měření průtoku	36
4.7.4	Měření vlhkosti	38
4.7.5	Shrnutí	38
5	Experimentální zázemí, NETME Centre	40
5.1	Kogenerační systém v LENP	42
5.1.1	Mikroturbína Capstone C30	43
5.1.2	Spalinový výměník Vakading typu Vakavlas	45
5.1.3	Sušič Primus DX55	46
6	Příprava zkušební měřící aparatury.....	49

6.1	Čerpadlo.....	49
6.2	Akumulační nádrž.....	50
6.3	Úpravy sušiče.....	52
7	Experimentální část	54
7.1	Měření standardního programu sušiče Primus DX55	54
7.2	Měření nahřívání vody v akumulaci nádrži pomocí spalínového výměníku Vakading.....	60
7.2.1	Průběh experimentu	61
7.3	Testování výkonnosti spalínového výměníku Vakading	64
7.3.1	Vstupní teploty	65
7.3.2	Průtok vody	66
7.3.3	Tepelný výkon	67
7.4	Přímé sušení spalínami z mikroturbíny Capstone C30 v sušiči Primus DX55	71
7.4.1	Sledování tlaku	73
7.4.2	Teplota ve spalovací komoře	74
7.4.3	Účinnost sušení	76
7.4.4	Porovnání hodnot při sušení prádla v režimu kogenerace vůči standardnímu sušicímu programu č. 14	77
7.4.5	Shrnutí.....	81
7.5	Ekonomické zhodnocení	82
7.6	Seznam použitých měřidel	84
8	Závěr	86
9	Bibliografie	88
10	Seznam použitých zkratk	92
11	Seznam příloh.....	93

1 Úvod

V posledních letech je v Evropské unii, a tedy i v České republice, kladen důraz na efektivní využívání primárních zdrojů energií, snižování emisí CO₂ a větší podíl energie vyrobené z obnovitelných zdrojů. Konkrétní cíle byly formulovány v roce 2009 jako součást Evropa 2020 - strategie pro inteligentní a udržitelný růst podporující začlenění [1], kde byly formulovány konkrétní energetické a klimatické cíle obecně známé jako 20 20 20 do roku 2020. A tedy snížení emisí CO₂ o 20 % oproti roku 1990, zvýšit podíl obnovitelných zdrojů energií v celkové spotřebě v EU na 20 % a zvýšit energetickou účinnost v Evropě o 20 %. V současné době už jsou definovány i nové cíle, které by měly být naplněny do roku 2030 – redukce CO₂ oproti roku 1990 o 40 %, podíl obnovitelných zdrojů o 27 % a energetická účinnost rovněž o 27 %. Tyto cíle mají zajistit šetrnější využívání energií, ochranu životního prostředí a udržitelný rozvoj. [1]

Jednou z cest, jak dosáhnout těchto cílů je využití kombinované výroby elektřiny a tepla, tzv. kogenerace. Kogenerační zařízení pracují s významně vyšší energetickou účinností než při oddělené výrobě elektřiny a tepla a je tak možná úspora primárního paliva a snížení emisí při stejné produkci energie. Využití kogenerace například v teplárenství není v České republice novinkou. Relativně progresivní cestou je ovšem využití mikro kogeneračních jednotek s plynovou turbínou. Tato zařízení je možné instalovat například v bioplynových stanicích [2] a využít tak bioplyn k produkci elektrické a tepelné energie a navýšit tedy i podíl energie vytvořené obnovitelnými zdroji.

V NETME Centre při Vysokém učení technickém v Brně (VUT) v minulých letech vznikl kogenerační systém, jehož jádro tvoří plynová mikroturbína CAPSTONE C30 s nominálním výkonem 30 kW. Budoucím cílem je integrovat tento systém do modelu průmyslové prádelny, která je instalována v laboratořích NETME Centre. V současné chvíli je možné zužitkovat zbytkové teplo ve spalínách mikroturbíny ve dvou zařízeních – ve spalinovém výměníku, kde spaliny předávají teplo k ohřevu vody a v průmyslovém sušiči, kde dochází k přímému sušení prádla. Účelem této práce je posoudit funkčnost daného systému, kdy konkrétní cíle byly formulovány následovně:

1. Výběr klíčových provozních parametrů kogeneračního systému. (Kapitoly 2, 3, 4, 5 a 7)
2. Teoretická příprava experimentálního měření. (Kapitoly 4, 5 a 7)
3. Technická příprava dílčích prvků systému (např. kompletace akumulční nádoby na vodu, montáž klapky na sání sušiče, montáž čerpadla apod.). (Kapitoly 6 a 7)
4. Provedení experimentů a posouzení provozních parametrů kogeneračního systému. (Kapitola 7)

Nejprve byla provedena teoretická příprava, na základě které byly naplánovány experimenty. Před zahájením experimentů bylo nutné upravit testovací zázemí

laboratoře a připravit některá dílčí zařízení (zejména akumulční nádrž na teplou vodu, nové čerpadlo). Autorem bylo provedeno dimenzování zařízení, průzkum trhu, konzultace s odborníky v daných oblastech a následné zakoupení a montáž daných zařízení (míchadlo, čerpadlo, potrubní prvky, atd).

Experimentální část byla rozdělena do čtyř etap:

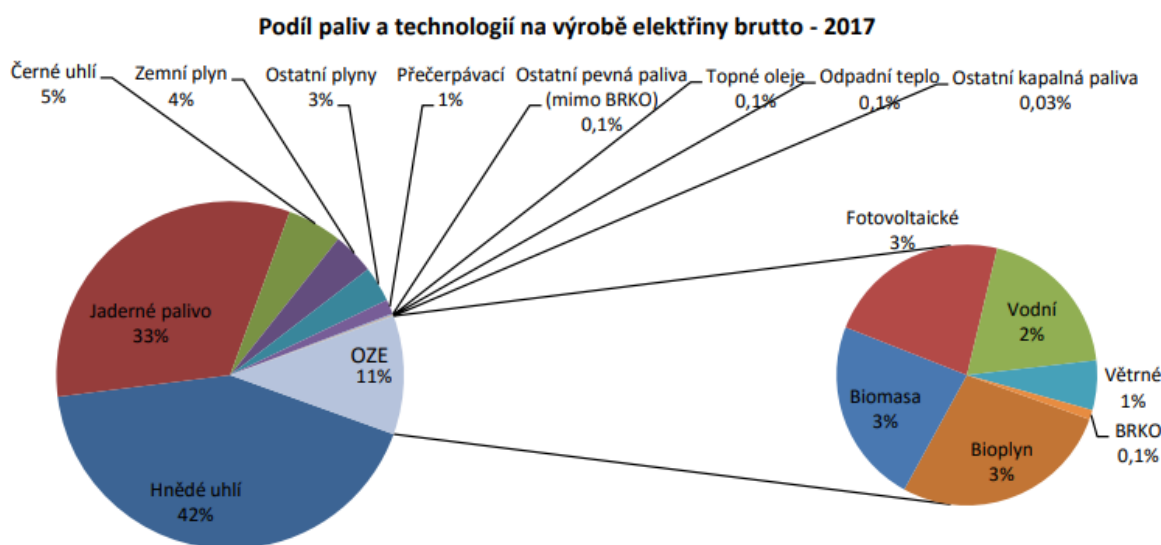
- Byl proveden experiment sušení standardním programem na sušiči Primus DX55, kdy bylo prádlo sušeno integrovaným plynovým hořákem
- Dalším experimentem bylo sledování nahřívání vody v akumulční nádrži s využitím odpadního tepla ve spalinách mikroturbíny
- Samostatně byl testován tepelný spalinový výměník za účelem stanovení jeho parametrů a ověření funkčnosti
- Na závěr byly provedeny experimenty stanovující parametry celého kogeneračního systému při součinnosti spalinového výměníku a sušiče prádla zároveň

2 Kogenerace

Cílem této kapitoly je uvést čtenáře do problematiky kogenerace v širším kontextu, vysvětlit její význam, představit základní pojmy a možnosti využití této technologie.

2.1 Současná situace

První snahy o legislativní podporu kombinované výroby elektrické a tepelné energie (KVET) neboli kogenerace pochází z roku 1974, kdy Rada Evropské Unie začala tento způsob produkce elektřiny a tepla podporovat. Trvalo to nicméně 30 let, než byl konečně v roce 2004 schválen dokument¹ pro efektivní podporu kogenerace, který byl znovu podpořen v roce 2012². [3] Do budoucna by měla být kombinovaná výroba elektřiny a tepla jedním z hlavních pilířů evropské a české energetiky. Evropská kogenerační politika vychází z projektu CODE2 (Cogeneration Observatory and Dissemination Europe), na němž se podílí odborníci ze všech členských zemí. Hlavním cílem je najít v každé zemi správný směr, jak kogeneraci rozvíjet. Podle dosavadních výsledků má výroba elektrické energie v kogeneraci potenciál pokrýt více než 25 % koncové spotřeby elektřiny do roku 2030. Realizace plánu rozvoje kogenerace by mohla podle plánu pro ČR vést v roce 2030 k úsporám primární energie (ÚPE) 9 TWh/rok a ke snížení emisí o 6 milionů tun CO₂/rok. [4]



Obr. 1: Podíl paliv na výrobě elektrické energie [5]

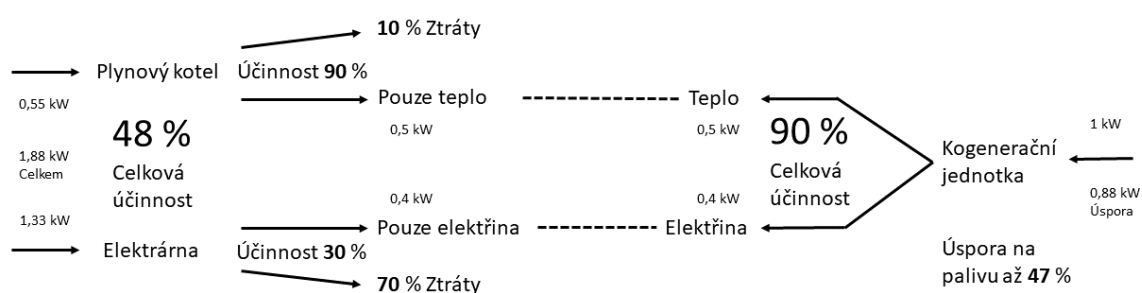
¹ Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council of 11 february 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending directive 92/42/EEC

² Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 october 2012 on energy efficiency, amending directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing directives 2004/8/EC and 2006/32/EC

V současné době nejvíce (42 %) eklektické energie vyrábí velké uhelné elektrárny (Obr. 1) daleko od místa spotřeby. Uhelné elektrárny pracují s účinností maximálně 44 %. Každé zařízení narazí na své fyzikální limity a 100% přeměna energie v primárním palivu na energii mechanickou nebo elektrickou není nikdy možná. Využita je pouze část a zbytek uvolněné energie se pak ztrácí v chladičích nebo je vypouštěn výfukovým systémem. Toto teplo je možné dále zužitkovat například na ohřev vody, vytápění budov nebo sušení prádla. Transportem elektrické energie a vlivem transformací potom dochází k dalším ztrátám ve výši 5–8 %. Z toho vyplývá, že dochází ke ztrátě až dvou třetin energie uložené v primárním zdroji. Z pohledu ochrany životního prostředí, redukci emisí, ušetření paliva a ekonomiky je výhodnější vyrábět elektřinu a teplo současně. Zde je možno dosáhnout účinnosti až 95 %. [6]

2.2 Definice kogenerace

Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie (KVET) neboli kogenerace je transformování primární energie uložené v palivu na dva různé druhy energií současně. KVET může vzhledem k využívání jednoho primárního zdroje vstupujícího do transformačního řetězce výrazně přispět ke zvýšení účinnosti využití primárních zdrojů oproti samostatné výrobě elektrické a tepelné energie. To je patrné z Obr. 2, kdy pro vyrobení stejného množství tepla a elektrické energie při oddělené výrobě je potřeba o 88 % více paliva než při výrobě energií v kogeneraci. V tomto konkrétním případě je také patrná výrazně vyšší účinnost výroby tepelné a elektrické energie v kogeneraci, která dosahuje hodnoty 90 %, zatímco v případě oddělené výroby zařízení pracují s celkovou účinností pouze 46 %.



Obr. 2.: Úspora energie pomocí kogenerace, na základě [7]

Mezi hlavní výhody KVET patří [8]:

- Zvýšení účinnosti využití primárního paliva
- Možnost umístění výroby blízko místa energetického využití, což snižuje ztráty vzniklé přenosem, zejména tepla
- Snadná připojitelnost na existující a plánované technologie v různých oblastech

- Výrazné omezení krytí požadované spotřeby z neobnovitelných energetických zdrojů a zvýšením podílu zdrojů obnovitelných
- Omezení znečištění životního prostředí (snížení emisí NO_x, CO₂, SO₂, omezení dovoz ropy a zemního plynu atd.)
- Zvýšení konkurence mezi jednotlivými systémy energetického zásobování

Mimo výhod mají kogenerační systémy ovšem i potenciální nevýhody [9]:

- Vysoké investiční náklady na zařízení.
- Návratnost je závislá na využití vyrobené elektřiny a tepla, odběr tepla může být zejména v letních měsících problematický
- Kogenerační jednotky bývají většinou hlučné, proto je nutné, aby byly umístěovány 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

Existují dva typy kogeneračních systémů:

- Horní kogenerační systémy
- Dolní kogenerační systémy

Horní kogenerační systémy získávají nejdříve tepelnou energii v energetickém zařízení. Teplo s vysokými parametry je využíváno pro technologické procesy (ocelářské nebo sklářské pece, pece na výrobu cementu atd.) a to je poté dále využito v energetickém zařízení na přeměnu mechanické energie, která se transformuje na energii elektrickou. U tohoto typu systémů jsou vyžadovány vyšší teploty. [8]

Dolní kogenerační systémy primárně vytváří elektrickou energii, užitečná tepelná energie se potom získává z odváděného tepla z tepelného oběhu. Příkladem takového systému je i plynová mikroturbína v Laboratoři energeticky náročných procesů (LENP) na VUT v Brně. Spalováním plynu v plynové mikroturbíně vzniká mechanická energie, která je v generátoru přeměněna na elektrickou energii. Odpadní teplo ve spalinách je poté využito na ohřev vody, nebo sušení prádla. Experimentální ověření tohoto systému je předmětem této práce. Horní kogenerační systémy jsou rozšířené nepoměrně méně. [8]

2.3 Dělení kogeneračních technologií

Kogenerační soustavy je možné dělit podle maximálního dosažitelného výkonu, který určuje mezní hodnoty elektrického a tepelného výkonu, jež lze z kogenerační jednotky odebírat [8]:

- Mikrokogenerace – kogenerace do výkonu 50 kW_E
- Minikogenerace – kogenerace do výkonu 500 kW_E
- Kogenerace malého výkonu do 1 MW_E

- Kogenerace středního výkonu do 50 MW_E
- Kogenerace velkého výkonu nad 50 MW_E

Dále je možné kogenerační jednotky dělit dle [8]:

- **Použitého primárního paliva** – obnovitelné zdroje – sluneční energie, geotermální energie nebo biomasa. Neobnovitelné zdroje jsou tvořeny zejména fosilními palivy. Ty mohou být použity v pevném, kapalném nebo plynném skupenství. V ČR mají největší zastoupení velké zdroje s KVET využívající černé a hnědé uhlí, dodávající až 65 % tepla z KVET. Jejich využití má ovšem jasně klesající trend a do budoucna bude jejich využití rapidně ubývat. [10]
- **Primární jednotky** – primární jednotka je hlavní část kogeneračního systému, která umožňuje transformaci energie paliva. Například spalovací motory, mikroturbíny, palivové články.
- **Účelu využití** – systémy základní, špičkové, záložní, rezervní, specifické.

Vzhledem k charakteru práce bude následující text zaměřen zejména na mikro a minikogenerační jednotky s mikroturbínou spalující zemní plyn.

2.4 Použití kogeneračních systémů

Jak už bylo uvedeno výše, přenosy energií se typicky pojí se značnými ztrátami, a to zejména v případě přenosu tepla. Z hlediska rozlehlosti a vzdálenosti mezi výrobou a spotřebou lze energetické systémy pro dodávku energií rozdělit na [8]:

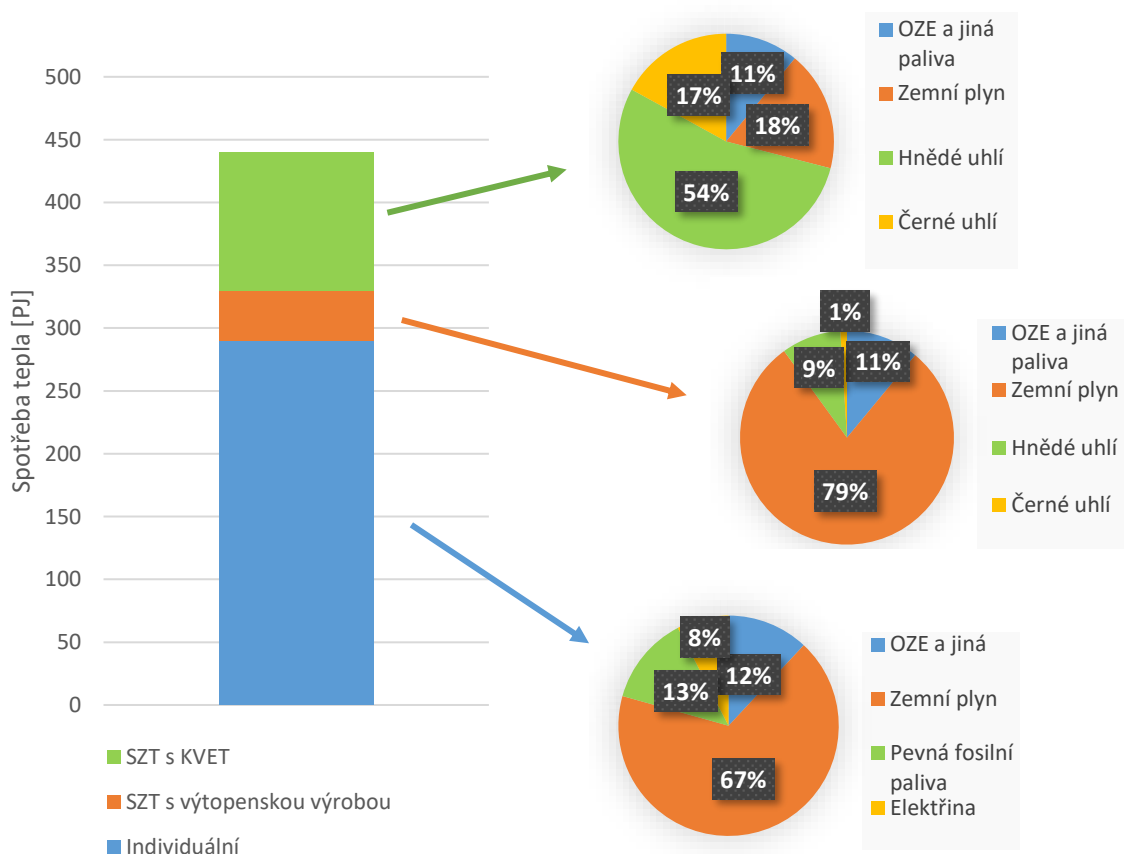
- Centralizované systémy – dálkové
- Decentralizované systémy – lokální

Většina velkých uhelných elektráren je umístěna v blízkosti ložiska primárního zdroje a jsou proto součástí dálkových systémů. Tím dochází k velkým ztrátám při přenosu elektrické energie. Jednou z hlavních výhod kogenerace je možnost umísťovat kogenerační systémy blíže k požadované spotřebě a snížit tak ztráty přenosem, investiční a provozní náklady i negativní vliv na životní prostředí. [8]

V České republice jsou největším provozovatelem kogeneračních systémů teplárny, jejichž primárním zdrojem může být hnědé nebo černé uhlí, případně plyn (například teplárna Červený mlýn v Brně). Významný podíl energie z kogenerace pochází ze spaloven komunálního (spalovny v Praze, Brně a Liberci) a průmyslového odpadu (Ostrava). V roce 2013 bylo celkem vyrobeno 445 PJ tepelné energie, z toho přibližně 25 % pochází ze soustavy zásobování teplem (SZT) s KVET (Obr. 3). [8]

Mezi další primární zdroje se řadí biomasa, u které se na rozdíl od tuhých fosilních paliv předpokládá v budoucnu další rozvoj. Konkrétně do roku 2020 nárůst výroby tepla

o 4,5 PJ³ u existujících bioplynových stanic (BPS), jejichž největší rozvoj proběhl mezi lety 2008-2013. Tyto zdroje jsou nejčastěji umístěny v blízkosti zemědělských podniků (cca 70 %), na čističkách odpadních vod (20 %) a na skládkách odpadů. V případě některých zemědělských provozů jsou dokonce BPS značným zdrojem příjmu a jediným důvodem, proč tyto provozy (myšleno zemědělské podniky) ještě nebyly uzavřeny. V současné době je v ČR více než 570 BPS s celkovým výkonem 370 MW_E. Problémem bioplynových stanic je většinou značná vzdálenost od odbytiště tepla⁴. Do budoucna se proto počítá s podporou vyvedení tepla z BPS a navýšení výroby tepla do roku 2020 o 1,3 PJ. [10]



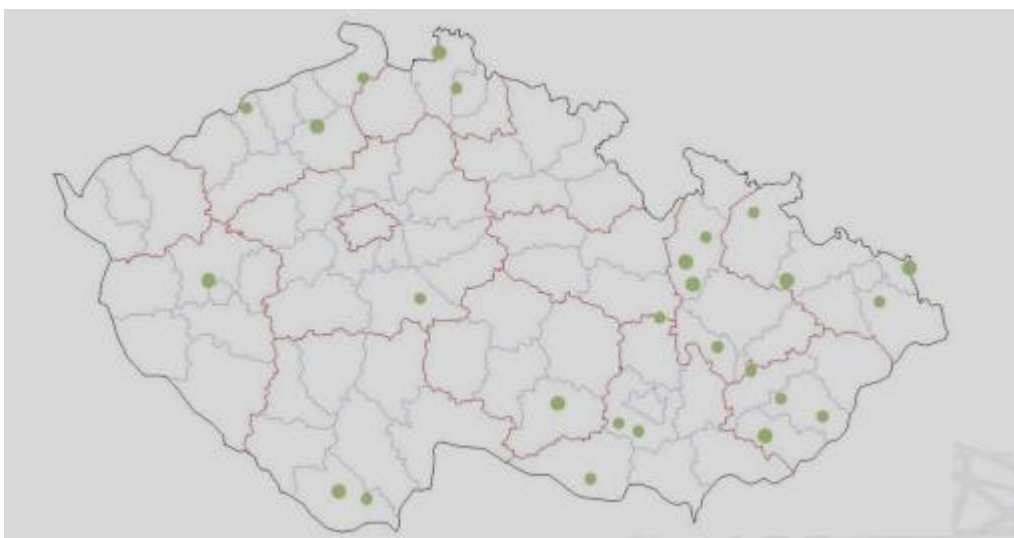
Obr. 3: Struktura výroby tepla [10]

Zajímavé projekty se pojí s jadernými elektrárnami v Dukovanech a Temelínem. V obou případech nejsou v blízkosti elektráren velká odbytiště tepla. V případě Dukovan existuje záměr vyvedení tepla do 40 km vzdáleného Brna, který by nahradil veškeré ostatní stávající zdroje vytápění (spalovnu odpadu, plynové zdroje s KVET). Jeho realizace je ovšem extrémně nákladná a vyplatí se až v případě odběru tepla na úrovni 4 PJ/rok. Situace v Temelíně je obdobná, existují plány na odvod tepla do 25 km vzdálených Českých Budějovic. [10]

³ Data o nárůstu se ve všech případech pojí k roku 2015.

⁴ V případě bioplynových stanic se pro produkci elektrické energie využívají primárně spalovací motory, je zde ovšem potenciál i pro použití mikroturbín, které jsou na toto využití uzpůsobeny.

V současné době je v ČR přibližně 300 malých a středních zdrojů s KVET s výkonem 50 kW_E až 5 MW_E využívající zemní plyn. Technický potenciál rozvoje malé a střední kogenerace do roku 2025 se odhaduje na 830 MW_E elektrické a 13,7 PJ tepelné energie. Mikrokogenerační jednotky (výkon do 50 kW_E) zatím nejsou příliš rozšířeny. Evidováno je řádově 200 jednotek s celkovým výkonem 5 MW_E, dominantně založené na spalování zemního plynu. Rozvoj dalších mikrokogeneračních jednotek lze předpokládat zejména v oblasti administrativních budov, budov služeb a průmyslových aplikacích. Potenciál rozvoje do roku 2025 je až 150 MW_E s předpokládanou dodávkou tepla z KVET až 5 PJ. [10] Z těchto údajů vyplývá, že má smysl se problematikou využití mikroturbín v KVET zabývat. Vzhledem k tématu práce se následující text orientuje na popis a aplikaci spalovacích mikroturbín.



Obr. 4: Plánovaná zařízení KVET [10]

Mapa na Obr. 4 vychází z vydaných autorizací na výstavbu výroben elektřiny a zobrazuje plánované výroby elektřiny s technologií umožňující KVET (zdroje s plánovaným elektrickým výkonem nad 2 MW_e). [10]

2.5 Spalovací mikroturbíny

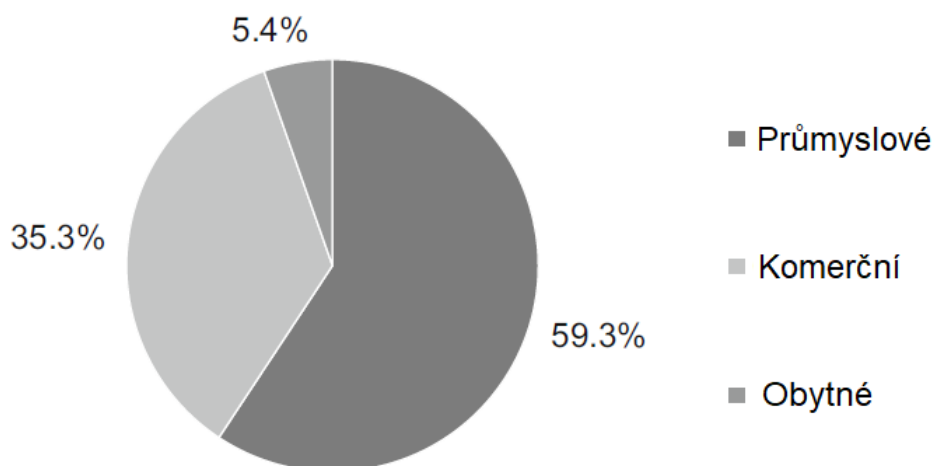
Vzhledem k zaměření práce se další text zabývá zejména mikroturbínami spalujícími zemní plyn a jejich využití v kogeneraci. Tento systém je dostupný v Laboratoři energeticky náročných procesů (LENP) NETME Centre. Energetické jádro tohoto systému tvoří turbína Capstone C30 a většina hodnot uvedených dále v této práci se týká tohoto zařízení.

Mikroturbíny jsou točivé stroje vyrábějící elektrickou energii, s nízkými emisemi, relativně vysokou účinností (cca 33 %) zejména při použití v kogeneraci (80 % a více). Většinou mají kompaktní rozměry, nízkou hmotnost a velmi rychlý náběh na plný výkon (řádově minuty). Mezi jejich hlavní výhody patří všestranné využití a flexibilita. Nacházejí aplikace v obytných zónách, průmyslu, hotelích nebo nemocničních komplexech. Mohou

vyrábět elektřinu a teplo. V místě spotřeby jsou tak důležitým zdrojem v decentralizovaných systémech.

Historie plynových mikroturbín sahá do 50. a 60. let 19. století, kdy byly mikroturbíny s výkony o rozsahu 25–400 kW použity jako pohon aut některých automobilek (Rover, FIAT, Ford a další). Z důvodu neporovnatelně vyšších výrobních nákladů nezaznamenala tato technologie úspěch. Navzdory tomu byla v 70. letech téhož století využita technologie plynových turbín jako doplňkový zdroj v leteckém průmyslu. Využívány byly zejména jako startér hlavních motorů a také jako zdroj elektrické energie v případě, že hlavní motory jsou vypnuté. V počátcích byla výroba těchto turbín velice nákladná s omezeným počtem kusů. Navíc nebyla tato zařízení konstruovaná na výdrž vyšší než 10 000 hodin provozu. Z těchto důvodů po dalších 30 let nedošlo k významnějším nárůstům výroby nebo použití plynových mikroturbín. Významnější průlom nastal až po roce 2000, a to zejména díky současným výrobcům, kteří investovali nemalé prostředky do jejich vývoje. V současné době stále není jejich výzkum u konce a výrobci přicházejí s výkonnějším a účinnějšími variantami. [11]

Hlavní využití plynových mikroturbín je v odloučených lokalitách, například v místech těžby ropy a zemního plynu. Dále jsou plynové mikroturbíny využívány jako záložní zdroj elektrické energie v nemocnicích nebo datových centrech, ke kompenzaci špičkových výkyvů elektrické sítě, prémiové zdroje elektřiny a tepla atd. Z Obr. 5 je patrné, že se v současné době nejedná pouze o využití v průmyslových aplikacích, ale velkou část tvoří i soukromý sektor nebo dokonce aplikace v domácnostech. [12]



Obr. 5: Aplikace plynových mikroturbín v jednotlivých segmentech na konci roku 2012 [12]

2.5.1 Konstrukční provedení mikroturbín

Nejdůležitějšími součástmi plynových mikroturbín jsou [6]:

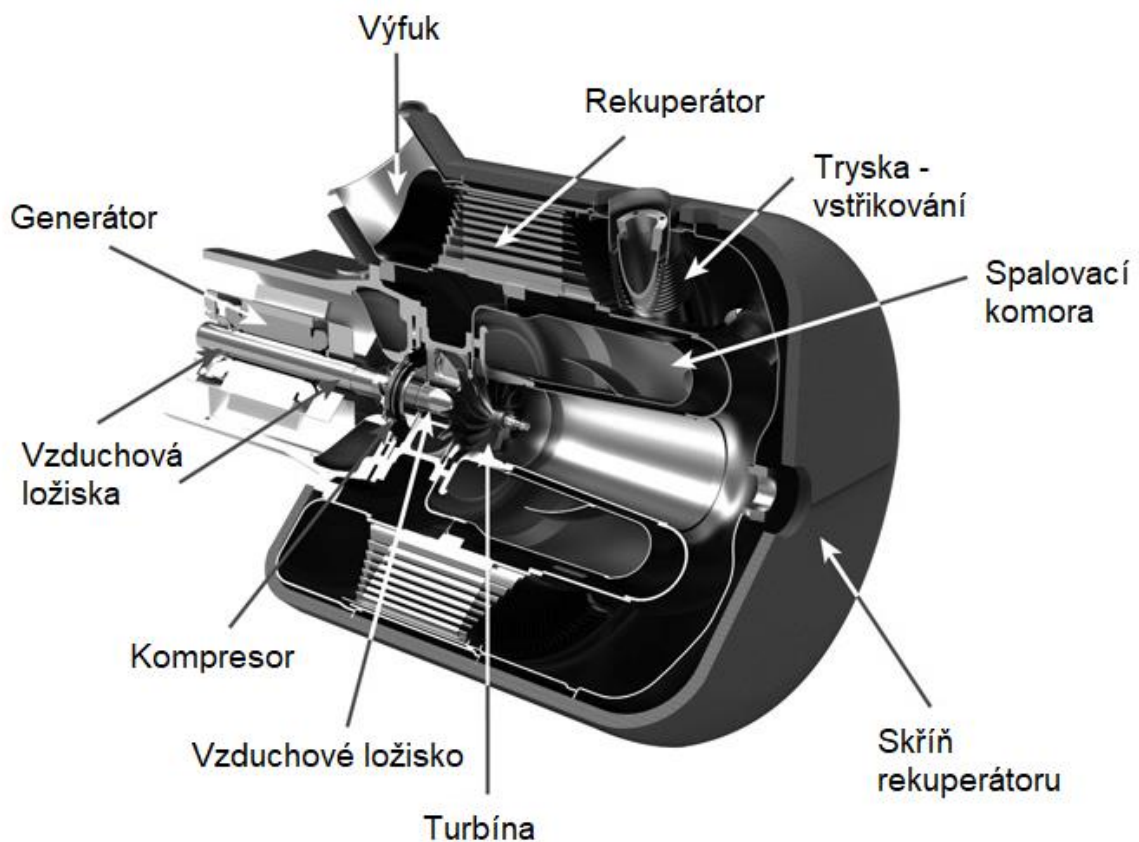
Spalovací komora – v prostoru spalovací komory dochází k hoření (oxidaci) paliva. Pod vysokým tlakem je přiváděno palivo a vzduch, tato směs je po startu elektricky

zapálena. Při hoření paliva dojde k prudkému nárůstu tlaku a teploty až na 800-900 °C, spaliny poté vstupují do turbíny

Tryska – zabezpečuje přívod paliva do spalovací komory nebo hořáku

Hořák – zabezpečuje přívod směsi paliva a vzduchu do spalovací komory

Spalovací turbína – jedná se o rotační lopatkový stroj, který převádí tlakovou a tepelnou energii spalin ze spalovací komory na kinetickou energii (otáčivý pohyb hřídele). Při expanzi dochází ke zvyšování objemu spalin a k poklesu tlaku. Většinou se jedná o jednostupňové zařízení s otáčkami až 100 tis. ot/min.



Obr. 6: Řez mikroturbínou Capstone C30 [11]

Kompresor vzduchu – je připojen na stejnou hřídel s pohánějící turbínou. Jedná se o točivý stroj, který převádí kinetickou energii hřídele na tlakovou a stlačuje spalovací vzduch do spalovací komory.

Ložiska – Pokročilejší řešení (například turbíny firmy Capstone) používají vzduchová ložiska, která nepotřebují olejové mazání a vydrží velmi vysoké otáčky. Vzduchová ložiska pracují na principu odstředivé síly, po rozběhu je hřídel rovnoměrně oddělena od pevné části ložiska vzduchovou vrstvou – rotor se točí na tenké vzduchové vrstvě. Běžně se též používají ložiska mazaná tlakovým olejem Tam je problém ve složitosti mazacího

hospodářství a jeho údržby. Další nevýhodou je, že spaliny z turbín s těmito ložisky není možné využít přímo pro sušení např. potravin nebo chemických výrobků.

Rekuperátor – jedná se o spalinový výměník, který ohřívá vzduch před vstupem do spalovací komory teplem získaným ze spalin. Díky rekuperaci vzduchu se výrazně zvyšuje účinnost výroby elektrické energie (10-15 %) při stejných parametrech spalin vstupujících do turbíny. Možné uspořádání součástí plynové mikroturbíny zobrazuje Obr. 6. Velikou výhodou konstrukce plynových mikroturbín je pouze jediný pohyblivý díl, sestávající z hřídele, kompresoru a turbíny, v případě Capstone C30 usazen ve vzduchových ložiskách (Obr. 7). To zaručuje relativní bezúdržbovost (každých 5000-8000 hodin) a dlouhou životnost (až 45 000 hodin). [12]



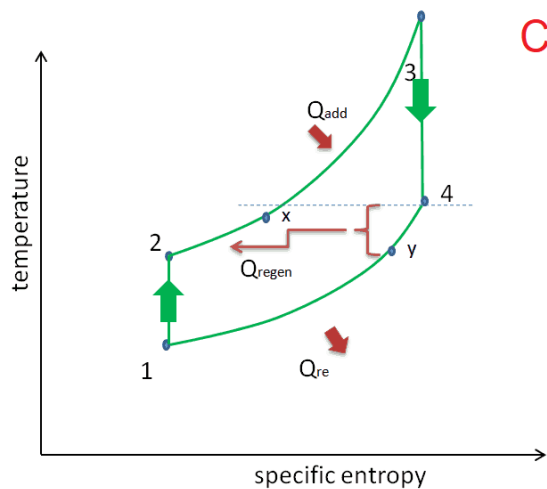
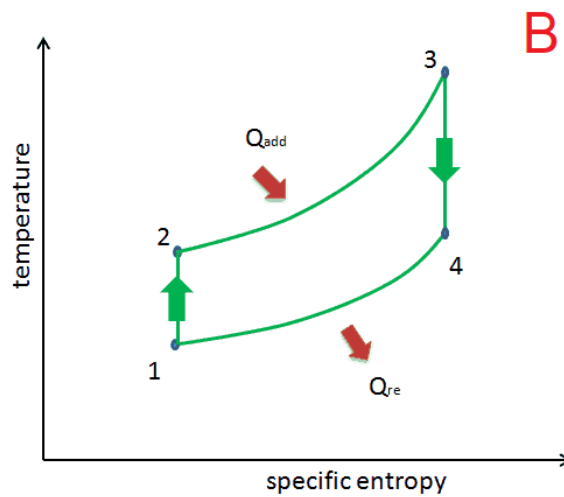
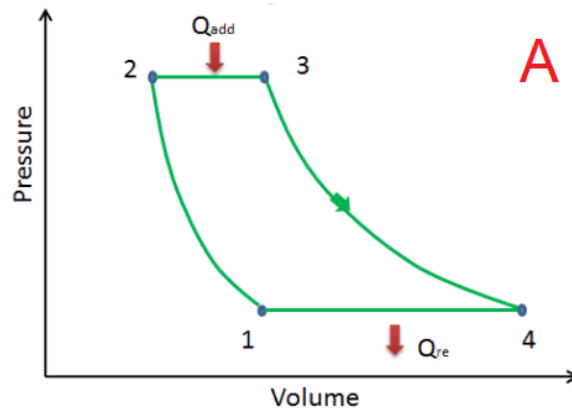
Obr. 7: Jediný pohyblivý díl turbíny [6]

2.5.2 Funkční princip mikroturbín

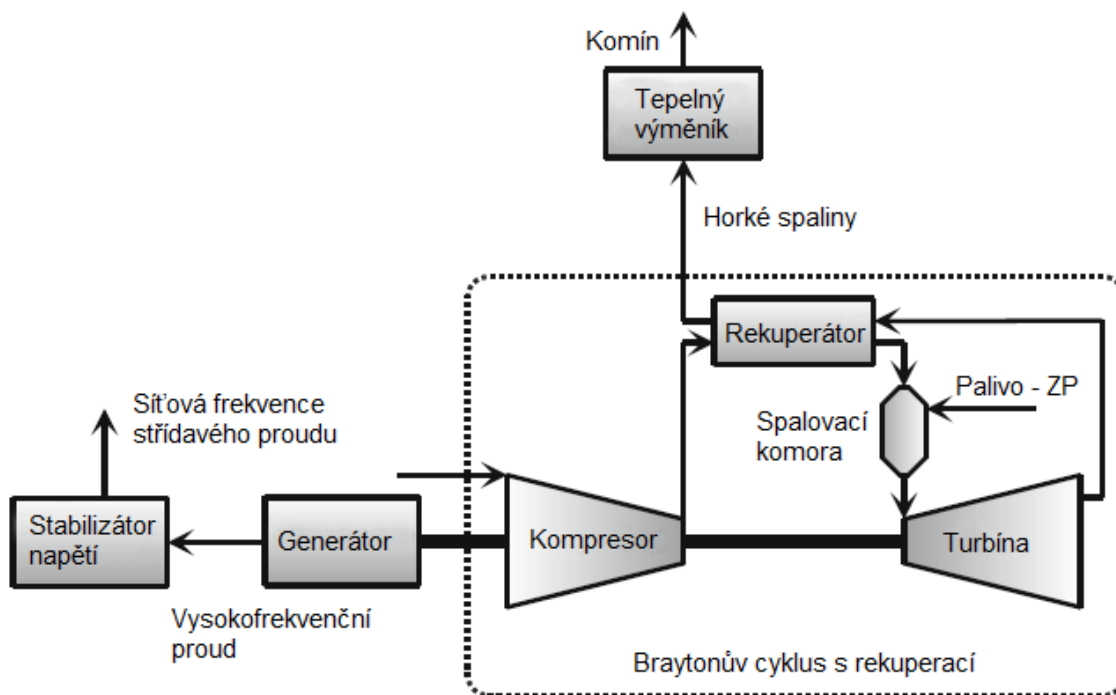
Plynové turbíny pracují na principu Braytonova cyklu nebo Braytonova cyklu s rekuperací (Obr. 8). Jedná se o spalování plyného paliva za konstantního tlaku.

Princip spalovacích mikroturbín je stejný od té doby, kdy byla tato technologie uvedena na trh. V první fázi je soustrojí roztočeno startérem. Po roztočení stlačuje vzduchový kompresor vzduch (adiabatická komprese 1-2), který prochází skrz rekuperátor do spalovací komory. V rekuperátoru dochází k předehřevu vzduchu za pomoci spalin a tím zvyšování účinnosti (k tomu dochází v případě, že $T_4 > T_2$, viz Obr. 8-3). Současně se stlačeným a předehřátým vzduchem je do spalovací komory přiváděno i palivo pod vysokým tlakem. Následně je směs vzduchu a paliva elektricky zapálena, dochází k hoření (isobarický přívod tepla (expanze) 2-3) a následně expanzi spalin přes turbínu (adiabatická expanze 3-4). Po chvíli je hoření stabilizováno, expandující spaliny roztáčejí oběžné kolo turbíny a v tuto chvíli je možné vypnout startér. Na stejné hřídeli je připojen i alternátor generující vysokofrekvenční proud, který je poté převeden na normální frekvenci proudu v síti. Regulací přísunu paliva do systému je možné regulovat otáčky turbíny. Mezi body 4-1 dochází k izobarickému odvodu tepla (komprese). V odcházejících

spalinách je uloženo ještě 60-80 % energie uložené v primárním palivu. Tuto energii je následně možné využít k ohřevu jiné pracovní látky, sušení nebo další procesní aplikaci. Vyrábět tímto způsobem pouze elektřinu se většinou nevyplatí a má to tak smysl pouze při spalování např. odpadního nebo zbytkového plynu jako paliva. [6] [12] [13] Schematicky je proces znázorněn na Obr. 9.



Obr. 8: Braytonův tepelný cyklus, A- pV diagram, B - TS diagram, C – Braytonův cyklus s rekuperací TS diagram [13]



Obr. 9: Funkční schéma systému mikroturbíny [12]

2.5.3 Účinnost

Je nutné rozlišovat mezi elektrickou a celkovou účinností. Elektrická účinnost technologie dosahuje 30 %. Tato hodnota byla dosažena při standardních ISO podmínkách (15 °C, 14,696 psia, 60% relativní vlhkost), nicméně reálná účinnost je nižší a je ovlivněna několika faktory [12]:

Okolní teplota a vlhkost vzduchu – vyšší teploty a nižší relativní vlhkost mají za následek nižší hustotu a tím pádem zvýšené energetické požadavky na stlačení vzduchu. Nižší teploty a vyšší relativní vlhkost mají naopak pozitivní vliv na účinnost.

Nadmořská výška – vyšší nadmořské výšky znamenají nižší statický tlak, který má negativní vliv na hustotu vzduchu na vstupu do systému. Nižší nadmořské výšky jsou proto benefitem z hlediska účinnosti.

Provoz turbíny pouze na částečné zatížení – z dat naměřených a vypočítaných v předešlých letech vyplývá, že turbínu je vhodné provozovat co nejbližší k nominálnímu zatížení tj. 30 kW. Pokud je turbína nastavena na zatížení 10 kW, je její elektrická účinnost 14,5 %, zatímco při plném zatížení dosahuje hodnoty až 19 % [14]. Někteří výrobci dokonce doporučují vypnutí turbíny, pokud dojde k propadu pod 50 % nominálního zatížení.

Dalším faktorem ovlivňujícími elektrickou účinnost je převod vysokofrekvenčního proudu na frekvenci proudu v síti, tj. 50 Hz v Evropě a části Asie nebo 60 Hz v USA. Tento převod snižuje účinnost zhruba o 2,5 procentních bodů. Ve středotlakém plynovém

rozvodu je tlak cca 300 kPa. Jelikož mikroturbíně je nutné dodávat vyšší tlak (515-550 kPa), je plyn stlačován plynovým kompresorem („gas booster“). Toto zařízení spotřebovává část vyrobené elektřiny ke svému chodu. Energetické nároky na plynový kompresor jsou v případě Capstone C30 při plném zatížení 2 kW a snižují tak účinnost o 5procentních bodů. Vlivem všech těchto faktorů je celková účinnost turbíny nižší, a to cca o 19 % při maximálním zatížení. [12]

2.5.4 Aplikace mikroturbín

Jak už bylo uvedené výše, v odcházejících spalinách je stále uloženo 60-80 % energie z primárního paliva. V případě Capstone C30 mají spaliny teplotu 305 °C. Pokud chceme tuto teplotu zvýšit, je možné vypustit rekuperátor a zvýšit tak teplotu spalin na cca 600 °C. To má však za následek rapidní pokles elektrické účinnosti od 10-15 %. [6] [8]

Běžně je zbytkové teplo využíváno pro ohřev vody v tepelných výměnících, případně u větších turbín k produkci páry, která je dále využívána v chemických procesech. Ohřátá voda může být akumulována v nádržích a dále využívána v procesech, jako v našem případě pro praní prádla v rámci prádelny. Velkým potenciálním trhem jsou datacentra, neboť v létě mohou využívat teplo k výrobě chladu v absorpčních chladičích – jedná se o trigeneraci. Další využití je v rámci bioplynových stanic, kdy turbíny pracují na bioplyn. Další aplikace v oblasti hotelů, nemocnic, kanceláří a průmyslových areálech už byly zmíněny. Zajímavé jsou netypické a progresivní způsoby využití spalin jako například vytápění skleníků pro zlepšený růst rostlin nebo přímé sušení spalinami, a to jak v rámci chemických, zemědělských a potravinářských výrobků nebo biomasy, tak i například přímé sušení spalinami a integrace mikroturbíny do průmyslových prádelen. Toto využití spalin je velice výhodné, jelikož spaliny jsou využívány velice efektivně a je možné dosáhnout účinnosti až 90 %. [6] [12] Testováním kombinovaného využití spalin ve spalinovém výměníku a využití spalin pro sušení prádla je jedním z cílů této práce.

2.5.5 Shrnutí

Přestože je kogenerace v ČR do značné míry rozvinuta (např. teplárny, spalovny), stále je do budoucna velký prostor pro rozvoj této technologie, a to jak při budování nových spaloven, bioplynových stanic, využití odpadního tepla z jaderných elektráren nebo z chemických procesů, tak v oblasti mikrokogenerace. Zejména oblast mikrokogenerace a využití spalin k přímému sušení (například prádla) je relativně inovativní a tato práce rozšiřuje znalosti a poznatky v této oblasti.

3 Teorie sušení

Vzhledem k zaměření práce je nutné vymezit některé pojmy z oblasti sušení. Sušení obecně znamená odstraňování vlhkosti v podobě vody nejčastěji z tuhých látek. Vlhký materiál lze považovat za binární směs absolutně suché pevné látky a vody. Sušícím médiem je obvykle vzduch, v našem konkrétním případě se však jedná o spaliny z plynové mikroturbíny. V případě tuhých materiálů je nutné dbát na správné nastavení podmínek a postupu sušení z důvodu změn struktury materiálu během sušení (scvrkávání, praskání atd) a předejít tak znehodnocení materiálu. Pokud není uvedeno jinak, všechny informace v této kapitole vychází ze zdroje [15].

Proces, který probíhá v sušárnách, je současně sdílení tepla a hmoty. Sušící plyn předává teplo sušenému materiálu prouděním, dále je teplo předáváno z nahřátých stěn sušárny sáláním a vedením. Voda, která je v materiálu obsažena, v průběhu sušení přechází z povrchu materiálu do proudu sušícího media (vnější difúze). Současně dochází k difúzi vody uvnitř materiálu směrem k jeho povrchu (vnitřní difúze). Rychlost pomalejšího z dějů určuje celkovou rychlost sušení. [16]

Sušení vypařováním – V tomto případě je vlhkost odstraňována proudem suchého plynu, který je co nejméně nasycený vlhkostí. Sušící médium je zároveň nositelem tepla a postupně se nasycuje vypařovanou látkou. Teplota je přitom nižší než teplota varu vypařované kapaliny. Existuje přirozené vypařování, které probíhá samovolně a jeho průběh není možné regulovat a umělé vypařování, které je v průmyslu preferované, z důvodu regulovatelnosti průběhu vypařování a s tím souvisejícím dosažením požadovaných výsledků

3.1 Vlhkost

Vlhkost je základní veličina sledovaná v procesu sušení. Cílem procesu sušení je její snížení na minimální nebo předem definovanou hodnotu.

Měrná vlhkost – vyjadřuje hmotnost vody v sušeném materiálu (3.1), respektive sušícím médiu (3.2)

$$\bar{X} = \frac{\text{hmotnost vody v materiálu [kg]}}{\text{hmotnost suchého materiálu [kg]}} [-] \quad (3.1)$$

$$\bar{Y} = \frac{\text{hmotnost vody v sušícím médiu [kg]}}{\text{hmotnost suchého média [kg]}} [-] \quad (3.2)$$

Absolutní vlhkost – vyjadřuje hmotnost vodní páry obsažené v jednotce objemu plynu (sušícího média)(3.3)

$$\phi = \frac{m}{V} \left[\frac{g}{m^3} \right] \quad (3.3)$$

kde

m je hmotnost vodní páry [g]

V objem plynu [m^3]

Relativní vlhkost – vyjadřuje poměr mezi okamžitým množstvím vodních par v sušícím médiu a množstvím par, které by mělo médium za stejných podmínky ve stavu nasycení. Udává se v procentech, lze ji vyjádřit vztahy (3.4) a (3.5), platí pro sušící médium.

$$\phi = 100 \frac{m}{M} [\%] \quad (3.4)$$

$$\phi = \frac{\text{parciální tlak vody v sušícím médiu [kPa]}}{\text{tlak nasycených par [kPa]}} [-] \quad (3.5)$$

kde

m je hmotnost vodní páry, která je v sušícím médiu obsažena [kg]

M hmotnost vodní páry, kterou by sušící médium obsahovalo za stejných podm. při stavu nasycení [kg]

Dalším možným vyjádřením **relativní vlhkosti** je ω a vyjadřuje poměr mezi hmotností vody ku hmotnosti vlhkého materiálu. Platí pro sušený materiál [17].

Zmíněné vlhkosti se nevztahují na veškerou vodu, ale pouze na tu, kterou je možno technologicky oddělit tak, aby nedošlo například k degradaci materiálu.

Rovnovážný diagram vlhkosti – závislost měrné vlhkosti sušícího média na sušeném materiálu zobrazuje graf na Obr. 10. K tomuto grafu se pojí několik následujících pojmů:

Vnější vlhkost – vlhkost, která je vázaná k povrchu materiálu hlavně přilnavostí a její tlak je roven tenzi páry při dané teplotě. Vypařování z kapalné do plynné fáze je podobné jako při vypařování vody z volné vodní hladiny.

Vnitřní vlhkost – tato vlhkost je vázaná v nitru materiálu pomocí kapilárních sil.

Rovnovážná vlhkost – jedná se o vlhkost, která je v rovnováze s parciální tenzí páry v plynném prostředí (sušící médium). Pod tuto úroveň není možné dále vlhkost snížit, při použití daného sušícího média.

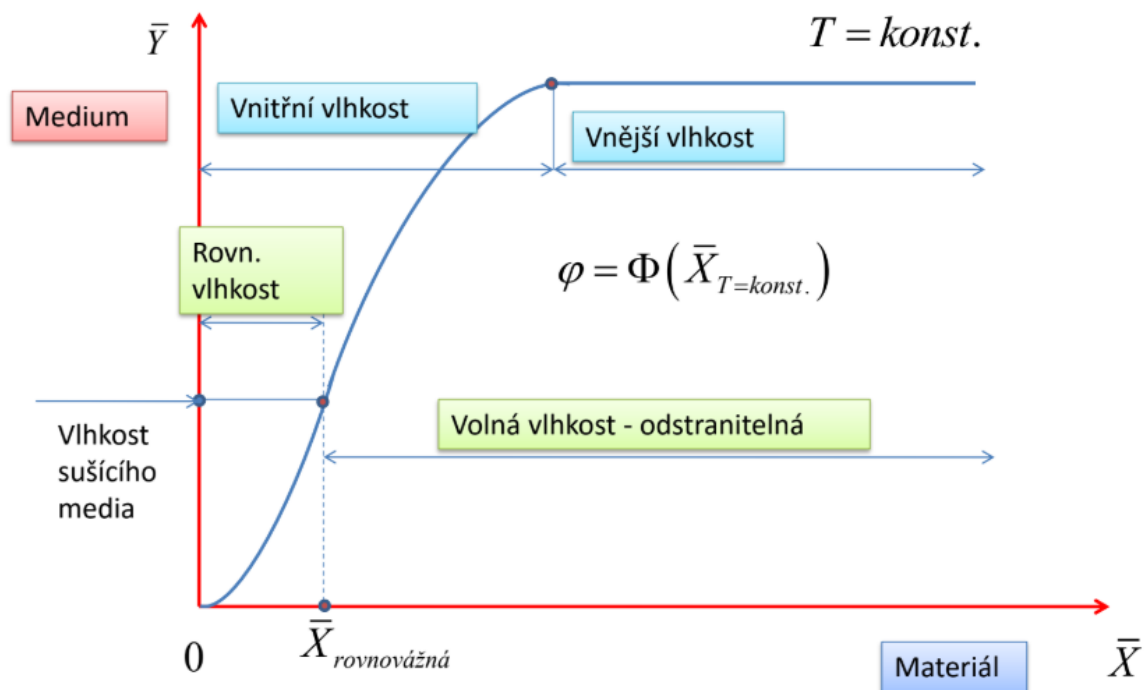
Volná vlhkost – volná vlhkost, kterou je možné odstranit.

Vlhkosti pojící se k sušení prádla: Adhezní (mechanická) – tato vlhkost ulpívá na povrchu vláken a ve volném prostoru mezi vlákny, lze ji odstranit mechanicky například ždímáním, nebo odstředěním.

Kapilární – nalézá se ve vnitřních mezi micelárních prostorách vláken. Je odstranitelná sušením.

Hygroskopická – přímo úměrná relativní vlhkosti okolního prostředí, se kterým je v rovnováze. Molekuly vody jsou přímo vázány na molekuly textilního vlákna a množství molekul vody závisí na počtu neobsazených skupin řetězce molekuly polymeru textilního materiálu. Odstranitelná je pouze za teploty vyšší, než odpovídá teplotě nasycených par při daném okolním tlaku a převedením na páru.

Chemicky vázaná – je součástí chemické struktury textilie. Pomocí vodíkových můstku tvoří chemickou sloučeninu s vlákny prádla. Tato vlhkost je odstranitelná pouze vysokou teplotou. Při jejím odstranění by však došlo k poškození prádla.



Obr. 10: Rovnovážný diagram vlhkosti [16]

V první fázi sušení je nutné vždy odstranit adhezní vlhkost, která je plně odstranitelná mechanicky. Následný proces sušení, kterým je prádlo zbavováno kapilární a hygroskopické vlhkosti, je už výrazně energeticky náročnější. Při tomto procesu je nutné dbát na to, aby nebylo prádlo poškozeno (sledování průběhu teploty prádla). V průběhu experimentu bude sledováno absolutní množství vody obsažené v prádle a zejména pak relativní vlhkost sušícího média, která bude měřena v průběhu sušení za sušičem. Na základě této veličiny byly navrženy experimenty tak, aby se co nejvíce přibližovaly standartním režimům sušení sušiče Primus DX55. Zároveň se jedná o nejdůležitější faktor určující vysušení prádla. Podrobnější informace o průběhu experimentu v kapitole 7.

4 Testování tepelných výměníků

Jedním z experimentů provedených v rámci této práce bylo testování tepelného výměníku spaliny-voda Vakading typu Vakavlas. K tomuto účelu byla vytvořena rešerše metod testování tepelných výměníků. Na základě poznatků uvedených v rešerši byla připravena měřicí sestava a navržen průběh testů. Tato rešerše už v minulosti sloužila jako podklad pro smluvní výzkum NETME Centre pro průmyslového partnera vyrábějící trubkové tepelné výměníky voda-vzduch. Rešerše rovněž poskytuje podklady pro budoucí výzkum v této oblasti.

Definováním výkonnosti výměníků tepla a všeobecnými metodami zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla se zabývá norma ČSN EN 305 [18], metodami měření parametrů potřebných pro stanovení výkonnosti tepelných výměníků se potom zabývá norma ČSN EN 306 [19]. Na základě těchto dvou norem je vypracován následující text, pokud není uvedeno jinak.

Testování výměníků je rozděleno do tří následujících kategorií [18]:

Typová zkouška nového výměníku tepla – jedná se o zkoušku obecného typu se stanovenými provozními podmínkami pro sériově vyráběné výměníky prováděnou v laboratoři. U nového výměníku tepla se předpokládají čisté nezanešené teplosměnné plochy. Doporučuje se měřit potřebné údaje výkonnostních parametrů blízko návrhových hodnot.

Přejímací zkouška nového výměníku tepla – zkouška určitého objednaného typu výměníku, jak pro sériově vyráběné výměníky, tak pro výměníky vyrobené na zakázku. Provádí se buď v laboratoři, nebo přímo na místě provozování.

Zkoušení výkonu provozovaného výměníku tepla – zkouška je zpravidla prováděna na místě provozování. Pokud je účelem zjištění podrobných parametrů o výkonech, může být podobná přejímací zkoušce. Může také sloužit ke stanovení všeobecného chování jednotky sestávající z jednotlivých kontrolních činností. Typickým cílem zkoušení provozovaných výměníků tepla je zjištění stavu jednotky tj. ověření rozsahu zanesení a koroze. Zanášení je způsobeno tvorbou kotelního kamene, zanášení částicemi, korozními zplodinami a jiné.

Testování výměníku v rámci této diplomové práce je na pomezí přejímací zkoušky a zkoušky provozovaného výměníku tepla. Jedná se o měření na již používaném výměníku. Předmětem ovšem není stanovení rozsahu a zanesení výměníku, nýbrž ověření výkonnosti výměníku tepla.

V případě laboratorních měření je možné výměník provozovat velmi blízko k návrhovým parametrům. Při provozním měření bývá obtížné dosáhnout požadované parametry blízké návrhovým hodnotám. Je nutné rozlišovat měření v laboratoři a měření při provozních podmínkách na místě provozování tepelného výměníku.

Pro definování výkonnosti výměníku tepla je nutné určit některé nebo všechny následující parametry (tyto hodnoty mohou být stanoveny měřením nebo vypočteny z naměřených hodnot) [18]:

- Tepelný výkon - $P = [W]$ – rovnice (4.4)
- Průtok pracovní látky - $\dot{m} = [kg/s]$
- Teplota - $T = [^{\circ}C]$
- Rozdíl teplot - $\Delta T = [^{\circ}C]$ – rovnice (4.1), (4.2)
- Tlaková ztráta - $\Delta P = [Pa]$
- Součinitel prostupu tepla - $U = [W/(m^2 \cdot K)]$ – rovnice (4.4)

4.1 Provozní podmínky

Parametry výkonnosti výměníku tepla musí být při následujících podmínkách definovány jako [18]:

- Teplota (vstupní a výstupní teplota primární a sekundární látky⁵)
- Průtok (hmotnostní nebo objemový průtok primární a sekundární pracovní látky a ostatní důležité průtoky)
- Tlak (tlak vstupu primární a sekundární pracovní látky)
- Tlaková ztráta (primární a sekundární pracovní látky)
- Druhy pracovní látky
- Fyzikální vlastnosti a chemické složení pracovních látek (na standardních bodech vstupu a výstupu)
- Čisté nebo zanesené povrchy přenosu tepla
- Odběry pro pomocná zařízení (např. odvodušnění, kontrola hladiny, čerpadlo atd.)
- Odběry týkající se okolního prostředí (např. okolní teplota, vlhkost atd.)
- Počet pracovních cyklů (pro regenerační výměníky tepla)

Výkonnost výměníku musí být vztažena na „jmenovitý stav“ v provozních podmínkách, aby mohla být výkonnost určena i při jiných provozních podmínkách.

4.2 Podmínky zkoušení

Testování tepelných výměníků je nutné provádět za ustálených podmínek. Ustálené podmínky jsou takové, kdy je možné dosáhnout reprodukovatelných hodnot. Pro různé typy a konfigurace testovaných výměníků se podmínky liší. Pro testování tepelného výměníku v rámci této práce je vycházeno z normy ČSN EN 1216 – Výměníky tepla – Výměníky se spirálově vinutými trubkami pro chlazení a ohřev vzduchu s nuceným oběhem – Zkušební metody pro stanovení výkonosti [20]. Ustálené podmínky podle této

⁵ Primární a sekundární látkou se rozumí teplejší, respektive chladnější pracovní láka

normy platí, pokud jsou všechny změny nebo periodické fluktuace v následujících mezích⁶:

- Hmotnostní nebo objemový průtok – $\pm 2 \%$
- Vstupní teplota plynu $\pm 2 \text{ K}$
- Rozdíl vstupních teplot $\pm 0,5 \text{ K}$

4.3 Obecné požadavky na měřící aparaturu

Testovací aparatura by měla být navržena tak, aby [20]:

- Na vstupu do výměníku bylo možné udržovat teplotu ve stanovených mezích
- Zařízení pro měření teploty, tlaku a průtoku významně neovlivňovala proudění pracovních látek
- Tepelná výměna mezi výměníkem a okolním vzduchem byla méně než 5 % měřeného tepla
- Nedocházelo k měřitelným únikům pracovních látek
- Byly zachovány ustálené podmínky
- Nádrž na pracovní látky a připojovací potrubí byla izolována a nedocházelo k tepelným ztrátám

4.4 Testovací metoda

Během testování dohází k měření a výpočtu několika veličin (viz výše). Z těchto veličin je možné vypočítat předané teplo na straně primární a sekundární pracovní látky. Následně je nutné tyto hodnoty porovnat, rozdíl by neměl být vyšší než $\pm 5 \%$ [20]. Předané teplo se spočítá vynásobením hmotnostního toku, střední měrné kapacity a rozdílu teplot na vstupu a výstupu z výměníku. To je pro chladnější proud patrné z rovnice (4.1) [21] a teplejší proud z rovnice (4.2) [21].

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_C \cdot \overline{c_{p,C}} \cdot (T_{C,OUT} - T_{C,IN}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H \cdot \overline{c_{p,H}} \cdot (T_{H,IN} - T_{H,OUT}) \quad (4.2)$$

kde

\dot{Q}_C tepelný výkon přenesený na straně chladného média [kW]

\dot{Q}_H tepelný výkon přenesený na straně horkého média [kW]

\dot{m}_C hmotnostní tok chladného proudu [kg/s]

\dot{m}_H hmotnostní tok teplého proudu [kg/s]

$\overline{c_{p,C}}$ střední měrná tepelná kapacita vody [kJ/(kg · °C)]

⁶ Tyto hodnoty jsou platné pro laboratorní testování. U měřidel testovaného výměníku v této práci bohužel nebyly dodrženy všechny zásady, nebude tedy pravděpodobně možné takovýchto hodnot dosáhnout.

$\overline{c_{p,H}}$ střední měrná tepelná kapacita spalin [kJ/(kg · °C)]

$T_{C,IN}$ vstupní teplota vody [°C]

$T_{C,OUT}$ výstupní teplota vody [°C]

$T_{H,IN}$ vstupní teplota spalin [°C]

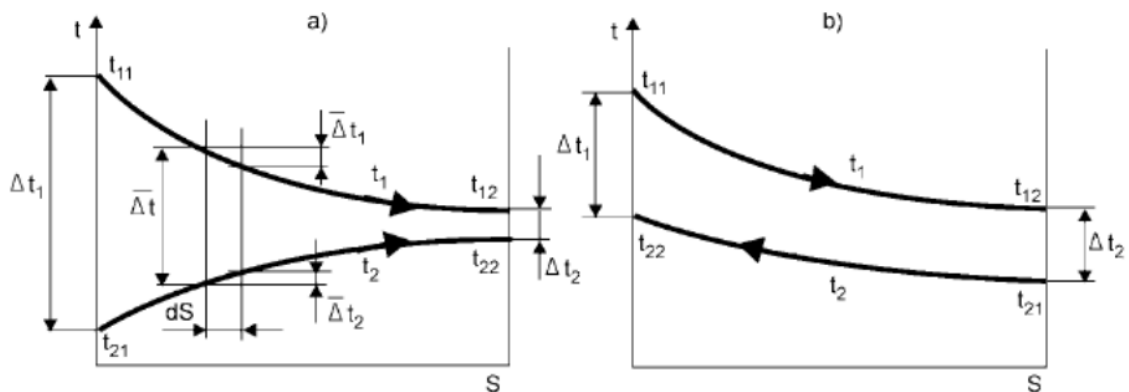
$T_{H,OUT}$ výstupní teplota spalin [°C]

4.5 Tepelný výkon

Teplo je přenášeno z vyšší na nižší teplotní hladinu podle druhé věty termodynamiky. Z toho vyplývá, že teplotní rozdíl je hnací silou. Pokud neexistuje teplotní rozdíl, nemůže nastat žádný přenos tepla. Jestliže dvě pracovní látky budou procházet kanály oddělené stěnou ve výměníku, bude se měnit jejich teplota. [18]

Střední logaritmický teplotní rozdíl (ΔT_{LM}) nutný pro určení tepelného výkonu se vypočítá podle rovnice (4.3), kdy Δt_1 a Δt_2 se vypočítá v souladu s Obr. 11 podle konfigurace tepelného výměníku.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (4.3)$$



Obr. 11: Teplotní profil v a) souproudém a b) protiproudém výměníku [22]

Tepelný výkon je charakterizován přenosem určitého množství tepla za jednotku času a je definován rovnicí (4.4).

$$P = \dot{Q}_C = \dot{Q}_H = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \cdot F \quad (4.4)$$

kde

P je tepelný výkon [W]

\dot{Q}_C tepelný výkon přenesený na straně chladného média [W]

\dot{Q}_H tepelný výkon přenesený na straně horkého média [W]

U celkový součinitel prostupu tepla [W/(m² · K)]

A plocha přenosu tepla [m²]

ΔT_{LM} střední logaritmický rozdíl

F korekční součinitel pro střední logaritmický teplotní rozdíl použitý pro jiné typy proudění, než je čistá souproudá nebo protiproudá konfigurace, např. křížový proud a jeho hodnoty je možné najít v literatuře.

Pro celkový součinitel prostupu tepla platí rovnice (4.5).

$$U = \frac{P}{A \cdot \Delta T_{LM} \cdot F} \quad (4.5)$$

4.6 Zanášení

Hlavními mechanismy poruch vznikajících při provozu výměníku jsou: zanášení nánosy, koroze a abraze. Zanášení je nežádoucí jev, který snižuje celkový součinitel prostupu tepla, a tak i výkon tepelných výměníků. Jedná se o nechtěné ulpívání materiálu na povrchu teplosměnné plochy, zejména solí, korozních produktů a pevných látek. Zanášení se může projevovat ze strany obou medií. U spalínového výměníku mohou spaliny obsahovat, SO_2 , Cl nebo F , které tvoří kyseliny a způsobují nízkoteplotní korozi. Na straně vody záleží na pH a míře odplynění. Obecně lze zanášení ovlivnit zejména snížením koncentrací solí v pracovních látkách, mechanickým čištěním ploch nebo chemickým čištěním. [22]

Odpor zanášení (R_{f1} a R_{f2}) na obou stranách stěny pro přenos tepla je vyjádřen jako hodnota R_f . Součinitel zanášení je možné určit na základě naměřených veličin z provozní zkoušky. [18]

$$R_f = \frac{1}{U_{op}} - \frac{1}{U_c} = \frac{1}{U_f} \quad (4.6)$$

kde

R_f je celkový tepelný odpor zanesením [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]

U_{op} celkový provozní součinitel prostupu tepla [$W/(m^2 \cdot K)$]

U_c celkový součinitel prostupu tepla v nezaneseném stavu [$W/(m^2 \cdot K)$]

U_f převrácená hodnota R_f [$W/(m^2 \cdot K)$]

4.7 Měření

Délka testování výměníku by měla být minimálně 30 minut. Během testovací periody se doporučuje provést minimálně pět různých měření v pravidelných intervalech dostatečně malých pro identifikaci všech významných výkyvů. [19]

Četnost odběru vzorků nebo časový interval mezi následujícími odečty musí být dostatečný k tomu, aby se pracovní látka kolem měřícího místa mohla vyměnit. Tato doba může být stanovena podle následujícího vztahu (4.7). [19]

$$t_s = \frac{M}{10 \cdot \dot{m}} \quad (4.7)$$

kde

t_s je perioda odběru vzorků vyjádřená [s]

M celková hmotnost pracovní látky v systému [kg]

\dot{m} hmotnostní průtok [kg/s]

To odpovídá asi deseti měřením v době odpovídající rychlosti výměny systému. Pro provoz regulačního systému je vyžadována frekvence značně vyšší.

Pro snížení statistické chyby se provádí měření ve více různých místech a z nich se potom dopočítává střední hodnota.

Tabulka 1 zobrazuje přípustné nejistoty měření

Tabulka 1: Nejistoty měření [20]

Měření	Nejistota měření
Teplota plynu	$\pm 0,2$ K
Teplota kapaliny a teplotní rozdíl	$\pm 0,1$ K
Teplota okolního vzduchu	$\pm 0,2$ K
Průtok plynu	± 2 % měřené hodnoty
Průtok kapaliny	± 1 % měřené hodnoty
Tlaková ztráta na straně plynu	± 5 % nebo 2 Pa (větší hodnota)
Tlaková ztráta na straně kapaliny	± 5 % nebo 1 Pa (větší hodnota)
Časový interval	$\pm 0,1$ % nebo 2 s (menší hodnota)
Hmotnost	$\pm 0,5$ % měřené hodnoty

4.7.1 Měření teploty

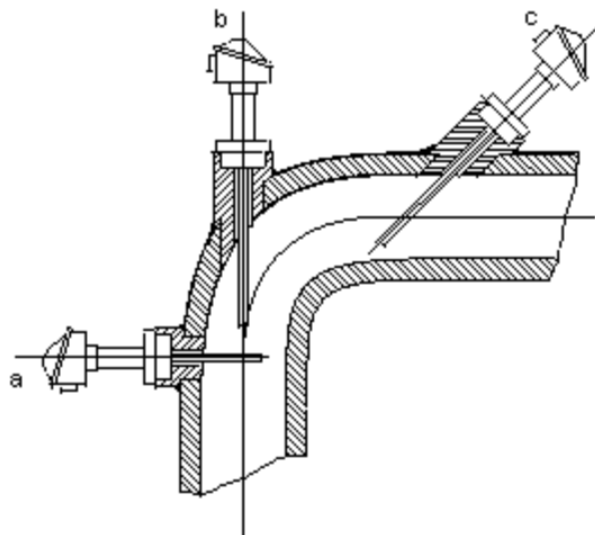
V jednofázových systémech, což je i případ této diplomové práce, je dostačující stanovit změnu teploty pracovní látky a znalost tepelné kapacity pro určení změny entalpie.

Teplota je ve většině případů měřena kapalinovými, odporovými teploměry anebo termočlánky. Jiné řešení je přípustné při zachování požadované přesnosti měření. Podrobnější požadavky na měřicí techniku jsou k nalezení v ČSN EN 306. [19]

Na straně plynu se vstupní a výstupní teplota měří ve středu stejně velkých sekcí průřezu vstupu a výstupu do výměníku. Počet těchto sekcí je minimálně čtyři [20]. Obecně, pokud nastane nebezpečí vrstvení teploty, je třeba instalovat několik snímačů

v měřené rovině. Pokud dojde k výrazným odchylkám teploty mezi různými snímači v rovině měření, měly by být teploty zváženy s přihlédnutím k rychlosti proudění v měřeném místě za účelem získání správného množství tepla. Alternativou může být promíchání pracovní látky a homogenizovat tak teplotní profil např. použitím difuzéru. [19]

Na straně kapaliny se měří teplota co nejbližší k připojení do výměníku. V každém případě maximálně do vzdálenosti 15krát větší, než je vnější průměr připojovacího potrubí. Pokud je teplota měřena na povrchu potrubí, měří se na dvou protilehlých bodech stejného průřezu, a pokud je potrubí horizontální, měřící body jsou nahoře a dole pod potrubím. Pokud je teplota měřena uvnitř potrubí, což je preferovaná varianta, musí být zajištěno, že měření teploty neovlivňuje přesnost měření. Potrubí musí být zaizolováno od vstupu do výměníku až do vzdálenosti 10krát většího průměru potrubí za bod měření teploty. Nezbytný je dostatečný kontakt mezi snímačem a pracovní látkou. [19] [20]



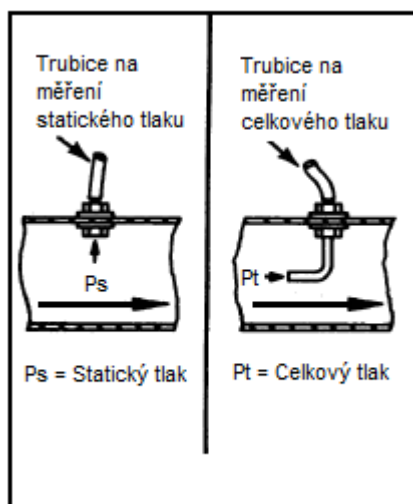
Obr. 12: Instalace snímačů teploty [23]

Obr. 12 zobrazuje tři možné instalace teplotních senzorů uvnitř potrubí z nichž jediná správná varianta je varianta b, kdy dochází k nejmenší nepřesnosti měření. [23]

4.7.2 Měření tlaku

V kombinaci s průtokem jsou tlakové ztráty důležité pro návrh čerpadel a ventilátorů pro průtok pracovní látky.

Je možné měřit celkový tlak umístěním sondy (Pitotova trubice), která zpomaluje pracovní látku a převodem je možné získat celkový tlak. Statický tlak je měřen bez zpomalení proudící látky a je měřen kolmo na směr proudění. Dynamický tlak je roven rozdílu celkového a statického tlaku (Obr. 13). Měřící sondou může být Prandtlova trubice, která slučuje obě měření dohromady.



Obr. 13: Ukázka měření statického (v místě P_s) a dynamického (P_t) tlaku [24]

Měření tlakové ztráty – zjišťuje ztrátu tlaku, která nastává průtokem pracovní látky mezi dvěma měřenými body. Ta může být způsobena místními ztrátami na prvcích potrubí (armatury, tvarové kusy, měřidla) nebo třením v potrubí. Tlaková ztráta musí být měřena dvěma výstupy statického tlaku tak, aby dynamický tlak neovlivňoval měření tlakové ztráty. [19]

Měření by mělo být prováděno ve středu rovného úseku potrubí delším než 10 vnějších průměrů potrubí, a to mezi připojením k výměníku a místem, kde je měřena teplota. [20]

Ke zvýšení přesnosti měření u větších vzduchotechnických potrubí může být tlak měřen na více místech (po obvodu potrubí). Všechny měřící trubičky potom mohou být spojeny jednou hadičkou. Výsledkem je průměrná hodnota tlaku.

4.7.3 Měření průtoku

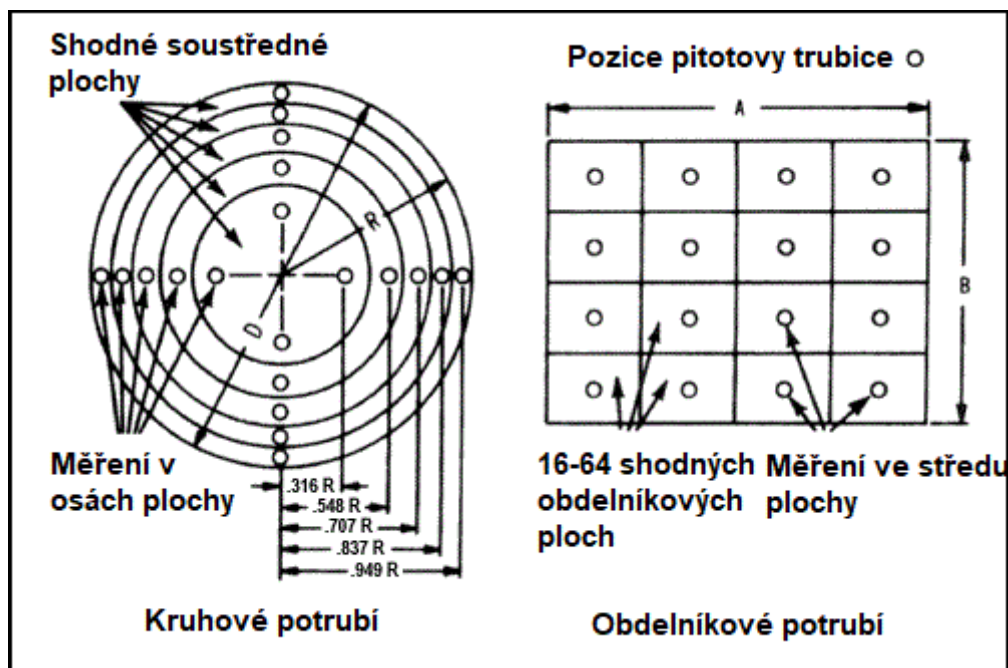
Účelem měření průtoku je spolu s měřením dalších veličin získání podkladů pro stanovení výkonnosti tepelného výměníku. Měření průtoku může být rovněž využito ke stanovení těsností ve výměníku tepla, u kterého je rozhodující těsnost. Údaje o průtoku mohou společně se znalostí tlakových ztrát sloužit k určení technických údajů o proudění. Účelem je stanovení hmotnostního průtoku, stanovení objemového průtoku je druhotné a během průtoku pracovní látky skrz výměník může docházet k jeho změně.

Způsobů měření průtoku je celá řada, jejich přesnost se pohybuje v rozmezí od 0,1 % do 10 % a jejich použití je závislé na aplikaci. Mezi nejčastěji používané metody měření průtoku patří objemové průtokoměry, kam řadíme membránové a bubnové plynoměry, průtokoměry turbínové a lopatkové, průřezová měřidla a indukční nebo ultrazvukové průtokoměry. Indukční a ultrazvukové způsoby měření průtoku patří mezi moderní metody a jejich hlavní výhoda spočívá v prakticky nulové tlakové ztrátě, v malém ovlivnění charakteru proudění a velmi vysoké přesnosti (pouze 0,1 % z měřené hodnoty).

Podrobněji jsou jednotlivé typy a jejich aplikace popsány v ČSN EN 306 [19] nebo ve zdroji [25].

Rychlosti proudění plynu se měří rovnoměrně na ploše větší než 75 % celkové plochy průřezu potrubí, která je kolmá na stěnu potrubí a vycentrovaná na střed potrubí. Rychlost by se neměla měnit o více než 5 % ze střední hodnoty [20]. Rychlost proudění ve vzduchotechnice se často měří pomocí Prandtlovy sondy. V tomto případě je nutné měřit rychlost v kruhovém potrubí minimálně ve 20 různých bodech, v případě čtyřhranného potrubí nejméně v 16 bodech (Obr. 14). Výsledná rychlost je potom průměrem naměřených hodnot. U potrubí s malým průměrem je možné měřit rychlost pouze ve středu potrubí a poté hodnotu korigovat (vynásobit hodnotou 0,9). Výsledkem je rychlost s chybou cca $\pm 5\%$ [24]. Měření se doporučuje provádět na rovném úseku potrubí o délce minimálně 10krát delším, než je vnější průměr potrubí [20].

Za podmíněk, že nedochází k netěsnostem mezi průtokoměrem a výměníkem tepla, může být vyhodnocení hmotnostního průtoku pracovní látky provedeno kdekoliv v okruhu. Praktické je umístit čidlo tam, kde se v průběhu měření sleduje teplota a tlak. Čidlo musí být umístěno tak, aby před i za ním byly ustálené podmínky. Pokud je tlaková ztráta měřidla nezanedbatelná, musí být umístěno tak, aby neovlivňovalo další měření. [19]



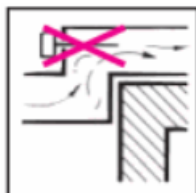
Obr. 14: Měřící body rychlosti Prandtlovou trubicí [24]

4.7.4 Měření vlhkosti

V některých případech, například při měření chlazení vzduchu pomocí výměníku se spirálově vinutými trubkami a odvlhčením, by měla být měřena vlhkost. Tato hodnota je měřena zejména z toho důvodu, že skupenské teplo je závislé na hodnotě vlhkosti. Nejjednodušší metodou je měření teploty na suchém a vlhčeném teploměru. Hodnoty naměřených teplot se od sebe liší. Tato hodnota se nazývá psychrometrická diference a je nepřímo úměrná relativní vlhkosti. [20]

Vlhčený teploměr by měl být umístěn co nejbližší k rovině měření teploty na suchém teploměru. Měření vlhkosti je ovlivněno rychlostí proudění vzduchu, v místě měření by neměla přeschovat 10 m/s. Pokud je rychlost vyšší, lze to řešit zastíněním pomocí perforovaného plechu. Dále by se měřící zařízení nemělo umisťovat do míst, kde nedochází k proudění vzduchu (Obr. 15), protože v těchto místech může docházet k přesycení vzduchu. Pokud je čidlo umístěné v kanálu s podtlakem, je nutné zajistit těsnost montážního otvoru, popřípadě spojů potrubí. Může docházet k přísávání vzduchu z vnějšku, což může ovlivnit přesnost měření. [26]

Důležitým faktorem, který ovlivňuje vlhkost vzduchu při vlhčení, je vzdálenost mezi zvlhčovačem a měřidlem vlhkosti. Proudící vzduch potřebuje určitý čas k tomu, aby pohltil vlhkost. Z toho vyplývá, že velikost této dráhy je závislá na vlhkosti vzduchu a rychlosti proudění vzduchu v kanálu. Jako příklad je možné uvést změnu vlhkosti $\Delta x = 4,5 \text{ g/kg}$ a rychlost proudění $v = 3,5 \text{ m/s}$, v tomto případě je potřebná vzdálenost 6,4 m. [26]



Obr. 15: Nesprávné umístění měřidla vlhkosti [26]

4.7.5 Shrnutí

Při testování tepelných výměníků podle českých technických norem je nutné dbát na několik základních principů:

- Pro stanovení výkonnosti výměníků tepla je nezbytné měřit tyto veličiny: teploty na vstupu a výstupu obou pracovních látek, tlakové ztráty a průtoky pracovních látek
- Měření by měla být reprodukovatelná, tudíž se provádí za ustálených provozních podmínek
- Měřit vždy vhodnými měřidly pro danou pracovní látku splňující předepsanou přesnost
- Měřidla musí být vždy zkalibrována
- Umisťovat měřidla tak, aby nikdy nedocházelo k vzájemnému ovlivňování měření

- Pro některé měřené veličiny jsou přesně stanoveny místa, kde je nutné veličiny měřit, většinou je to v místech, kde jsou vlastnosti látky v celém průřezu co nejvíce podobné. Pokud toto není stanoveno v normě, postupuje se podle pokynů výrobce měřidla.
- Potrubí v oblastech měření a oblast výměníku by měla být izolována
- Ověření přesnosti měření se provádí srovnáním tepla přijatého chladným proudem a tepla odevzdaného teplým proudem, podle rovnic (4.1) a (4.2) v kap. 4.4, kdy rozdíl nesmí být větší než 5 %.

Výhodou experimentu prováděného v laboratořích LENP je laboratorní prostředí, díky kterému je možné nastavit a měnit provozní podmínky, což při měření výměníků v provozu je většinou obtížné, ne-li nemožné. Přesné testování výměníků podle technických norem je velice finančně a prostorově náročná činnost. Její náročnost spočívá zejména ve velice přísných požadavcích na přesnost měřidel a ustálenost proudění. Za tímto účelem je nutné vytvořit poměrně dlouhé rovné úseky potrubí zejména u spalínovodu. Nutné podotknout, že testování v rámci této práce nesplňuje všechny požadavky testování tepelných výměníků právě z důvodu vysokých nákladů a komplikovanosti měření. Nicméně měření veličin je na velmi vysoké úrovni dostačující pro vyhodnocení a rozbor experimentů.

Většinu pravidel a požadavků uvedených v technických normách pro testování tepelných výměníků lze aplikovat i na měření a testování dalších vzduchotechnických a procesních zařízení, jako je například turbína nebo sušič, ale i pro pouhé určení rychlosti proudění nebo teploty v potrubí v jakémkoliv procesním systému. Je dobré brát do úvahy zásady uvedené výše v kapitole 4 v této práci. V průběhu provedených experimentů byla snaha v maximální možné míře respektovat výše uvedená doporučení a požadavky.

5 Experimentální zázemí, NETME Centre

Jedním z cílů práce je provedení experimentu a posouzení parametrů kogeneračního systému. Tento systém je instalován v Laboratoři energeticky náročných procesů (LENP) v NETME centre.

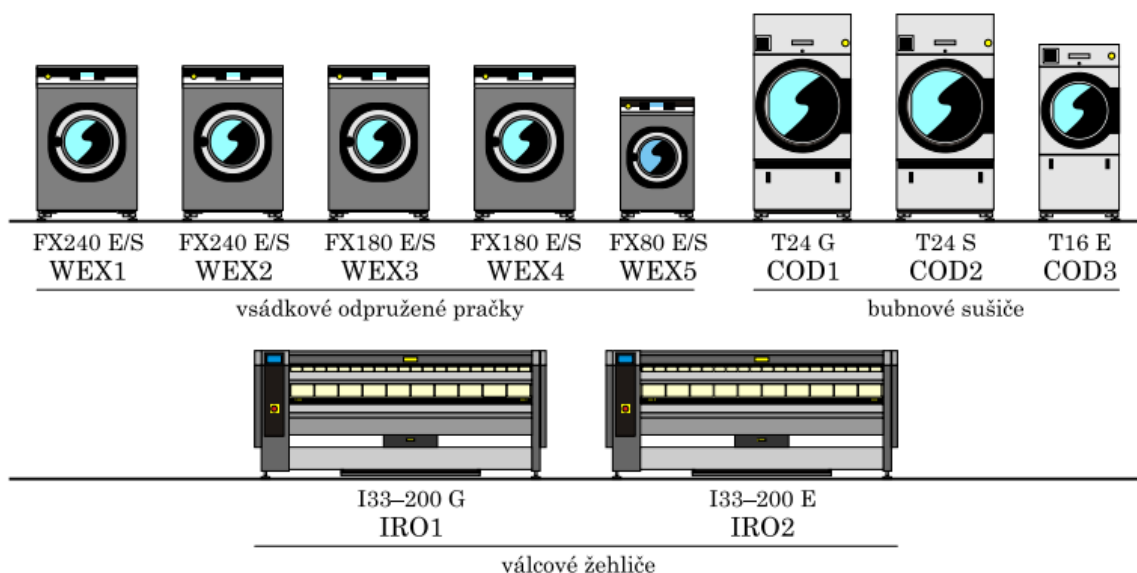
NETME Centre, anglicky New Technologies for Mechanical Engineering (Nové technologie pro strojní inženýrství), je koncipováno jako regionální výzkumné a vývojové centrum, které staví na vysoce kvalitní vědecké a výzkumné základně Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Projekt je převážně financován z fondů EU (Operační program Výzkum a vývoj pro inovace) a za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy. Do výzkumného centra byly investovány prostředky v celkové výši 650 milionů Kč. V současné době se zde na výzkumu podílí na 500 výzkumných pracovníků. NETME Centre nabízí možnosti smluvního výzkumu, a to jak na území ČR, tak i v zahraničí. Konkrétně 40 % smluvního výzkumu pochází od firem v Německu, Japonsku, Jižní Koreji, VB atd. Za posledních pět let byl proveden smluvní výzkum v hodnotě 250 milionů Kč. [27]

NETME Centre se dělí celkem na 5 divizí: divize energetiky, procesů a ekologie (PPE), letecké a automobilní techniky (AAT), mechatroniky (M), virtuálního navrhování a zkušebnictví (VMDT) a progresivních kovových materiálů (AMM). Tyto divize se dále dělí na celkem 40 dalších odborných laboratoří a sekcí. V rámci divize PPE zkoumány energeticky náročné procesy v Laboratoři energeticky náročných procesů (LENP) (Obr. 16), která byla spuštěna do provozu v létě roku 2013. [28]



Obr. 16: Laboratoř energeticky náročných procesů [27]

Infrastruktura laboratoře umožňuje připojit a testovat široké spektrum domácích a průmyslových spotřebičů – mimo praček, sušičů, žehliček a jiné prádelenské techniky, na které se laboratoř specializuje, to mohou být např. reaktory, myčky, sterilizátory, chladničky, mrazničky, dále úpravny vody, automatické dávkovače, výměníky tepla, zásobníky tepla, tepelná čerpadla, kogenerační jednotky a podobně. Za zmínku stojí celkem 14 přípojek topné páry, kde zdrojem je parní kotel o jmenovitém výkonu 1000 kg/h syté páry při 13 bar g, 19 přípojek zemního plynu o celkové kapacitě 50 m³/h nebo 18 přípojek tlakového vzduchu o tlaku 10 bar g. V laboratoři je zaveden systém pro centralizovaný sběr dat z měření nejrůznějších fyzikálních veličin – od měření teplot, tlaků a průtoků přes vlastnosti elektrické sítě po tenzometrické měření deformací konstrukce strojů. V současné době je v laboratoři nainstalován ucelený soubor prádelenské techniky a provozního příslušenství. Tím vznikl plně funkční model průmyslové prádelny s instalovanou kapacitou 150 až 500 kg prádla za směnu. Prádelna je tvořena soustavou spotřebičů viz Obr. 17. Za účelem studia integrace plynových mikroturbín do průmyslových prádelen a dalších energeticky náročných procesů byla laboratoř vybavena plynovou mikroturbínou Capstone C30. [27]



Obr. 17: Pračky (kapacita 2 x 24 kg, 2 x 18 kg, 1 x 8 kg), bubnové sušiče (kapacita 2 x 24 kg, 1 x 16 kg) a válcové žehliče s pracovní šíří 2 m a průměrem válce 320 mm [28]

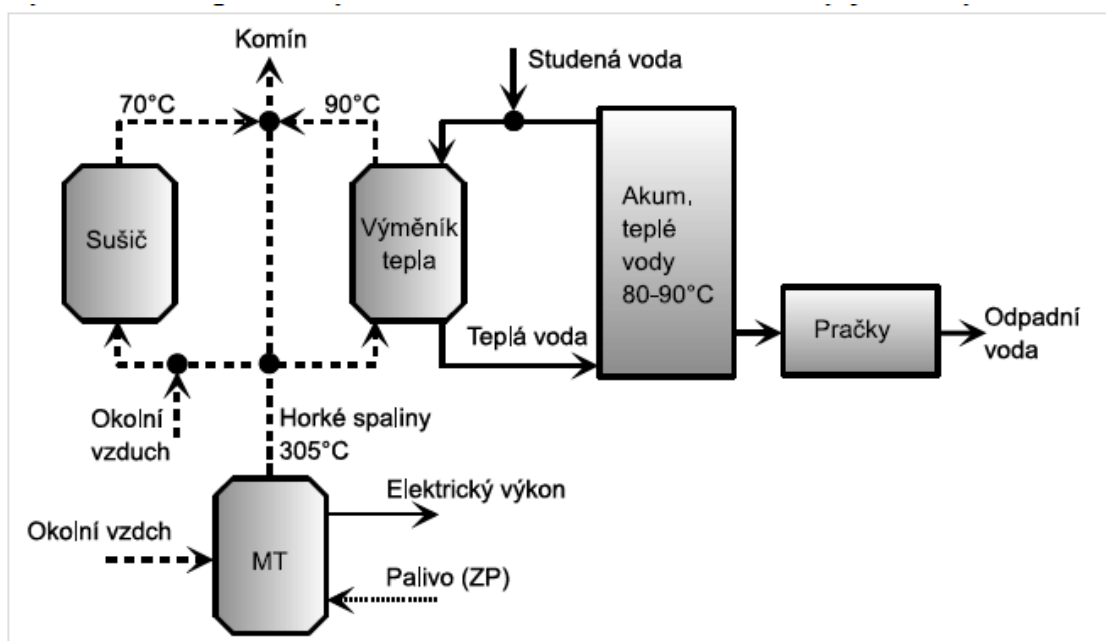
Mezi další předměty zájmu laboratoře patří:

- Lomplexní analýza energetické náročnosti komerčních průmyslových procesů (energetický audit provozu)
- Optimalizace průmyslových procesů i jednotlivých zařízení s cílem snížit spotřebu energie i provozních látek
- Návrh a projekce úsporných opatření včetně sběru (měření) potřebných dat
- Testování spotřebičů za účelem určení jejich účinnosti a dalších provozních charakteristik

- Zvyšování účinnosti procesu odsolování mořské vody
- Zvyšování účinnosti tryskání/čištění suchým ledem
- Analýza integrace plynových mikroturbín do průmyslových provozů
- Analýza využití odpadního tepla z mikroturbíny a jeho akumulace

5.1 Kogenerační systém v LENP

Jedním z prvních návrhů integrace plynové mikroturbíny do průmyslové prádelny v LENP se zabýval článek Potential of gas microturbines for integration in commercial laundries [12]. Autoři v něm popsali teoretický koncept využití odpadního tepla mikroturbíny v modelu prádelny umístěné v laboratoři (Obr. 18).

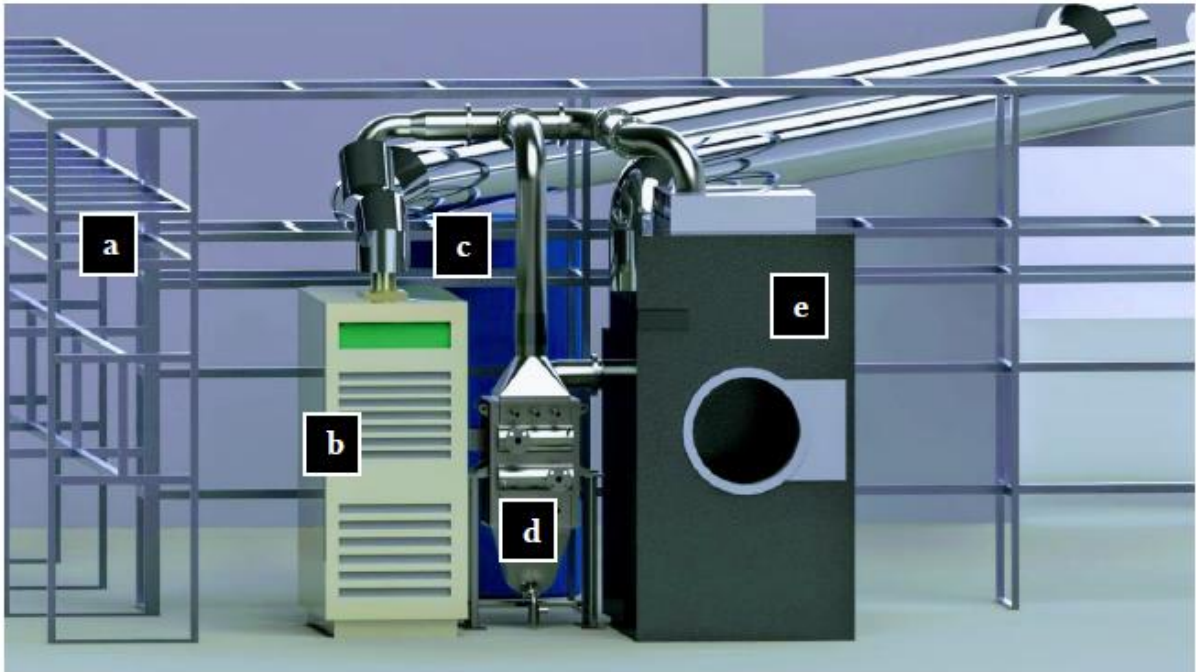


Obr. 18: Schéma využití odpadního tepla z mikroturbíny v LENP [12]

Postupem času byla mikroturbína doplněna o systém využití odpadního tepla sestávajícího z tepelného výměníku Vakading typu VAKAVLAS 360x425-8-Ž-6 pass a sušiče Primus DX55. Jedním z cílů této diplomové práce je navrhnout změny dílčích prvků systému a průběhu experimentů k dosažení relevantnějších výsledků a provést experimentální ověření obou zařízení pracujících současně, tj. jak využití spalin ve výměníku, tak k přímému sušení prádla. Zároveň dalším z cílů je doplnění systému o akumulační nádrž a její napojení do systému.

Energetickým zdrojem celého tohoto systému je plynová mikroturbína Capstone C30, která je schopná při maximální výkonu generovat okolo 23 kW elektrické energie. Tato elektrická energie je vracena zpět do elektrické sítě. V zázemí LENP je možné spaliny z této mikroturbíny využívat dvěma způsoby. Jednou cestou je využít teplo ve spalinách v tepelném výměníku a využít jej tak na ohřev vody, která v budoucnu může být dále využívána v prádelenském procesu. Druhým způsobem využití je potom možnost

přímého sušení prádla v sušiči Primus DX55 za využití spalín mikroturbíny jako horkého proudu. Render kogeneračního systému v LENP zobrazuje Obr. 19.



Obr. 19: Render kogeneračního systému v LENP sestávajícího z MT Capstone C30 – b, Výměníku Vakavlas – d a sušiče Primus DX55 – e [29]

Oba systémy je možné provozovat buď odděleně, nebo současně. Jednotlivé spalínovody jsou opatřeny klapkami se servomotory, které je možné dálkově ovládat. V rámci této diplomové práce jsou popsána, jak samostatně měření tepelného výměníku, tak kombinované využití spalín pro obě možnosti.

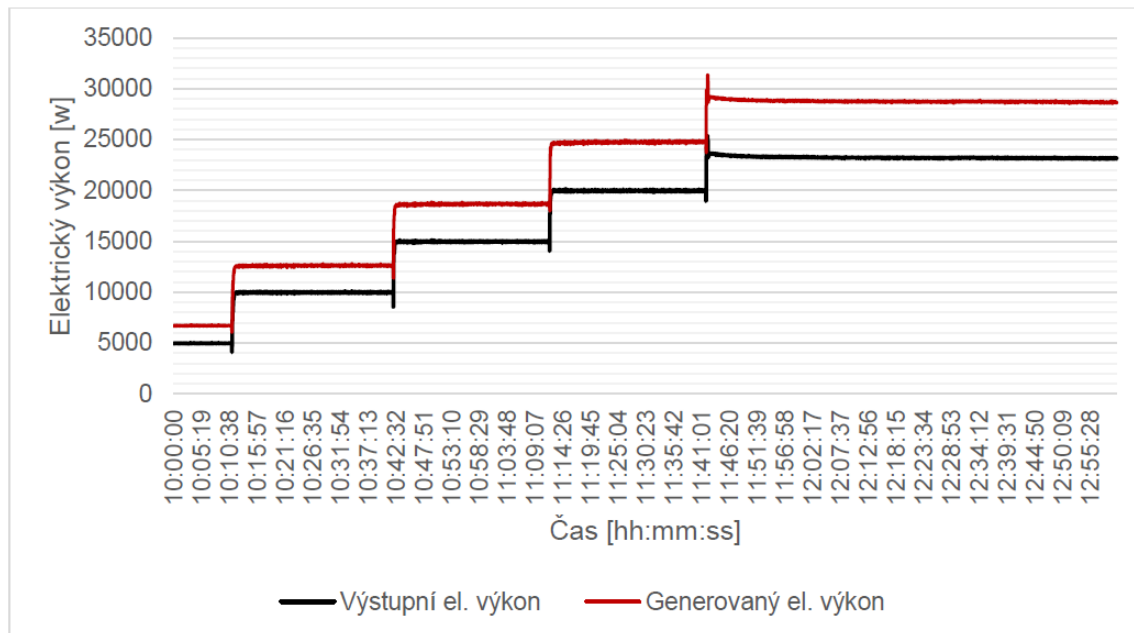
5.1.1 Mikroturbína Capstone C30

Mikroturbína společnosti Capstone C30 je v současnosti nejmenší mikroturbína vyráběna touto společností. V minulost byla v nabídce i menší mikroturbína Capstone C15 s nominálním výkonem 15 kW. Tato turbína byla však z nabídky společnosti Capstone po roce 2015 odstraněna. Její nevýhodou byla nižší elektrická účinnost, která podle katalogových hodnot dosahovala pouze 23 %. U větší turbíny Capstone C200, s nominálním výkonem 200 kW je elektrická účinnost naopak vyšší – 33 %. S rostoucím nominálním výkonem turbíny lze pozorovat nárůst elektrické účinnosti. [2] Základní katalogové parametry Capstone C30 zobrazuje Tabulka 2. Konstrukční parametry a některé další vlastnosti turbíny jsou podrobněji rozepsány v kapitole 2.5.

Tabulka 2: Parametry Capstone C30 [2]

Rozměry (výška x šířka x hloubka)	1,79 x 1,52 x 0,76 m
Hmotnost	405 kg
Jmenovitý elektrický výkon	30 kW
Elektrická účinnost	26 %
Kombinovaná účinnost (elektrická + tepelná)	až 90 %
Emise NO _x při 15 % O ₂	18 mg/m ³
Hmotnostní průtok spalin	0,31 kg/s
Teplota spalin	275 °C
Energie ve spalinách	230 MJ/h [14]
Akustické emise při plném výkonu	65 dBA
Spotřeba zemního plynu při 30 kW	11,5 m ³ /hod [14]

Při porovnání dat naměřených v rámci práce zaměřené na určení účinnosti mikroturbíny [14] je zřejmé, že některé parametry jsou v reálných podmínkách laboratoře mírně odlišné. Například teplota spalin při 30 kW je výrazně vyšší, a to cca 307 °C. Kombinovaná účinnost stanovená v tomto zdroji je cca 85 % [14].



Obr. 20: Rozdíl generovaného a výstupního elektrického výkonu z mikroturbíny [14]

Zajímavý je rozdíl výstupního a generovaného elektrického výkonu Obr. 20. To je způsobeno plynovým kompresorem a usměrňovačem proudu. Tato zařízení snižují celkový elektrický výkon tak, jak bylo popsáno v kapitole 2.5.3. Zároveň maximální

generovaný výkon nedosahuje teoretické maximální hodnoty. To je následek odlišných provozních podmínek v laboratoři (tlak nasávaného plynu, výhřevnost, vlastnosti spalovacího vzduchu, nadmořská výška atd).

Spuštění a ovládání mikroturbíny. Před spuštěním turbíny je nutné otevřít přívod plynu. Pokud k tomuto nedojde, turbína nenaběhne. To však nemá za následek žádné poškození. Capstone C30 je možné ovládat dvěma způsoby. Buď panelem, který je umístěn přímo na zařízení anebo softwarem Capstone Remote Monitoring (CRM), což je preferovaná varianta. Spuštění turbíny probíhá nastavením požadovaného elektrického výkonu a kliknutím na tlačítko start. Start turbíny probíhá v řádu několika minut. Nejprve je nutné nechat zahřát komponenty turbíny a požadovaný výkon tak zvedat po 5-10 kW pomalu a plynule. Po nastavení maximálního výkonu je vhodné turbínu nechat pracovat cca 30 minut pro ustálení hodnot. Před vypnutím je doporučeno mikroturbínu schladit, například provozem na 5kW výkonu.

Software CRM v průběhu provozu turbíny zaznamenává některé veličiny pomocí snímačů, které jsou integrovány uvnitř turbíny již od výroby, například výstupní výkon, otáčky, výstupní teplotu spalin atd.

5.1.2 Spalinový výměník Vakading typu Vakavlas

Spalinový výměník typu VAKVALAS 360x425-8-Ž-6 pass (Obr. 21) je navržen přímo pro využití spalin z mikroturbíny Capstone C30 při použití zemního plynu jako paliva. Samotná mikroturbína umožňuje i provoz při použití jiných paliv, kvůli zvýšenému zanášení výměníku však tato paliva není vhodné testovat [30]. Návrh byl proveden podle parametrů uvedených v Tabulka 3.

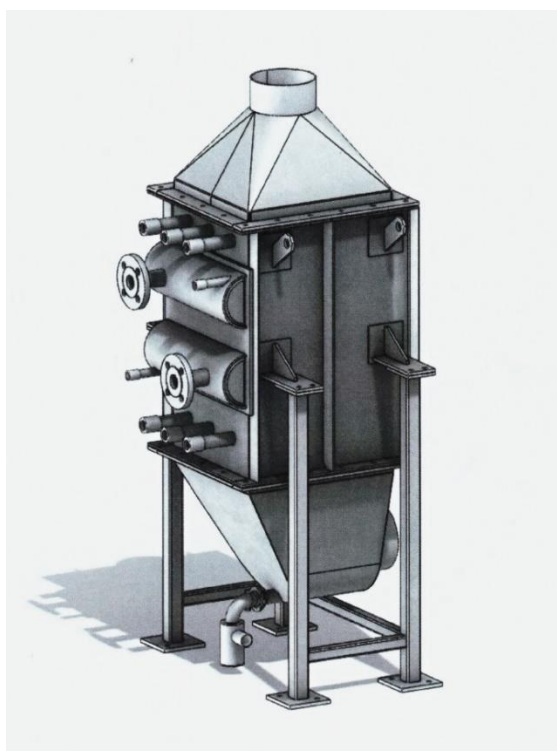
Tabulka 3: Zadávací technická data

Parametr	Spaliny	Voda
Vstupní teplota do výměníku	305 ±4 °C	Min. 15 ±5 °C
Výstupní teplota z výměníku	65 ±5 °C	Max. 110 °C
Dovolená tlaková ztráta	2 kPa	50 kPa
Průtok	0,28 ± 0,03 kg/s	0,2 kg/s
Tlak vody v rozvodu	-	6 bar

Jedná se o trubkový výměník se 4 řadami žebrovaných teplosměnných U-trubic. Půlválcové vodní komory rozdělují na straně vody výměník na 6 chodů. Voda v trubkách proudí v turbulentním režimu. Výměník je navržen na provoz při spalinách v plynném skupenství a vody v kapalném. Případná kondenzace spalin, respektive odpařování vody je nežádoucí. [30] Vybrané rozměrové a provozní parametry zobrazuje Tabulka 4.

Tabulka 4: Hlavní rozměrové a provozní data výměníku [30]

Rozměry (výška x šířka x hloubka)	1,54 x 0,76 x 0,67 m
Pracovní látka trubky, plášť	Otopná voda, spaliny zemního plynu
Hmotnost výměníku bez vodní náplně	155 kg
Objem trubkového prostoru	48 dm ³
Hmotnost výměníku celkem	203 kg
Maximální provozní tlak v trubkách	6 bar g
Maximální provozní teplota v trubkách	105 °C
Minimální provozní teplota v trubkách	5 °C
Maximální tlak v plášti	0,1 bar g
Maximální teplota v plášti	350 °C
Celková teplosměnná plocha	4,2 m ²



Obr. 21: Výměník Vakading [30]

5.1.3 Sušič Primus DX55

Sušení prádla v Sušiči Primus DX55 (Obr. 22) následuje po procesu mechanického odvodnění, které probíhá v odvodňovacím lisu, odstředivce nebo pračce (tímto procesem je dosažena měrná vlhkost 0,3-0,7) [15]. Pro odstranění zbytku vlhkost následuje proces sušení. Sušič DX 55 je velkokapacitní průmyslový sušič, který je nutný ručně plnit. Jedná se tedy o vsádkový provoz a v jednom cyklu lze vysušit určité množství prádla, na které je

daný sušič navržený, v tomto případě 55 kg. Bubnový sušič s průměrem bubnu 68 cm disponuje vlastním plynovým hořákem s výkonem až 78 kW, který je umístěn v horní části stroje. Sušič je rovněž vybaven vlastním ventilátorem s motorem o výkonu 0,75 kW. Vybrané parametry sušiče jsou zobrazeny v Tabulka 5.

Tabulka 5: Specifikace DX55 [31]

Rozměry (výška x šířka x hloubka)	2,18 x 1,18 x 1,73 m
Hmotnost	624 kg
Kapacita	55 kg
Objem bubnu	1021 dm ³
Průtok vzduchu	755 l/s
Motor ventilátoru	0,75 kW
Motor pohonu	0,56 kW
Plynový ohřev	79 kW
Elektrický ohřev	60 kW
Parní ohřev	55 kW



Obr. 22: Sušič DX55 [31]

Po vložení vlhkého prádla (preferuje se maximální kapacita, která zaručuje nejvyšší účinnost sušení) dovnitř bubnu dochází k nasávání suchého vzduchu do spalovací komory, kde probíhá spalování zemního plynu. Tímto procesem dojde k ohřátí sušícího vzduchu na teplotu až 270 °C [29], následně ohřáté sušící médium prochází skrz bubnu, kde absorbuje vlhkost z prádla a poté pokračuje do komína. Koncentrace spalin v sušícím

vzduchu je velmi nízká. Mimo tento způsob ohřevu sušícího vzduchu je také k dispozici parní a elektrický ohřev, které však nejsou v LENP využívány. Pro sušení spalinami z mikroturbíny by musel být sušič konstrukčně upraven.

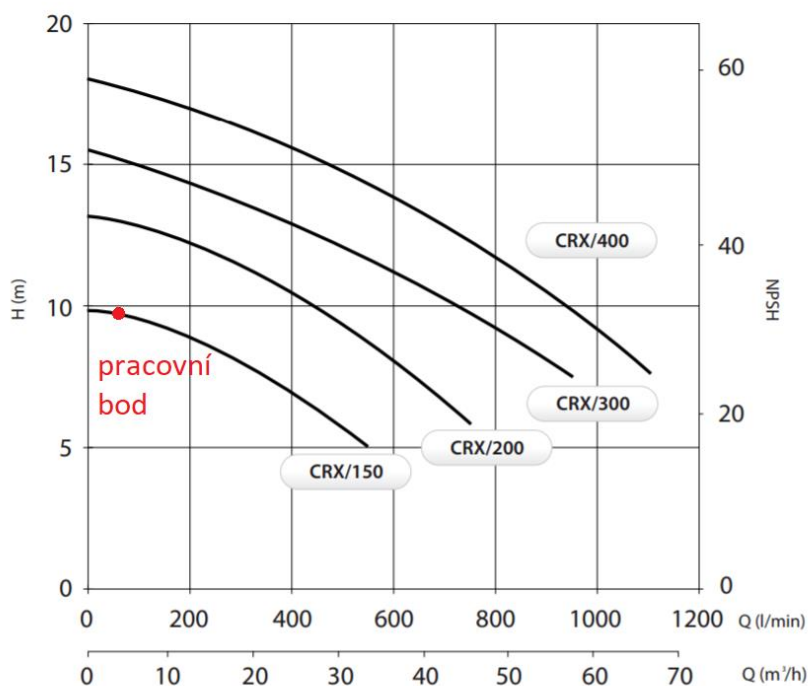
Spaliny, které vznikají v mikroturbíně, jsou svým složením podobné sušícímu médiu vzniklému v sušiči. Rozdílná je jejich teplota a množství. Jedním z cílů této práce je navrhnout a provést experimenty, při kterých bude dosaženo srovnatelných podmínek pro sušení prádla v sušiči a ověření funkce sušiče v kombinaci s ohřevem teplé vody.

6 Příprava zkušební měřící aparatury

Před provedením experimentů bylo nutné doplnit zázemí LENP o některé nezbytné zařízení. Byl proveden průzkum trhu, konzultace s odborníky, následný výběr a zakoupení potřebných komponent pro správnou funkčnost systému. Hlavní cílem bylo připravit akumulární nádrž (osazení senzory, míchadlem, napojení do systému), vyměnit čerpadlo a provést některé úpravy sušiče.

6.1 Čerpadlo

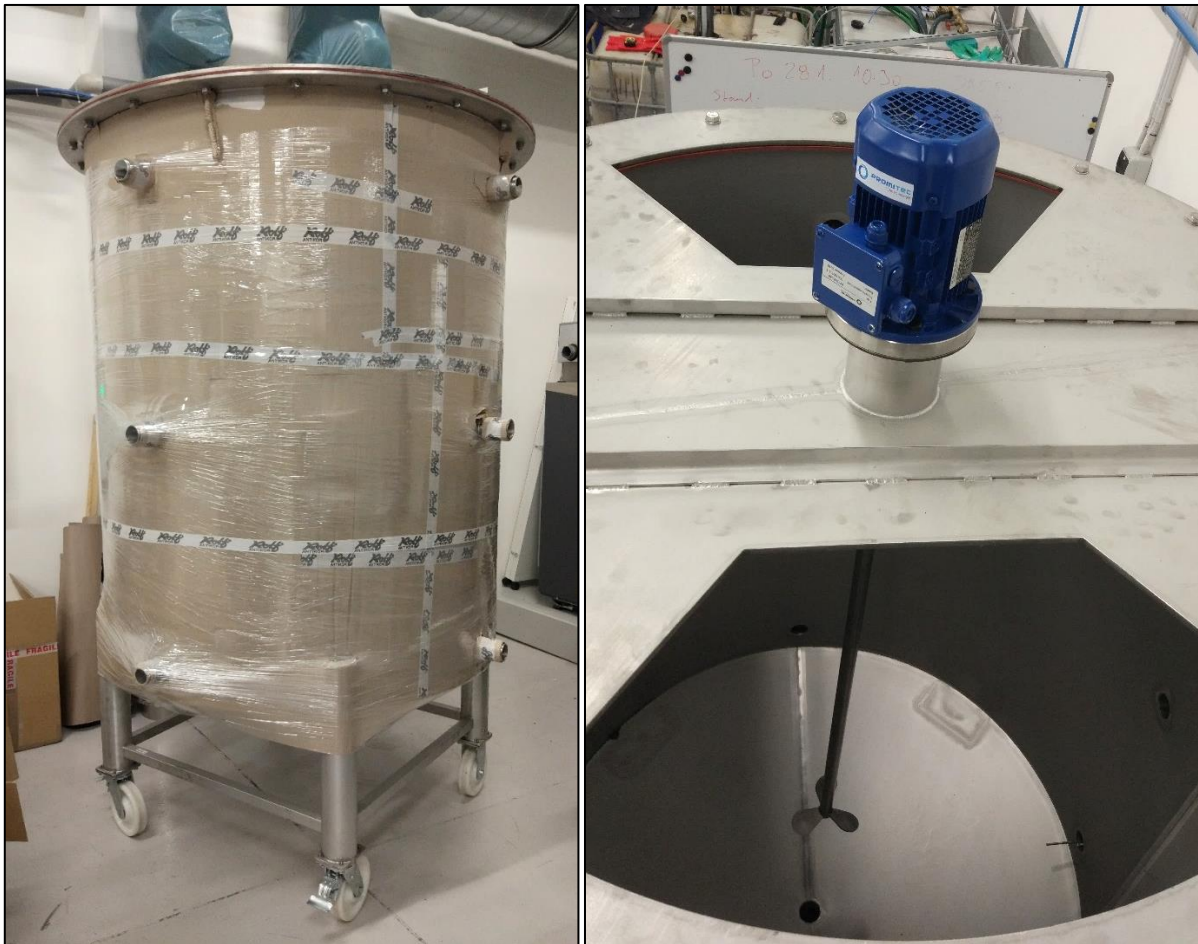
V minulosti byly provedeny některé testy tepelného výměníku spaliny-voda. V průběhu těchto testů se ukázalo, že čerpadlo dodávající vodu tepelnému výměníku není schopno zajistit dostatečný průtok vody. Výměník je konstruovaný na průtok vody 1,1 kg/s, avšak v průběhu testů bylo dosaženo pouze 0,9 kg/s [29]. Původní čerpadlo Sigmat CRX/150 bylo nahrazeno výkonnějším čerpadlem Sigmat CRX/200, které bude schopné zajistit požadovaný průtok vody. Jedná se o jednostupňové radiální odstředivé čerpadlo. Charakteristiky obou čerpadel zobrazuje Obr. 23. Průtok 0,9 kg/s odpovídá asi 54 l/min. Z obrázku je patrné že méně výkonné čerpadlo CRX/150 bylo vzhledem k tlakové ztrátě systému značně poddimenzované a nebylo možné provést testy s průtokem vody, na který byl výměník konstruován. To nové čerpadlo umožňuje. Čerpadlo je připojené na frekvenční měnič, tím pádem je možná přesná regulace otáček s reprodukovatelností nastavení, zároveň je možné výměník testovat i s vyššími průtoky. Další parametry čerpadla jsou uvedeny v příloze č. 1.



Obr. 23: Charakteristika čerpadel CRX/150 a CRX/200 [32]

6.2 Akumulační nádrž

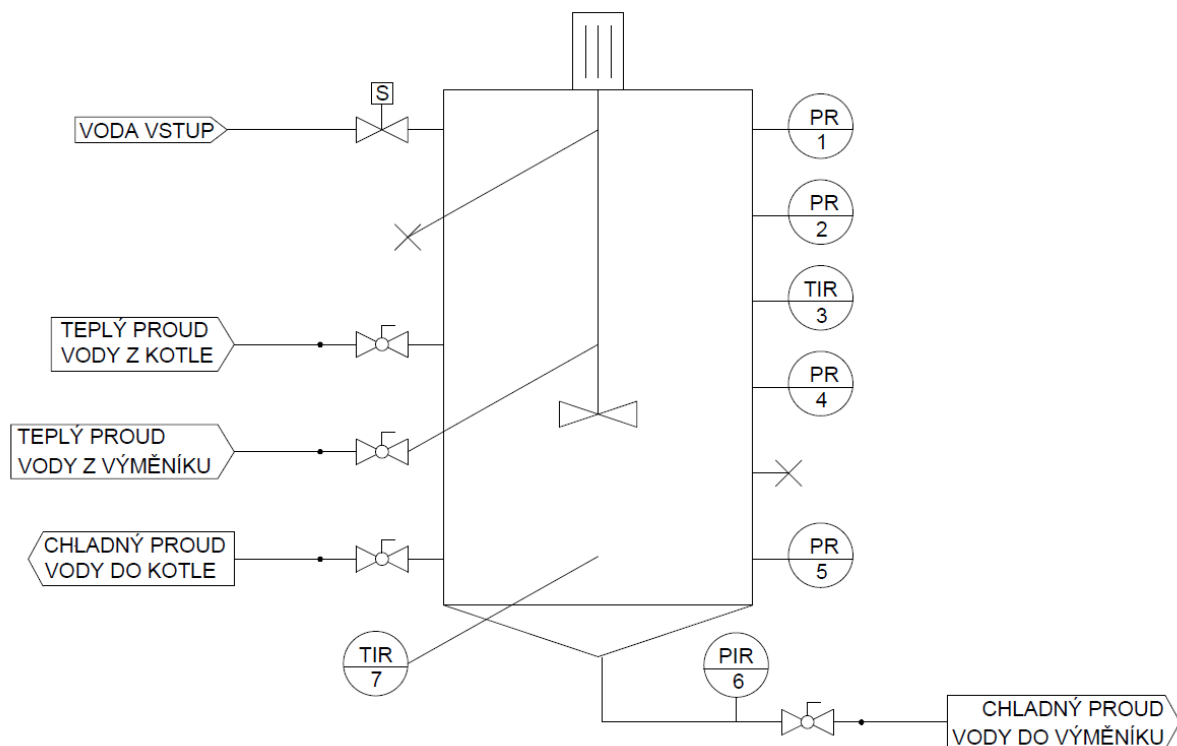
System kogenerace byl doplněn o válcovou nerezovou nádrž s kuželovým dnem o objemu 3 m³ (Obr. 24). Nádrž je usazena na čtyřech kolech pro usnadněnou manipulaci a zapadá tak do konceptu vybavení v LENP, kdy s většinou nově pořízených aparátů lze jednoduše manipulovat. Akumulační nádobu tak bude v budoucnu možné využít i pro jiné experimenty. Celkově má nádrž 10 hrdel s trubkovým závitem G2" a 7 hrdel se závitem G1". V horní části nádoby je hrdlo s plochou přírubou a vnitřním průměrem 110 mm. Dispozice nádrže viz příloha č. 2.



Obr. 24: Akumulační nádrž před osazením senzory a míchadlem (vlevo), po namontování čerpadla a senzoru (vpravo) (v pravé dolní části je viditelný teplotní snímač)

Akumulační nádrž je připojena k vodovodnímu řádu přes solenoidový ventil. Ten je ovládán dvojicí binárních tlakových senzorů hladiny (electronic level sensor). Pokud dojde ke snížení hladiny pod spodní tlakový senzor, dojde k otevření ventilu a dopuštění vody v nádrži až po úroveň horního senzoru. Je tak tvořena hystereze hladiny. Toto slouží zejména k doplnění vody do nádrže a v experimentech průběžné doplňování nebude nijak využito. Dále je nádrž vybavena jedním snímačem maximální a minimální úrovně hladiny. Nádrž je připojena na elektrický kotel Bosch Tronic 5000 H o výkonu 45 kW (Příloha č. 3), kde dochází k přehřevu vody na požadovanou teplotu. Za účelem tepelné

homogenizace vody v nádrži bylo pořízeno rychloběžné lopatkové míchadlo s délkou hřídele 1500 mm a průměrem míchadla 175 mm od firmy Hydro-tech (Příloha č. 4). Otáčky míchadla lze regulovat pomocí frekvenčního měniče, a to v rozsahu od 279-930 min⁻¹ (Obr. 24). Další uvažovaná řešení, například pomaloběžné míchaní míchadlem napojeným na asynchronní motor s převodovkou se ukázalo jako nevhodné, a to z důvodu vyšší ceny a komplikovanosti řešení. Další alternativou k rychloběžnému míchání bylo využití čerpadla Sigmat CRX/150, které bylo vyřazeno z okruhu cirkulace vody přes tepelný výměník. Možné řešení bylo za pomoci tohoto čerpadla (CRX/150) cirkulovat vodu v nádrži a vytvářet tak uvnitř nádrže víry, díky kterým by docházelo k tepelné homogenizaci vody. Výhoda tohoto řešení by spočívala především v tom, že by nebylo nutné pořizovat nové míchadlo, a tím by došlo k ušetření nákladů. Nevýhodou by ovšem byla nižší účinnost, komplikovanost (napojení dalších dvou hadic do nádrže, umístění a zapojení čerpadla, mobilita zařízení) a zejména flexibilita použití tohoto řešení by znemožňovala využití jiného média, než je voda. Tepelná homogenita vody v nádrži je kontrolována dvojicí teploměrů umístěných ve dvou od sebe vzdálených bodech nádrže. Ve spodní části nádrže je namontován kontinuální snímač tlaku sloužící ke stanovení výšky hladiny. Zapojení měřidel a schematické znázornění proudů zobrazuje Obr. 25. Použitá měřidla jsou uvedena v Tabulka 6.



Obr. 25: P&I schéma akumulční nádrže

Tabulka 6: Seznam použitých měřidel

Označení	Typ	Měřená veličina	Přesnost
1,2,4,5	ifm LMT 100	Hladina	-
3,7	ifm TM 4461	Teplota	$\pm (0,15 \text{ K} + 0,002 \times t)$
6	ifm PM 1608	Tlak	$<\pm 0,1$

6.3 Úpravy sušiče

Z předchozího měření sušiče DX 55 využívajícího spaliny z mikroturbíny pro sušení, které se uskutečnilo dne 31. 7. 2017, bylo zjištěno, že při plném uzavření klapky spalinovodu směřujícího do komína nebyl udržen podtlak za bubnem sušiče z důvodu nárůstu hmotnostního toku spalin přiváděného do spalovací komory sušiče. Nejprve bylo otestováno měření, kdy byly otvory sání okolního vzduchu spalovací komory zakryty pomocí plechu. Toto testování potvrdilo domněnku, že zakrytím dojde ke snížení množství přisávaného vzduchu z okolí a tím ke zvýšení teploty na výstupu ze spalovací komory sušiče.

Pro experimenty provedené 21. 8. - 22. 8. 2018 a 2. 4. - 9. 4. 2019 bylo zatěsnění zdokonaleno. Sací otvory byly zatěsněny tvarově vhodně uzpůsobeným plechem, který zajistil dostatečnou těsnost. Tento plech byl přichycen v horní části hliníkovou páskou, která měla těsnící funkci a zároveň fungovala jako pant. Ve fázi dochlazování a snižování teploty bubnu bylo tak možné plech zvednout a umožnit přívod vzduchu do spalovací komory. V tomto případě byl plech podložen v pravé části dřevěným trámem (Obr. 26). Toto řešení je však nepraktické, jelikož v průběhu provozu je potřeba klapku opakovaně otevírat a zavírat. Několikrát došlo k pádu podpěrného trámku a nechtěnému zavření klapky, a ani těsnost tohoto provizorního řešení není ideální.



Obr. 26: Provizorní klapka na sání spalovací komory sušiče

Z výše uvedených důvodů byl proveden návrh řešení klapky sušiče, která bude instalována na sušič pro budoucí provoz a bude tak možné celý provoz zautomatizovat. Samotná klapka je tvořena z nerezového plechu o rozměrech 837x150x2, který je po obvodu lemován 25 mm lemem. Lem zvyšuje tuhost klapky a zároveň slouží k připojení dvou dvoucestných válců na stlačený vzduch po stranách klapky. Konkrétně se jedná o válce o průměru 16 mm se zdvihem 150 mm od společnosti FLUIDTECHNIK bohemia, s.r.o. Ke klapce je válec připojen pomocí výkyvného oka RP103P, k sušiči přes konzolu tvaru L a protikus upevnění RB viz Příloha č. 5. K připojení je potřeba vzduch o tlaku 1-10 bar, který je v laboratoři k dispozici. Klapka bude připojena k horní části komory pianovým pantem, který zároveň zaručí dostatečnou těsnost. Dispozice řešení klapky zobrazuje render z programu SolidWorks na Obr. 27.



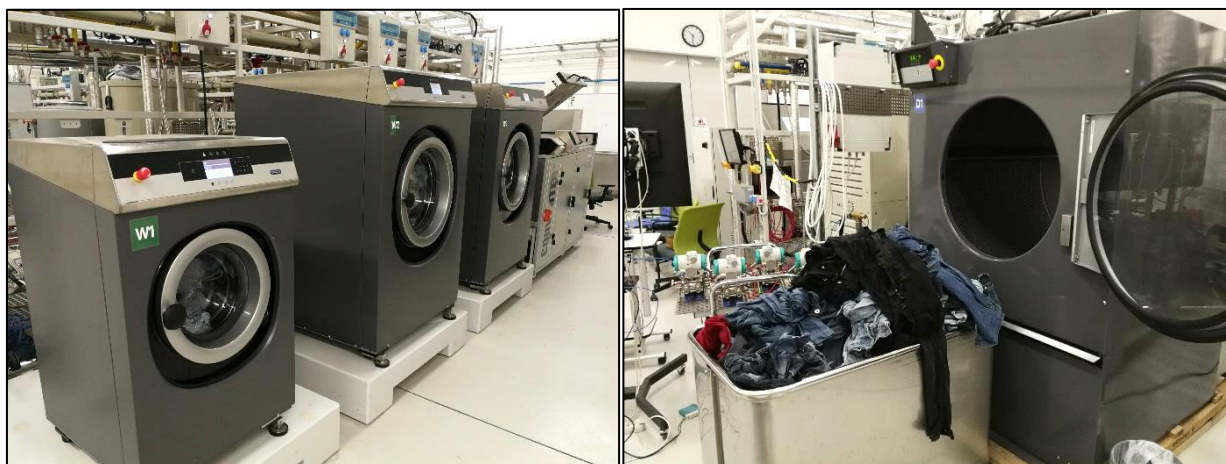
Obr. 27: Dispozice klapky sání sušiče DX55 speciálně upravené pro přímé sušení spalinami z turbíny Capstone C30

7 Experimentální část

Před experimenty, jejichž výsledky jsou prezentovány v této práci, proběhlo několik měření ověřujících funkčnost přímého sušení prádla spaliny mikroturbíny. Experimenty, které jsou vyhodnoceny a popsány v této práci, proběhly ve dnech 21. 8. a 22. 8. 2019 a v době od 2. 4. do 15. 4. 2019. V rámci těchto experimentů došlo poprvé k ověření funkčnosti kogeneračního systému jako celku, kdy byly spaliny využívány jak k sušení prádla, tak k ohřevu vody ve výměníku současně. Pro měření v období 2. 4. - 9. 4. 2019 byl kogenerační systém doplněn o akumulární nádrž na vodu, která umožnila přesnější testování tepelného výměníku a akumulaci teplé vody pro další prádelenské procesy. P&I Diagram kogeneračního systému a zapojení měřidel je uveden v příloze č. 6 a seznam použitých měřidel je uveden v Tabulka 14 v kapitole 7.6, přičemž pozice v tabulce odpovídají pozicím na P&I Diagramu. Všechna uvedená data byla zpracována a analyzována v softwaru MS excel. Postup výpočtů, všechna naměřená data a další výsledky jsou uvedeny v příloze č. 7.

7.1 Měření standardního programu sušiče Primus DX55

Všechna měření proběhla se dvěma vsádkami prádla označené jako červené (A) a zelené (B), které byly tvořeny džínami o hmotnosti 54,9 kg v suchém stavu před praním a sušením. Před každým experimentem v sušiči bylo prádlo nejdříve vymáčáno a odstředěno v pračkách (Obr. 28) programem č. 9 – neutralizace a následně zváženo. Průměrná hmotnost vsádky po odstředění činila 82,45 kg.



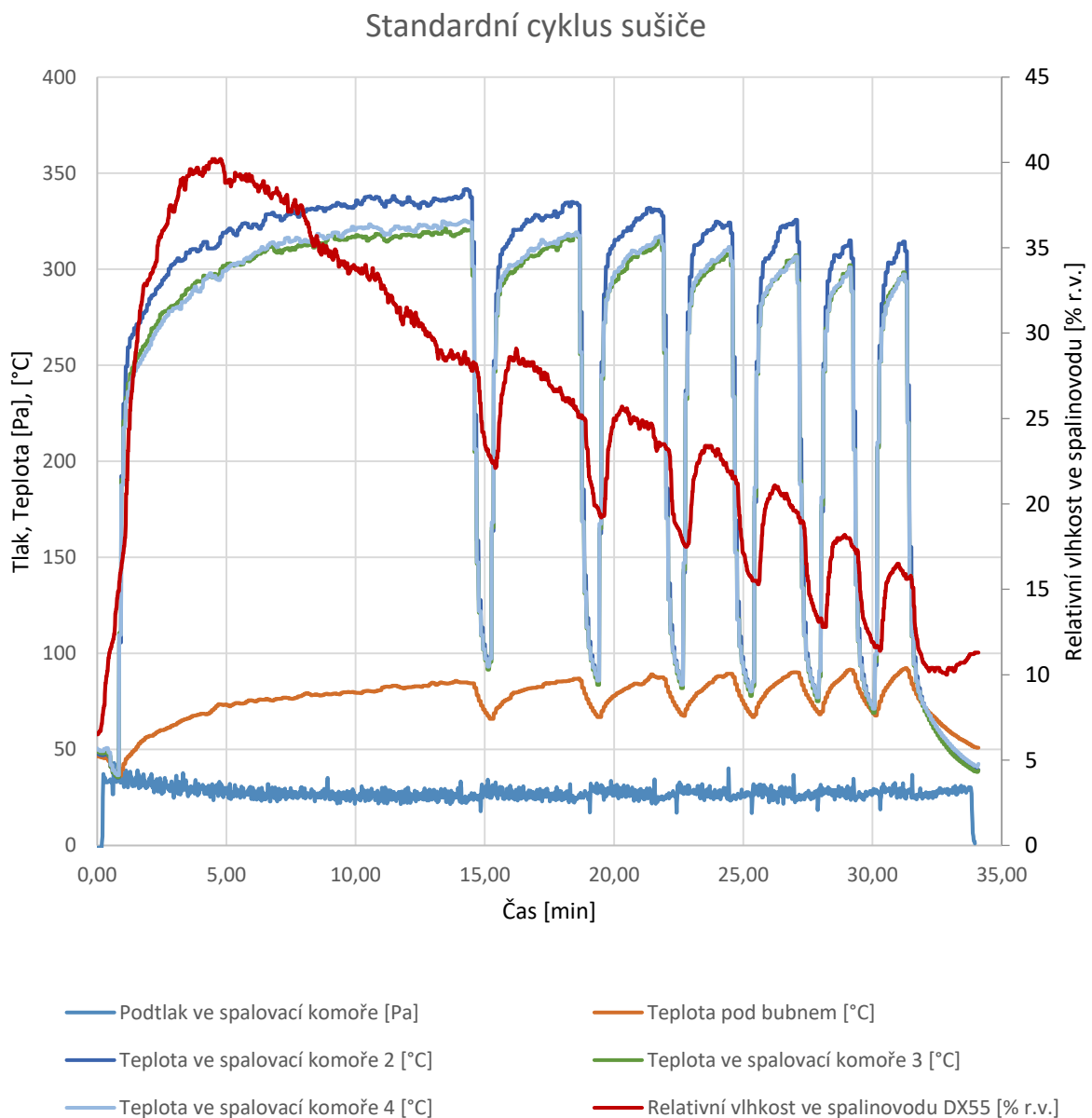
Obr. 28: Praní s nastaveným programem č. 9 – neutralizace (vlevo) a plnění sušiče prádlem po vymáčání a odstředění (vpravo)

Po zvážení bylo prádlo vloženo do sušiče, kde bylo prádlo sušeno standardními režimy sušiče DX55:

- Standardní sušení spaliny z integrované spalovací komory sušiče
- Program č. 14 – limitován vlhkostí – sušení do 5 % zbytkové vlhkosti
- Program č. 15 – limitován časem – čas sušení 30 min
- V obou případech je součástí programu dvouminutové dochlazování

- Po sušení bylo prádlo znovu zváženo a rozdílem hmotnosti bylo získáno množství vysušené vody

V průběhu měření byly sledovány teploty ve spalovací komoře v několika bodech. Teplota pod bubnem a v odtahu sušiče, dále hodnoty podtlaku ve spalovací komoře a za filtrem a přetlak za ventilátorem a relativní vlhkost v odtahu sušiče. Sušič při standardním cyklu pracuje tak, že vždy při dosažení určité teploty pod bubnem dojde k vypnutí hořáku. Poté, co teplota zase poklesne dojde k opětovnému sepnutí hořáku. Maximální teplota pod bubnem je cca 93 °C. Neměla by být vyšší, aby nedošlo k poškození prádla.



Obr. 29: Průběh měřených veličin ve standardním cyklu sušiče

Z grafu na Obr. 29 je patrný pokles relativní vlhkosti měřené ve spalinovodu v průběhu sušení. Tato hodnota však neodpovídá reálné vlhkosti prádla, protože spaliny vstupující

do spalínovodu se mísí s okolním vzduchem vlivem netěsností ve spodní části sušiče a výsledná hodnota je proto o cca 5procentních bodů vyšší než sušičem naměřená hodnota. Tzn., že k ukončení došlo při relativní vlhkosti ve spalínovodu 10 %. V prvotních experimentech sušení byla snaha dosáhnout při přímém sušení spalínami ve spalínovodu hodnota 5 % což reálně vedlo k přesušení prádla uvnitř sušiče. Po sérii experimentů bylo vyhodnoceno, že vhodnějším programem k dalšímu zkoumání je program č. 14, jelikož nejsme schopni přesně měřit vlhkost prádla. Ta je měřena integrovaným vlhkoměrem uvnitř sušiče a její průběh a hodnotu není možné získat.

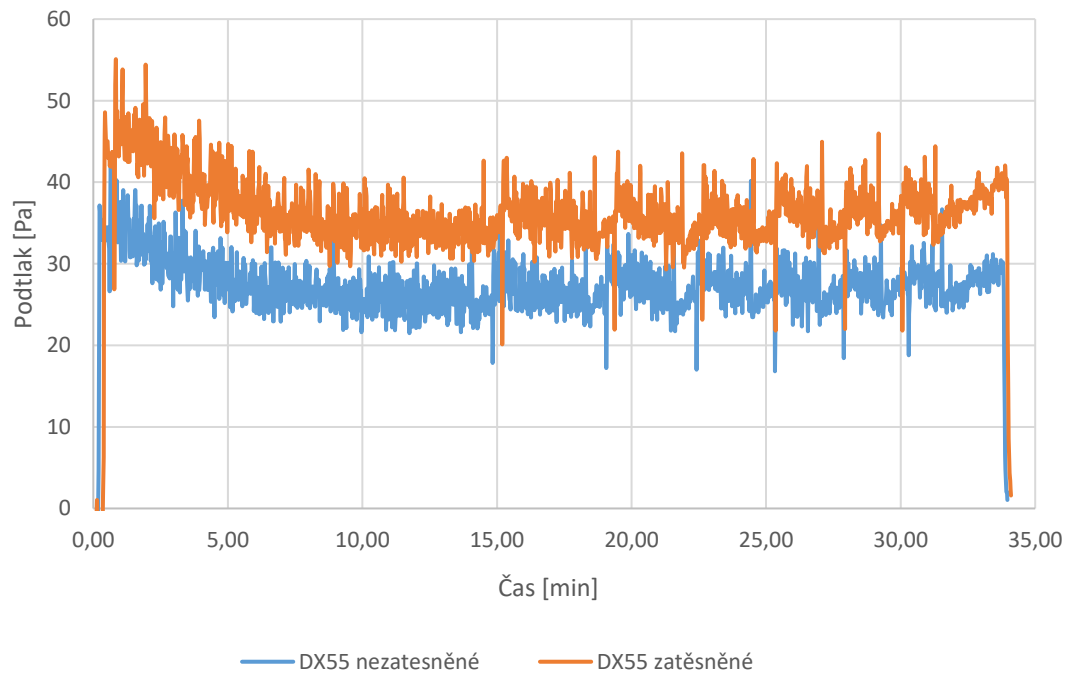
Dalšími sledovanými hodnotami byly hodnoty podtlaku ve spalovací komoře, za filtrem sušiče a přetlaku za ventilátorem. Při prvních experimentech s využitím spalín pro sušení bylo zjištěno, že ve spalovací komoře a za filtrem nebyl udržen dostatečný podtlak a docházelo k přisávání okolního vzduchu skrze sací otvory sušiče, a tím i k nedostatečné teplotě ve spalovací komoře. To je důvodem instalace klapky na sání spalovací komory popsané v kapitole 6.3. Dalším opatřením pro navýšení podtlaku bylo zatěsnění poklopu k filtru sušiče pomocí silikonové hadičky (Obr. 30).



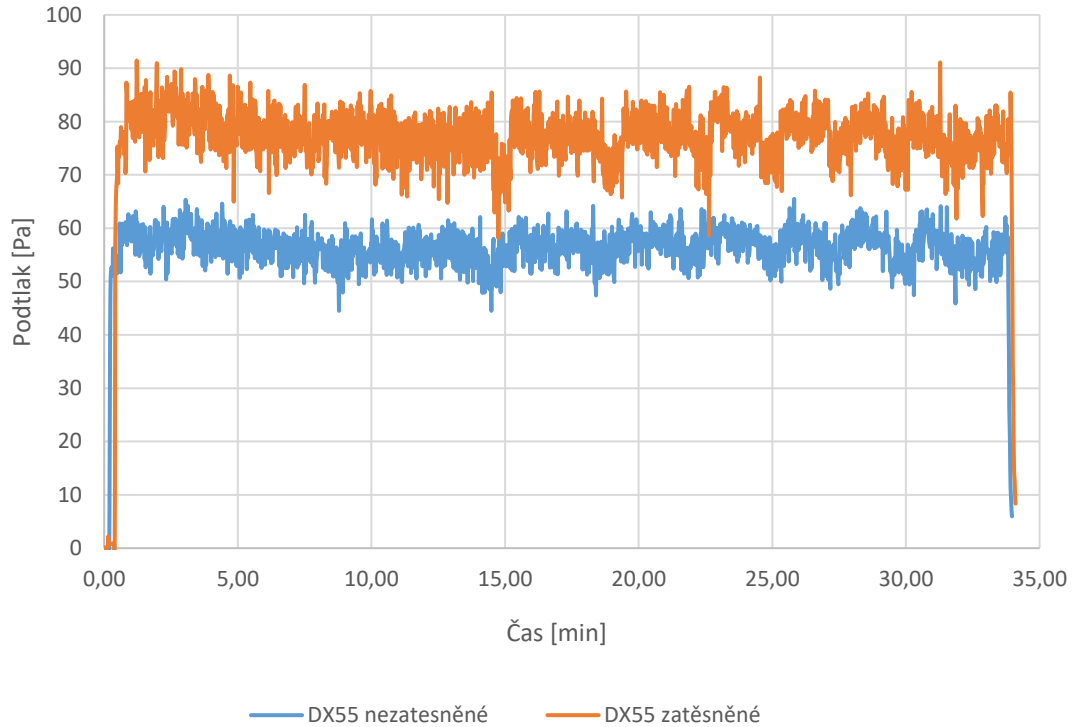
Obr. 30: Zatěsnění prostoru mezi servisními dvířky a pláštěm sušiče, pro zvýšení podtlaku před ventilátorem a omezení přisávání vzduchu z okolí

Měření provedené dne 3. 4. 2019 bylo provedeno za účelem ověření přínosu zatěsnění servisních dvířek. Před prvním experimentem byl sušič nahřát jedním kratším cyklem, který nebyl analyzován, poté byla provedena celkem čtyři měření, přičemž v 1. a 2. měření nebyla zatěsněna servisní dvířka. Ve 3. a 4. zatěsněna byla. Z naměřených dat vyplývá, že průměrná hodnota podtlaku ve spalovací komoře a za filtrem sušiče se po zatěsnění zvedla o 10 Pa, respektive o 20 Pa (Obr. 31). Došlo ke snížení relativní vlhkosti ve spalínovodu a zvýšení výstupní teploty (z důvodu menšího přisávání okolního vzduchu). Teplota pod bubnem a její průběh však zůstal stejný (Obr. 32).

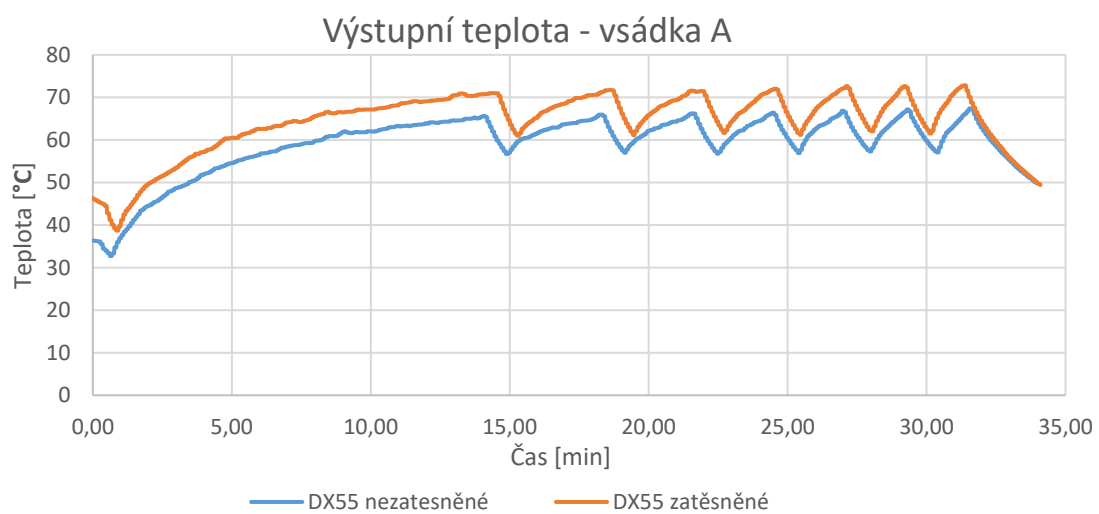
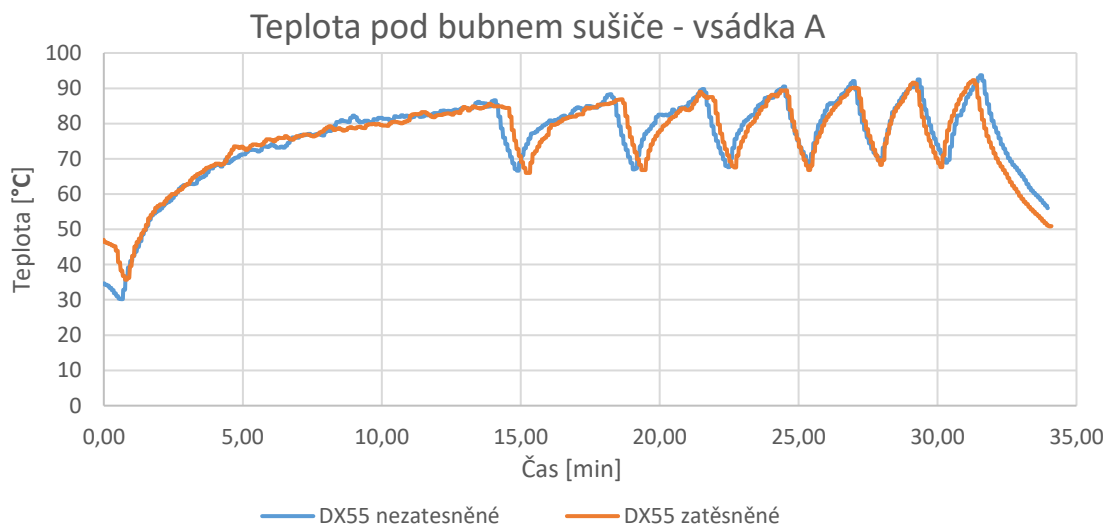
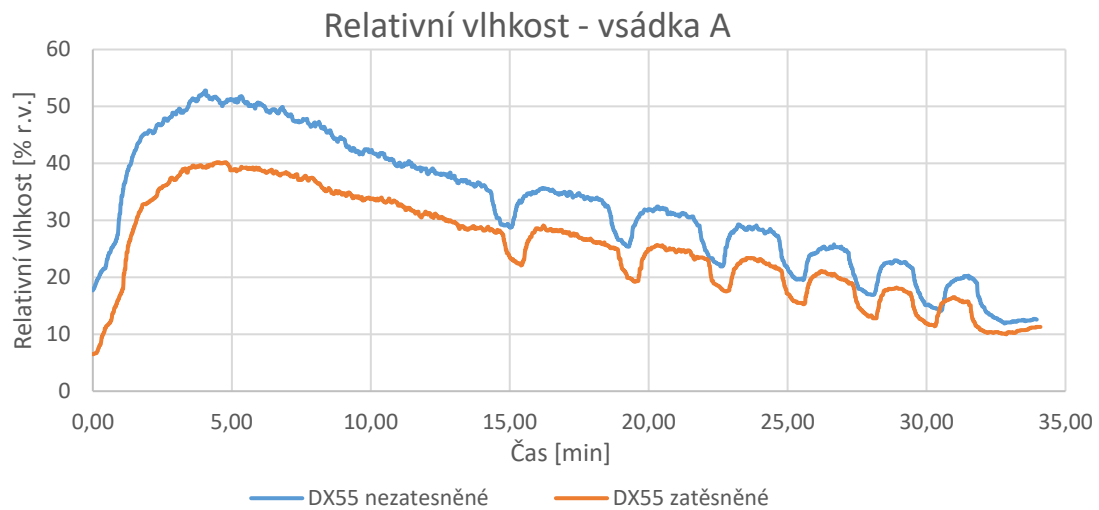
Podtlak ve spalovací komoře - vsádka A



Podtlak za filtrem - vsádka A

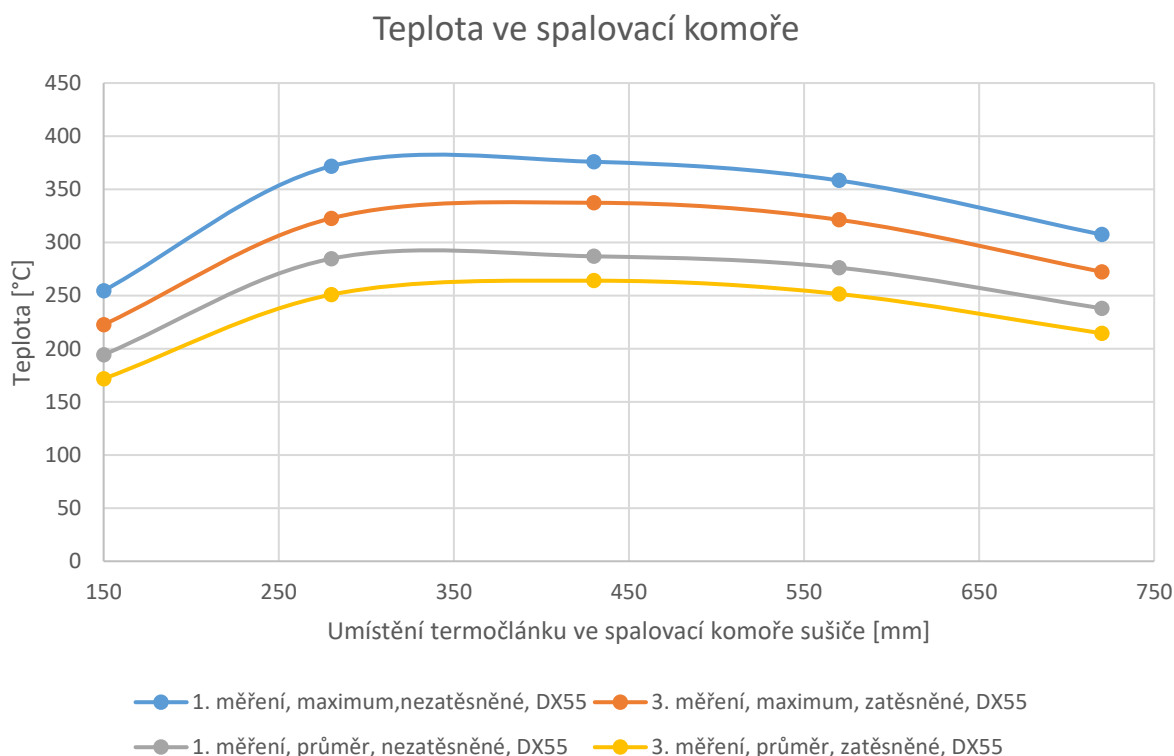


Obr. 31: Vliv zatěsnění na podtlak za filtrem a ve spalovací komoře



Obr. 32: Vliv zatěsnění na průběh teploty a relativní vlhkosti v průběhu sušení

V důsledku vyššího podtlaku ve spalovací komoře došlo k vyšší intenzitě přisávání spalovacího vzduchu, a to se projevilo na nižší teplotě ve spalovací komoře (Obr. 33), což je v případě standardního sušení sušičem nežádoucí.



Obr. 33: Teploty ve spalovací komoře

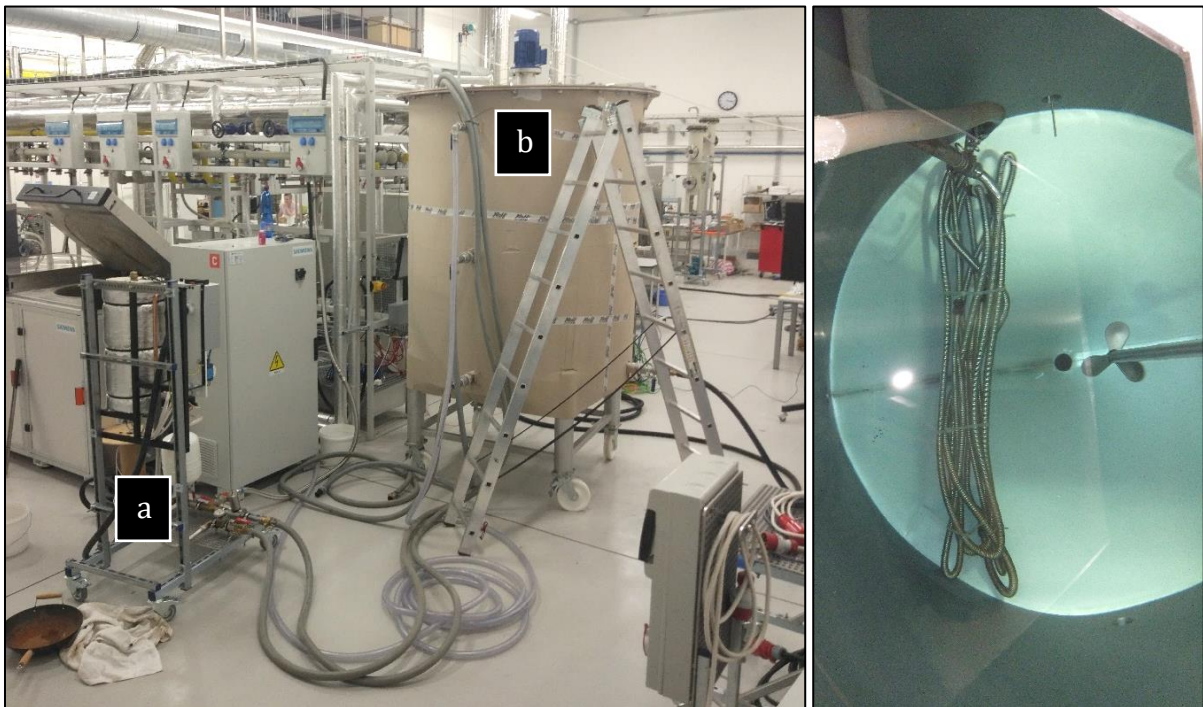
Nicméně zatěsnění servisních dvířek se neprojevilo na době sušení ani spotřebě plynu. Vysušeno bylo však v případě druhé vsádky o 0,8 kg vody méně po zatěsnění, což ovšem nebylo ověřeno dostatečným počtem měření, jelikož v jednotlivých měřeních se hodnoty měnily.

Analýza průběhu jednotlivých veličin v průběhu sušení je nezbytná k pochopení procesu a následné aplikaci do přímého sušení spaliny mikroturbíny. Z výše uvedeného vyplývá, že při sušení spaliny mikroturbíny je důležité sledovat zejména teplotu pod bubnem sušiče, která by neměla překročit hodnotu 93 °C. Zároveň jediným vhodným programem je program č. 14.

Z hlediska posouzení modifikace zatěsnění servisních dvířek lze konstatovat, že má toto vylepšení pozitivní vliv na podtlak před ventilátorem, což je pro přímé sušení spaliny mikroturbíny pozitivní. Naopak při sušení standardním programem došlo ke snížení teploty ve spalovací komoře a v důsledku toho bylo odpařeno menší množství vody. Z toho vyplývá, že pro sušení ve standardním režimu je dodatečné zatěsnění spíše negativní, nicméně při sušení spaliny mikroturbíny je sání spalovací komory sušiče zakryté a k přisávání dalšího vzduchu nedojde. Účel zvýšeného podtlaku pro sušení spaliny tato úprava splňuje, a proto při dalších experimentech bude zachována.

7.2 Měření nahřívání vody v akumulární nádrži pomocí spalínového výměníku Vakading

Ve dnech 2. a 3. 4. 2019 proběhlo vystrojení akumulární nádrže vody a její následná instalace do kogeneračního systému a následný experiment nahřívání vody v této nádrži pomocí spalínového výměníku Vakading. 3 m³ vody byly nejprve přehřáty elektrickým kotlem Bosch Tronic 5000 H 45 kW, který byl v prvotní fázi připojen napřímo do nádrže podle schématu uvedeného v kapitole 6.2. Ke správné funkci kotle je nutné dosáhnout minimální provozní tlak 0,6 – 0,8 bar [33]. Tato hodnota nebyla v průběhu experimentu známá, bylo tedy předpokládáno, že hydrostatický tlak v nádrži bude dostatečný k zajištění minimálního provozního tlaku v kotli. K tomu ovšem nedošlo, kotel nebyl provozuschopný, a proto bylo navrženo alternativní řešení s přídatným tepelným výměníkem. Ten je tvořen žebrovanou trubkou, která byla napojena na kotel a vložena do nádrže (Obr. 34). Tím byl vytvořen uzavřený systém, který byl po většinu experimentu natlakován na 2-3 bar.

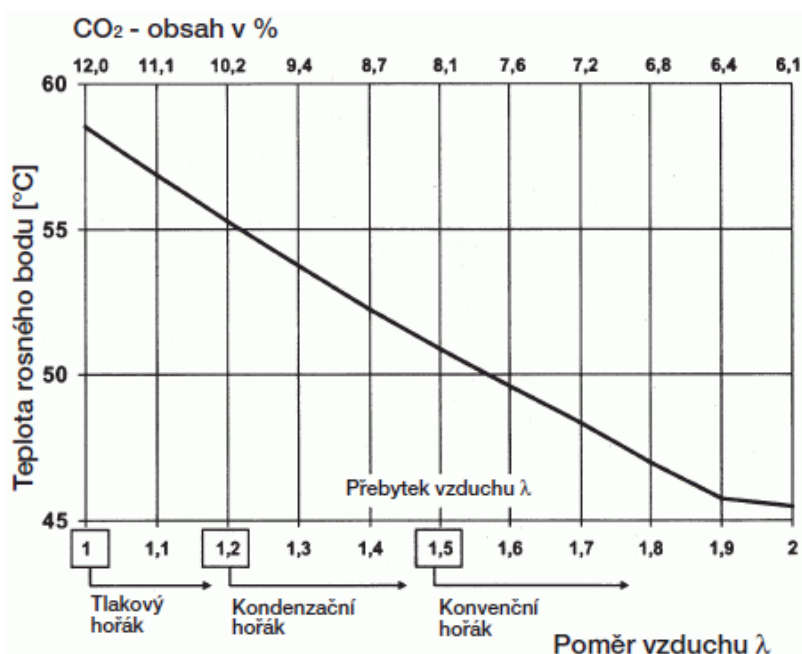


Obr. 34: Nádrž v průběhu přehřevu vody improvizovaným výměníkem napojeným na kotel (a) a vloženým dovnitř nádrže (b), izolovaná kartonovým papírem (vlevo), pohled shora na vložený výměník v napuštěné nádrži (vpravo)

V průběhu experimentu byla také testována funkčnost a účinnost míchadla. Po napuštění celého objemu nádrže došlo k vytvoření velkého víru, jelikož v nádrži nejsou montovány žádné zářezky, a k obnažení velké části hřídele míchadla. To způsobilo rozkmitání míchadla, které muselo být neprodleně vypnuto. Řešením by mohla být dodatečná montáž zářezky do nádrže. Vložený výměník v nádrži v průběhu experimentu plnil tuto funkci, rozrážel vír a k rozkmitání míchadla tak nedocházelo. V průběhu ohřevu

elektrickým kotlem je doporučeno zapnout míchadlo, jelikož dochází k proudění vody okolo výměníku v nádrži, což logicky zvyšuje účinnost ohřevu.

Při normálním tlaku vzduchu plně nasyceného vlhkostí a při okolní teplotě 35 °C byla naměřena teplota rosného bodu 41,5 °C. Toto jsou však podmínky neodpovídající běžným podmínkám v provozu nebo v LENP, při opakovaném měření, za těchto podmínek – teplota okolního vzduchu 20 °C a tlaku 101 325 Pa a 60% vlhkosti, byla naměřena hodnota 27,1 °C [34]. Jiné experimenty tuto hodnotu potvrzují. Například měřením provedeném v roce 2005 v Otavě byla zjištěna hodnota 30,0 °C [35]. V grafu na Obr. 35 je vidět závislost teploty rosného bodu spalín zemního plynu v závislosti na přebytku vzduchu. Tato teplota se se zvyšujícím se přebytkem spalovacího vzduchu snižuje. V případě mikroturbíny dochází ke spalování při přebytku vzduchu až 7. Tato oblast bohužel není v grafech vynesena, jelikož při běžných aplikacích nedochází ke spalování za tak vysokých přebytků.



Obr. 35: Závislost teploty rosného bodu spalín zemního plynu na přebytku spalovacího vzduchu [36]

Pokud teplota spalín klesne pod hodnotu rosného bodu, dojde ke kondenzaci, což je v případě zkoumaného výměníku nežádoucí mimo jiné proto, že vzniklý kondenzát je důvodem ke vzniku koroze. Zároveň však není vhodné vodu přehřívát nepřiměřeně, což by mělo za následek snížení teplotního spádu a tepelného výkonu výměníku. Před experimentem byla voda nahřata na 34 °C, tato teplota je tedy dobrý kompromis.

7.2.1 Průběh experimentu

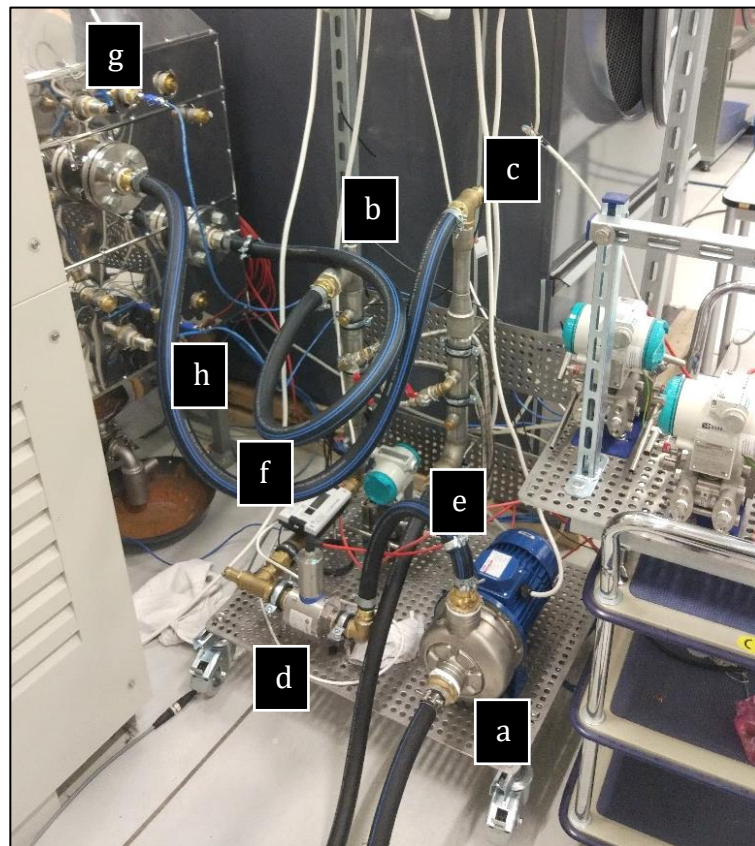
Po nahřátí vody na cca 33 °C, byla spuštěna mikroturbína a nastavena na nominální výkon 30 kW. Po rozehrání a ustálení teploty ve spalínovodu turbíny byly zavřeny obě klapky na spalínovodu směřující do komína a spaliny byly vpuštěny do spalínového

výměníku. V tu chvíli už voda cirkulovala skrze výměník, a to s průtokem 4 m³/hod, což odpovídá cca 1,11 l/sec (tj. nominálnímu průtoku vody ve výměníku). Zároveň se tím potvrdila správnost návrhu čerpadla diskutovaná v kapitole 6.1. Po krátkém nahláti výměníku byl odečten stav plynu na plynoměru turbíny a započalo 41 minut dlouhé měření, na konci kterého byl zase odečten stav plynoměru.

V průběhu měření byly zaznamenávány tyto veličiny:

- Teplota v horní a ve spodní části nádrže $T_{voda_nadrz_horni}$, $T_{voda_nadrz_dolni}$ [°C]⁷
- Vstupní a výstupní teplota spalin a vody na výměníku $T_{C,in}$, $T_{C,out}$, $T_{H,in}$, $T_{H,out}$ [°C]
- Elektrický výkon turbíny Q_{el} [kW]
- Objemový průtok vody \dot{V}_C [m³/hod]

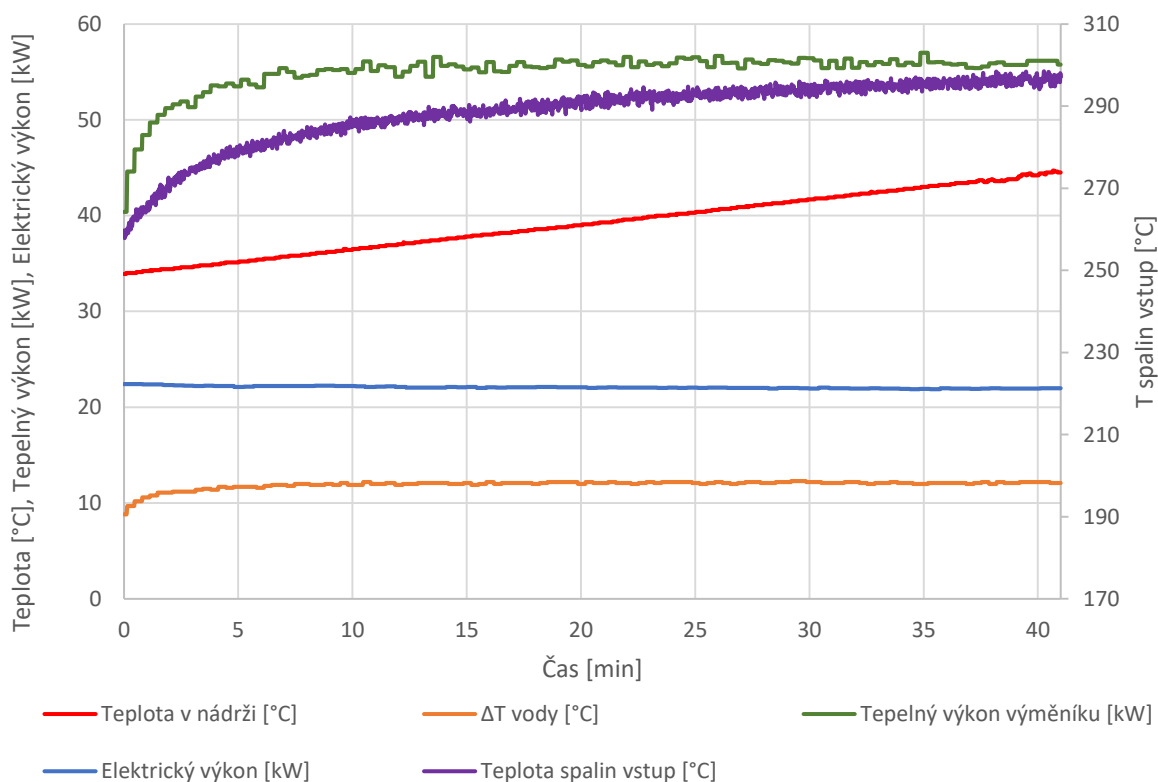
Z důvodu závady na tlakoměru nebylo možné měřit tlakovou ztrátu vody a spalin při průchodu výměníkem. Většina měření probíhala na mobilním měřicím standu s čerpadlem



Obr. 36: Mobilní měřicí stand s čerpadlem – a, jsou zde měřeny teploty vody na vstupu – b a výstupu – c z výměníku, průtok vody – d, tlaková ztráta na straně vody – e, je zde také instalován měřič tepla – f, který má vlastní průtokoměr a teploměry. Měření teploty na vstupu – g a výstupu z výměníku – h

⁷ Teploty obou teploměrů byly po většinu času shodné, maximální odchylka činila 0,1 °C, což značí dostatečnou teplotní homogenitu vody v nádrži.

Nahřívání vody v akumulární nádrži



Obr. 37: Průběh vybraných sledovaných veličin v průběhu experimentu nahřívání vody

V počátku experimentu je patrný nárůst tepelného výkonu, teploty spalin na vstupu do výměníku a teplotního rozdílu obou médií (Obr. 37). To je způsobeno nedostatečným prohřátím výměníku před začátkem měření. Zároveň však tento stav odpovídá reálnému průdelenskému provozu, kde by bylo teplo ve spalinách primárně využito na sušení a teprve nevyužitá spalin by byly přesměrovány do nerozehřátého výměníku. Teplota spalin na výstupu z mikroturbíny je cca 306 °C. Výměník by bylo možné považovat za dostatečně prohřátý v momentě, kdy by se teplota spalin na vstupu blížila této hodnotě. Maximální teplota spalin na vstupu dosáhla hodnoty 298,5 °C. Lze tedy konstatovat, že ani po 41 minutách provozu nedošlo k úplnému prohřátí výměníku. Nicméně je možné pozorovat, že teplota v nádrži od počátku měření stoupá s konstantní směrnici.

Při analýze dat v Tabulka 7 je zřejmé, že minimální hodnoty se výrazně liší od hodnot průměrných z důvodu nedostatečného prohřátí výměníku na začátku měření. Avšak data jsou analyzována v této podobě, jelikož to více odpovídá průdelenskému procesu v realitě. V průběhu 41 minut dlouhého měření byla voda ohřáta z 34 na 44,4 °C, tedy o 10,4 °C a bylo jí dodáno celkem 36,7 kWh energie. Průměrná hodnota tepelného výměníku dosahovala 55,06 kW. Během experimentu byl sledován stav plynoměru. Z odečtu a následného přepočtu podle podmínek v laboratoři na normální metry kubické byla

zjištěna spotřeba plynu 7,689 Nm³. Podle aktuálních údajů dodavatele plynu byla výhřevnost v době měření 9,6128 kWh/Nm³ [37]. Z těchto údajů byla dopočtena účinnost, která v kombinované hodnotě je rovna 71,3 %. Tato hodnota je výrazně nižší než hodnota udávaná výrobcem (až 90 % [2]) a teoreticky vypočítaná (87,8 % [14]), kdy v obou případech je počítáno se zchlazením spalin až na rosný bod.

Tabulka 7: Srovnání naměřených hodnot

Položka	Max	Min	Průměr	Jednotka
Teplotní rozdíl – voda	12,3	8,8	12	°C
Teplotní rozdíl – spaliny	236,1	200,5	227	°C
Vstupní teplota spalin	298,4	257,9	288,5	°C
Výstupní teplota spalin	68,4	54,5	61,5 ⁸	°C
Tepelný výkon	57	40,4	55,1	kW
Elektrický výkon	22,4	21,9	22,1	kW
Průtok vody	4	3,9	4	m ³ /h
Teplota vody v nádrži	Počáteční	Koncová	Rozdíl	°C
	34	44,4	10,4	
Účinnost	Elektrická	Tepelná	Kombinovaná	%
	20,4	50,9	71,3	

Tento experiment byl proveden zejména za účelem ověření funkce výměníku a činnosti měřidel. Simulováno bylo nahřívání vody v nádrži s podmínkami blízcími se reálnému provozu v prádelně. Z tohoto měření je obtížné dopočítat některé hodnoty a parametry výměníku, jelikož teploty médií na vstupu i výstupu z výměníku se s časem měnily. Zároveň byla voda v nádrži předeřhřata pro další experiment, který proběhl za účelem stanovení parametrů a výkonnosti tepelného výměníku další den.

7.3 Testování výkonnosti spalínového výměníku Vakading

Průběh experimentu byl obdobný jako v předchozím případě, s tím rozdílem, že voda po průchodu výměníkem byla vypouštěna přímo do kanalizace. V počátku byla spuštěna mikroturbína a po zahřátí nastaven nominální výkon 30 kW. Poté byly uzavřeny obě

⁸ V průběhu další analýzy (viz kapitola 7.3.3) dat se ukázalo, že měření výstupní teploty spalin z výměníku je nepřesné a výstupní teplota vychází až 100 °C. Ve výsledcích experimentu nahřívání vody v nádrži, výstupní teplota spalin nebyla přepočítávána, na výsledný výkon výměníku nemá vliv. Ten je vypočítán na straně vody a ověřen měřením na měřiči tepla.

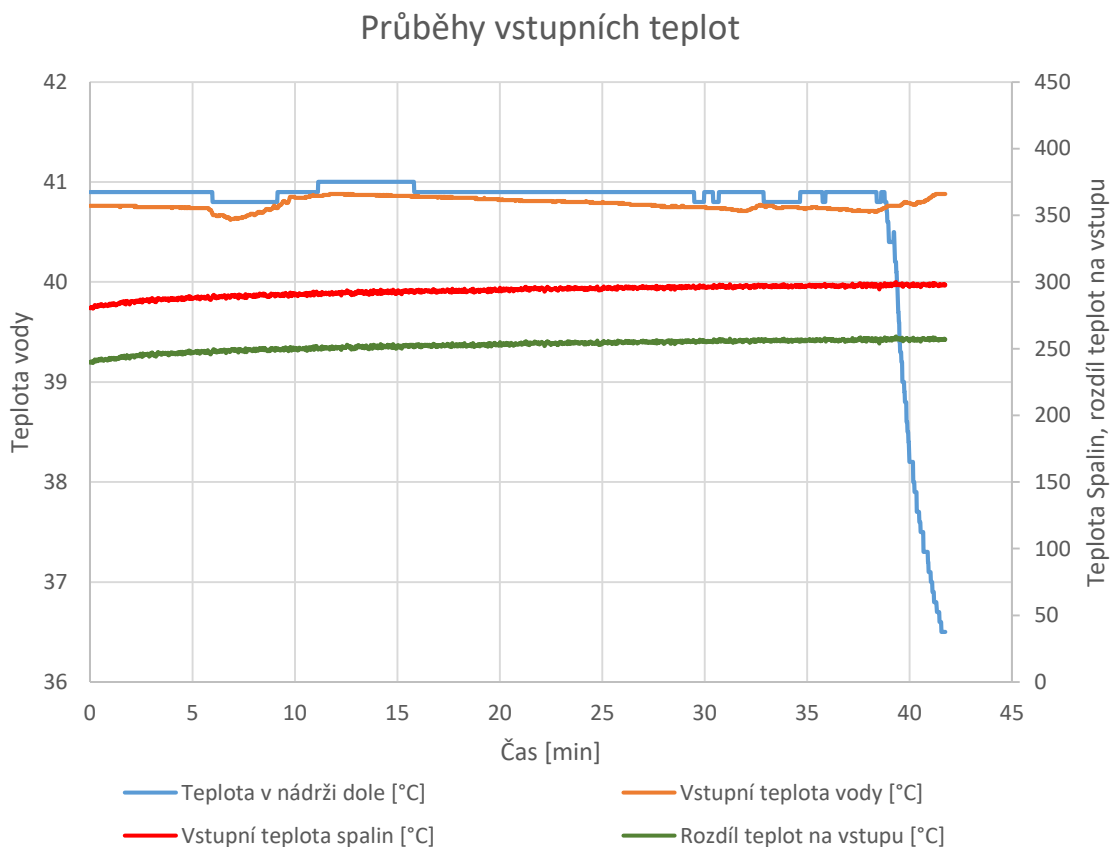
klapky na spalínovodu vedoucí do komína a všechny spaliny byly přeměřovány do výměníku. Po krátkém prohřátí výměníku, kdy voda cirkulovala přes výměník zpátky do akumulární nádrže, byla hadice s vodou na výstupu z výměníku přepojena na kanalizaci. Protože v předchozím experimentu docházelo k pronikání spalin skrz společný spalínovod do sušiče a do prostoru laboratoře, byl opakovaně spouštěn na sušiči program č. 18, který odsával spaliny z prostoru sušiče. V průběhu experimentu byly měřeny totožné veličiny jako u předchozího měření. Před počátkem měření byl odečten stav plynoměru, další kontrolní průběžný odečet spotřeby plynu byl proveden po 7 minutách experimentu a poté tři odečty v době 10 minut před koncem měření.

7.3.1 Vstupní teploty

Díky akumulární nádrži bylo možné testovat výměník s vodou o vstupní teplotě vyšší, než je teplota rosného bodu spalin (kapitola 7.2) a zároveň zajistit vstupní teplotu vody o konstantní teplotě. Vstupní voda vtékala do výměníku s průměrnou teplotou 40,78 °C. V průběhu experimentu musela být voda dohřáta v 7., 32. a 38. minutě, což je patrné z grafu na Obr. 38 tak, aby byla zajištěna co nejnižší možná odchylka od průměrné teploty. Do budoucna bude možné pokles teploty mírnit tepelnou izolací nalepenou vně nádrže. Teplotu spalin na vstupu není možné nijak ovlivňovat, opět je možné pozorovat její pozvolný nárůst. To je opět způsobeno nedostatečným prohřátím výměníku. Po ustálení vstupní teplota spalin dosáhla průměrné teploty 294,61 °C. Maximální možná odchylka od této hodnoty činí ± 2 °C (kapitola 4.2), maximální a minimální hodnota se liší o 5,27, respektive 6,90 °C, v tomto případě tedy nebyla dosažena požadovaná přesnost. Té by se pravděpodobně dalo dosáhnout při delším předehřátí výměníku o délce alespoň 1 hodiny. Posledním sledovaným parametrem je rozdíl vstupních teplot, jelikož teplotu vody se podařilo držet relativně konstantní. Maximální odchylka byla $\pm 0,64$ %, i tento parametr závisí hlavně na vstupní teplotě spalin, která kritérium nesplňovala. Vstupní teploty zobrazuje Tabulka 8.

Tabulka 8: Srovnání naměřených teplot médií u výměníku

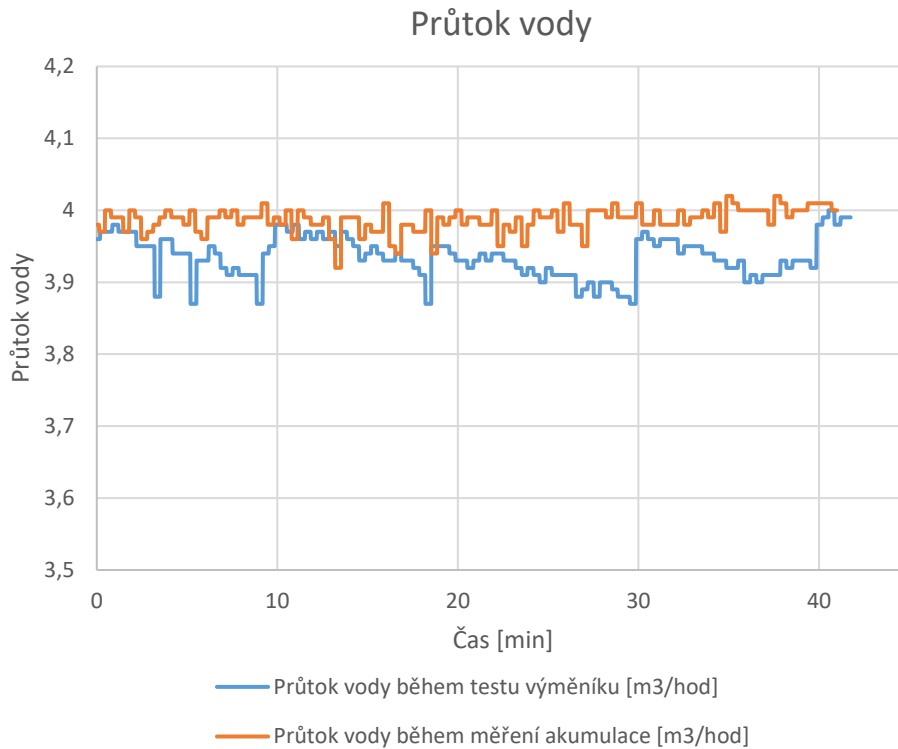
Položka	Max	Min	Průměr	Jednotka
Vstupní teplota – voda	40,9	40,6	40,8	°C
Vstupní teplota – spaliny	299,9	287,7	294,6	°C
Rozdíl vstupních teplot	259,3	246,8	253,8	°C
Teplota v nádrži	41	40,8	40,9	°C



Obr. 38: Průběh vstupních teplot obou médií u výměníku

7.3.2 Průtok vody

V průběhu experimentu akumulace vody v nádrži byla voda cirkulována skrz tepelný výměník a čerpadlem tlačena zpět do nádrže. Na vstupu byl tedy konstantní hydrostatický tlak a průtok vody se tak v průběhu experimentu neměnil. Při experimentu testování výkonnosti výměníku byla voda z nádrže skrze výměník vypouštěna a tím se měnil i hydrostatický tlak na vstupu do čerpadla. V důsledku toho průtok vody v průběhu experimentu klesal a průběžně musely být zvedány otáčky čerpadla pro dosažení co nejstálějšího průtoku vody do výměníku (Obr. 39). Udržet konstantní průtok se do jisté míry povedlo, odchylka maxima a minima od průměrné hodnoty 3,87 m³/hod je 3,36 %, respektive 1,68 %. Normou přípustná hodnota je odchylka ±2 % (kapitola 4.2), při preciznější kontrole průtoku a regulaci otáček je určitě možné tuto hodnotu dodržet.



Obr. 39: Porovnání průtoku vody během experimentů

7.3.3 Tepelný výkon

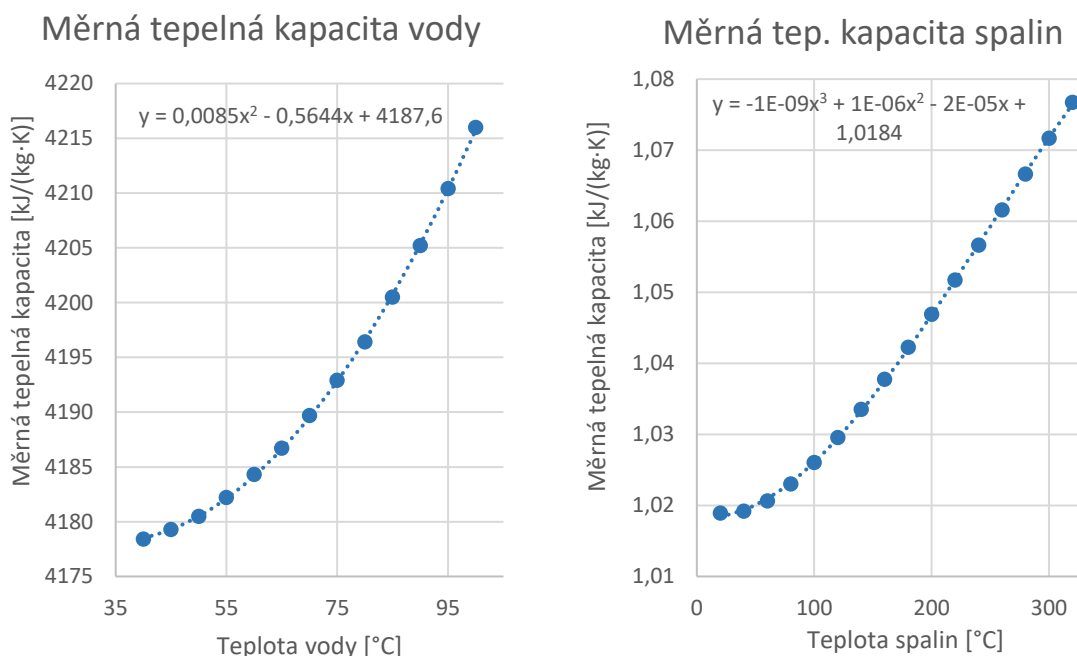
Pro porovnání přesnosti naměřených dat byly spočítány hodnoty tepelných výkonů na obou stranách výměníku podle rovnic (4.1) a (4.2) uvedených v kapitole 4.4. Mimo přímo měřených veličin (vstupní teploty obou proudů a průtok vody) vstupují do výpočtu další veličiny:

- Hmotnostní průtok spalin \dot{m}_H [kg/s]
- Měrná tepelná kapacita spalin $C_{p,H}$ [kJ/(kg.K)]
- Měrná tepelná kapacita vody $C_{p,C}$ [kJ/(kg.K)]

Hmotnostní průtok spalin byl experimentálně určen ve zdroji [14], a to při maximálním výkonu turbíny 30 kW jako 0,27 kg/s. Pro příští měření by bylo vhodné rychlost proudění spalin měřit přesnější metodou, než byla použita v tomto zdroji (například ultrazvukový průtokoměr), nicméně hodnota je blízká hodnotě udávané výrobcem – 0,31 kg/s [2] a pro tento případ ji tedy můžeme považovat za správnou. Hmotnostní průtok vody byl přepočítán z objemového průtoku podle rovnice (7.1).

$$\dot{m}_C = \rho_C \cdot \frac{\dot{V}_C}{3600} \quad (7.1)$$

Měrné tepelná kapacita spalín byla experimentálně určena pro turbínu Capstone C30 ve zdroji [14]. Graf její závislosti na teplotě spalín a graf závislost měrné tepelné kapacity na teplotě vody jsou zobrazeny na Obr. 40.



Obr. 40: Měrné tepelné kapacity teplotnosných médií na základě [14], [38] a [39]

Pro určení střední hodnoty měrné tepelné kapacity je nutné znát funkci její závislosti na teplotě. Jelikož používaný software pro výpočty MS Excel neumožňuje jednoduše provést interpolaci, tak vypočítané/tabelované hodnoty byly proloženy polynommickou spojnicí trendu 3., respektive 2. stupně, které dosahují dostatečné přesnosti. Výpočet středních hodnot měrné tepelné kapacity probíhá podle rovnic (7.2) a (7.3), kdy její funkcí jsou rovnice spojnice trendů uvedené v grafech závislosti.

$$\overline{C_{p,C}} = \frac{1}{T_{C,out} - T_{C,in}} \int_{T_{C,in}}^{T_{C,out}} C_{p,C}(T_C) dT_C \quad (7.2)$$

$$\overline{C_{p,H}} = \frac{1}{T_{H,in} - T_{H,out}} \int_{T_{H,out}}^{T_{H,in}} C_{p,H}(T_H) dT_H \quad (7.3)$$

MS Excel v rámci základních funkcí neumožňuje jednoduše řešit integrální počet. K tomuto účelu byl využit doplněk ExcelLab 3.0 [40], který přidá funkci QUADF, se kterou je možné výše uvedené rovnice vyřešit⁹.

Po dosažení průměrných hodnot vychází tepelný výkon na straně vody $Q_C = 54,9 \text{ kW}$ a $Q_H = 65,2 \text{ kW}$. Hodnoty se výrazně liší (o 18 %). Jelikož norma pro testování dovoluje rozdíl maximálně $\pm 5 \%$ (kapitola 4.4), je nutné hledat příčinu nesouladu. Hodnotu Q_C je

⁹ Při řešení je nutné použít v globálním nastavení operačního systému desetinou tečku a jako oddělovač seznamu středníků.

možné považovat za správnou, průtok vody a teploty byly měřeny nezávisle různými měřidly. Vstupní teplota spalin byla rovněž ověřena dalším měřením a odpovídá datům výrobce. Průtok spalin lze také považovat za správný. Z toho vyplývá, že umístění teploměru měřícího $T_{H,out}$ je nevhodné, pravděpodobně je teploměr blízko k trubkám, kde jsou spaliny chladnější a nejsou tak dostatečně promíchány. V dalších experimentech byly zkoušeny teploměry o různých délkách, nicméně na výslednou teplotu to nemělo žádný vliv. Pro příští měření je nutné umístit nový teploměr do prostoru spalinovodu za výměníkem. Z tohoto důvodu musela být výstupní teplota spalin z výměníku dopočtena z bilance iterací v MS Excel pomocí funkce řešitel. Průměrná výstupní teplota spalin vychází 100,4 °C. Parametry výměníku zobrazuje Tabulka 9.

Tabulka 9: Parametry výměníku a porovnání s hodnotami výrobce

Médium	Data výrobce				Naměřená/vypočítaná data			
	Spaliny		Voda		Spaliny		Voda	
	In	Out	In	Out	In	Out	In	Out
Teplota [°C]	309	149	45	56	294,6	100,4	40,8	53,1
Hm. Tok [kg/s]	0,31		1,11		0,27		1,09	
Výkon [kW]	53,1				54,9 (55,1) ¹⁰			
U^{11} [W/m ² /K]	76,3				100,6			
Tl. ztráta ¹² [Pa]	391		17113		-		-	
Účinnost [%]	kombinovaná až 90 %				Elektrická	Tepelná	Kombinovaná	
					20,8	52,6	73,4	

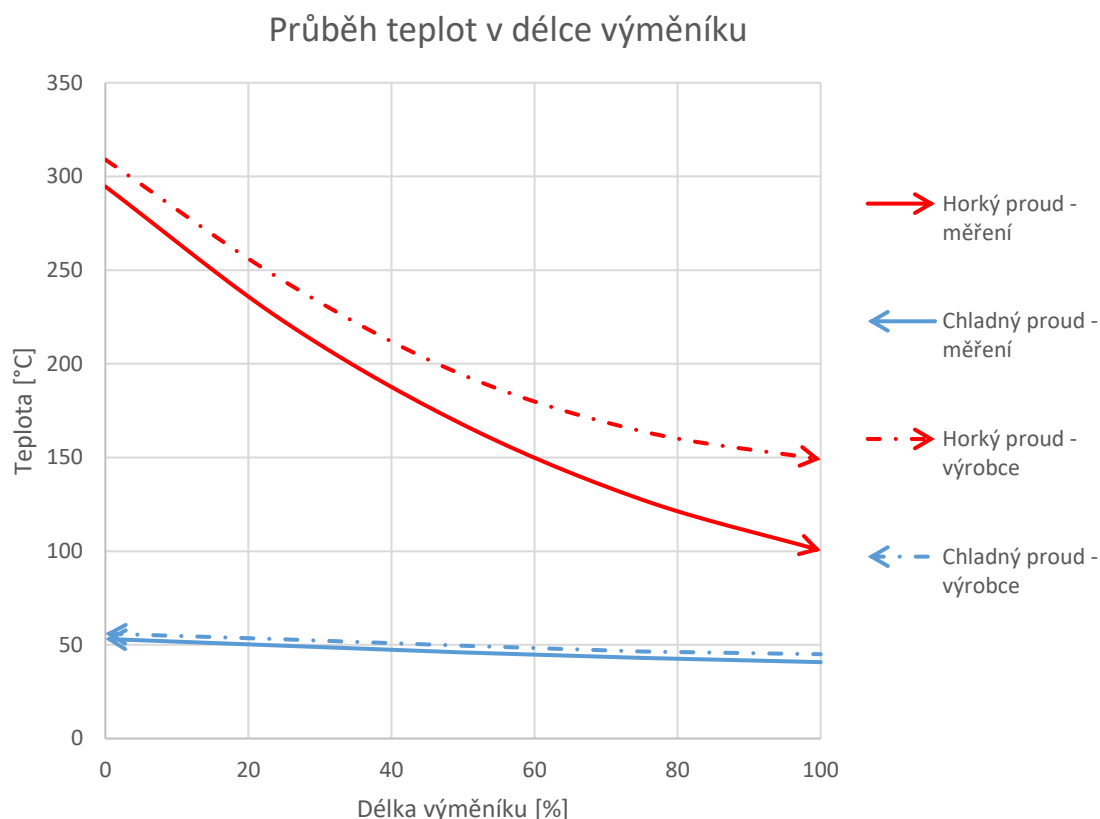
Celkový součinitel prostupu tepla byl dopočítán z rovnice (4.5), korekční součinitel F se pro protiproudou konfiguraci rovná 1. Protože výrobcem zadaná hodnota celkového součinitele prostupu tepla se neshodovala s vypočtenou hodnotou, byl proveden kontrolní přepočít korekčního součinitele F ze zadaných hodnot a jeho hodnota byla 0,99. Z toho vyplývá, že vypočtený celkový součinitel tepla $100,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ odpovídá realitě. Hodnota celkového součinitele prostupu tepla je závislá na rychlosti proudění médií a na jejich teplotě. Z hodnot je patrné, že naměřené hodnoty proudění se mírně liší od hodnot ideálních. Největší rozdíl zaznamenala výstupní teplota spalin, která je téměř o 50 °C nižší než teplota udávaná výrobcem. To může být z části způsobeno nižší teplotou na vstupu do výměníku. Na obou stranách výměníku došlo k dosažení lepších výsledků teplotní

¹⁰ První hodnota je vypočítaná, hodnota uvedená v závorce je průměrná hodnota, naměřená měřičem tepla.

¹¹ Celkový součinitel prostupu tepla.

¹² Z důvodu závady na tlakoměru nebyly tlakové ztráty měřeny.

diference. Průběh naměřených teplot v délce výměníku v porovnání s daty výrobce zobrazuje graf na Obr. 41.



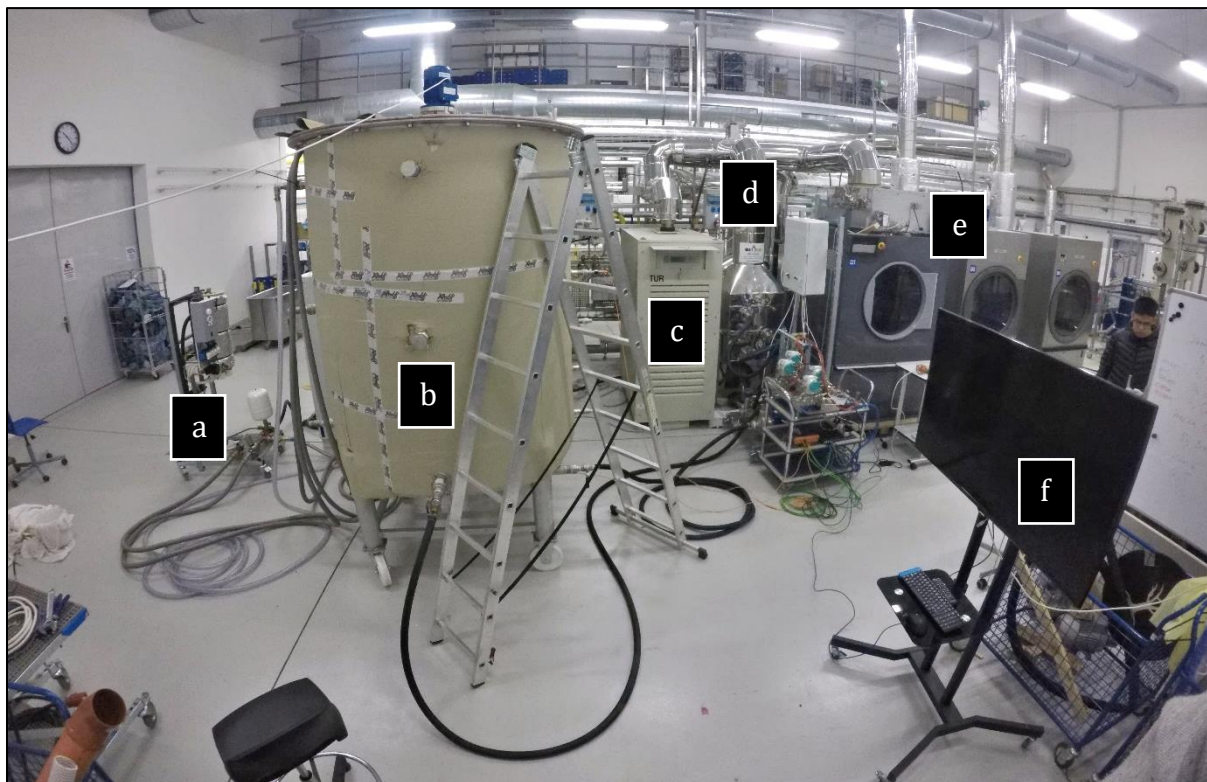
Obr. 41: Průběh teplot v závislosti na délce výměníku

Experiment testování výkonnosti proběhl do značné míry úspěšně. Průtok vody a teploty na vstupu se podařil udržet stabilní v rámci zanedbatelných výkyvů. Při preciznější kontrole průtoku a prohřátí výměníku před samotným testem by bylo možné dosáhnout požadavků uvedených v normách pro testování výkonnosti tepelných výměníků. Bohužel při aplikaci testovací metody, tedy porovnání tepelného výkonu na chladné a horké straně došlo k zjištění, že teplota spalin na výstupu z výměníku nedosahuje reálných hodnot z důvodu nesprávného umístění teploměru¹³. Teplota spalin na výstupu tedy musela být dopočítána z tepelné bilance. Poznatky získané během tohoto testování a teoretické přípravy na něj, a to zejména v oblasti měření a regulace i samotného průběhu testování, budou aplikovány do budoucí komerční spolupráce NETME Centre s průmyslovými partnery z oboru.

¹³ Otázkou je, zdali existuje ve spalinovodu poloha, kde jsou spaliny dostatečně promíchány a je možné měřit jejich reálnou teplotu na výstupu z výměníku. Po výstupu z výměníku následuje pouze krátký spalinovod, který je následně napojen na spalinovod ze sušiče DX55. Během testů docházelo k přisávání vzduchu ze sušiče a tím by mohla být teplota ovlivněna. Ideálním řešením by bylo vytvořit 2 separátní spalinovody pro výměník a pro sušič zvlášť.

7.4 Přímé sušení spalinami z mikroturbíny Capstone C30 v sušiči Primus DX55

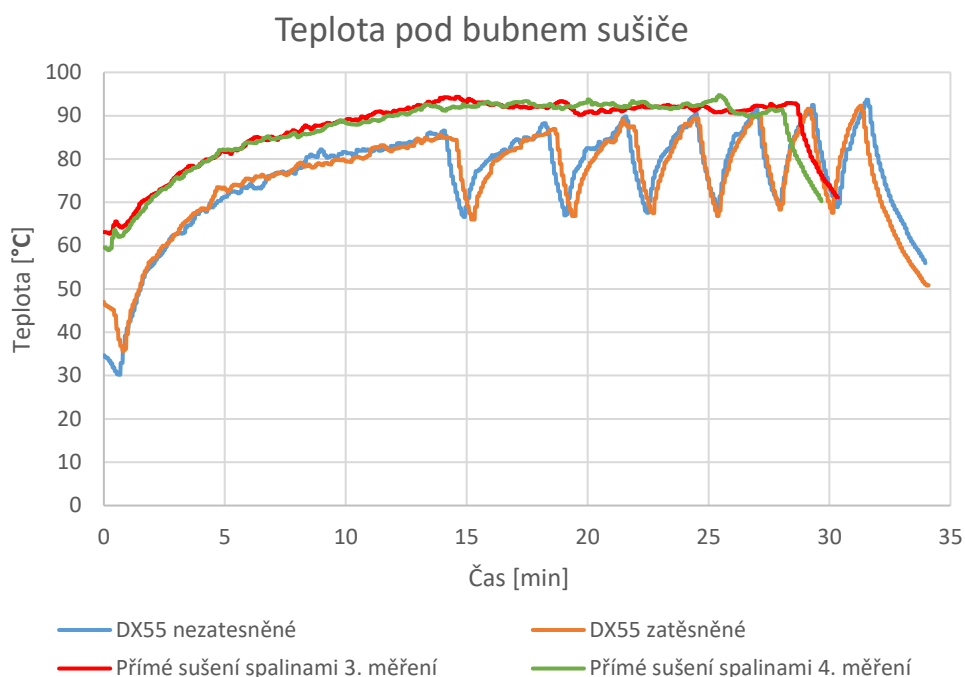
Experiment provedený dne 15.4.2019 poprvé ověřil funkci celého kogeneračního systému s nahříváním vody v akumulaciční nádrži. Kogenerační systém a všechna měřící aparatura je zobrazena na Obr. 42.



Obr. 42:Kogenerační systém: zleva kotel Bosch Tronic 5000 H – a, akumulaciční nádrž na vodu – b, mikroturbína Capstone C30 – c, tepelný výměník Vakading s měřícím standem – d, sušič DX55 – e a televize s počítačem, připojeným ke vzdálené ploše, s možností ovládní výkonu turbíny a polohy klapky ve spalinovodu - f. Zachyceno na GoPro hero 5.

Byly provedeny celkem čtyři měřené cykly sušení prádla s dvěma různými vsádkami (vsádka A a B) jako předchozí experimenty. Zajímavé je, že zatímco při experimentech provedených 3. 4. byla hmotnosti prádla u obou vsádek 54,9 kg, nyní před experimentem byla hmotnost vyšší (zelené 55,0 kg a červené 56,2 kg). To je pravděpodobně dáno hygroskopickou vlhkostí, která je jiná při různých okolních podmínkách. Nicméně, před sušením bylo prádlo znovu vymácháno a odstředěno v pračkách programem č. 9 a před měřeními cykly sušení byl proveden jeden cyklus za účelem prohřátí sušiče. Po prohřátí turbíny byla spuštěna cirkulace vody skrze tepelný výměník, džíny byly vloženy do sušiče a byl zapnut program č. 14 se zavřeným přívodem plynu do sušiče. Tím bylo eliminováno sepnutí interního hořáku. Klapka na sání do spalovací komory sušiče byla uzavřená. V ten moment došlo k úplnému otevření klapky na přívodu spalin do sušiče a uzavření obou klapky na spalinovodu turbíny vedoucího do komína. V průběhu sušení byla především sledována hodnota teploty pod bubnem sušiče. Z předchozích měření vyplynulo, že její

maximum by nemělo přesahovat hodnotu 93 °C. Porovnání s klasickým sušícím cyklem zobrazuje Obr. 43. Zde je možné pozorovat hlavní výhodu přímého sušení spaliny, kdy teplota nekolísá, ale je možné ji udržovat na stálé teplotě.

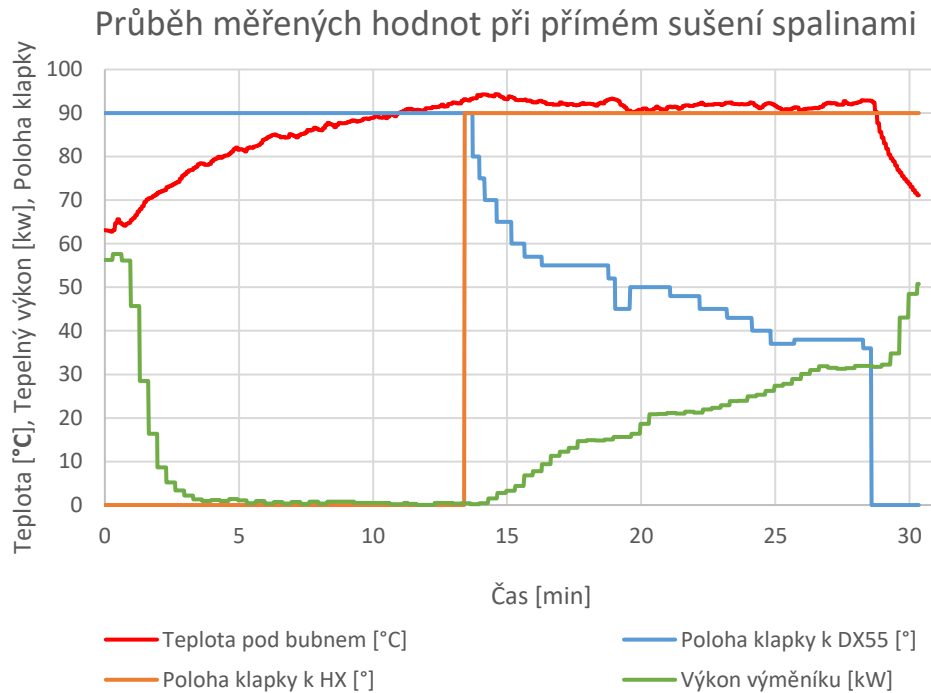


Obr. 43: Porovnání sušícího cyklu interním hořákem a přímého sušení spaliny

Při plném průtoku spaliny do sušiče teplota pod bubnem vystoupá na hodnotu 93 °C cca po 12 minutách sušení, poté je nutné teplotu udržovat okolo této hranice. Nejprve byla otevřena klapka přívodu spaliny do tepelného výměníku a poté postupně přivírána klapka spalinyvodu jdoucího do sušiče. Tím byla docílena plynulá regulace teploty, která je jednoduše reprodukovatelná viz obrázky výše. Zároveň se tak postupně zvedá výkon tepelného výměníku. Závislost teploty pod bubnem a výkonu výměníku na poloze klapky ve spalinyvodu zobrazuje Obr. 44. Z toho vyplývá, že provozovat kogenerační systém dává smysl s tepelným výměníkem, využívajícím zbytkové teplo, které zrovna není potřebné na sušení pro ohřev vody. Do budoucna se předpokládá zautomatizování celého procesu natáčení klapky.

Protože mezi jednotlivými cykly praní jsou všechny spaliny přesměrovány do tepelného výměníku, je možné pozorovat na počátku sušícího cyklu vyšší tepelný výkon výměníku tepla, a to i přesto, že už je klapka k němu úplně uzavřena. Výměník je stále rozehřátý a probíhala v něm tak výměna tepla a ohřev vody z naakumulovaného tepla vzniklého v mezidobí mezi sušícími cykly.

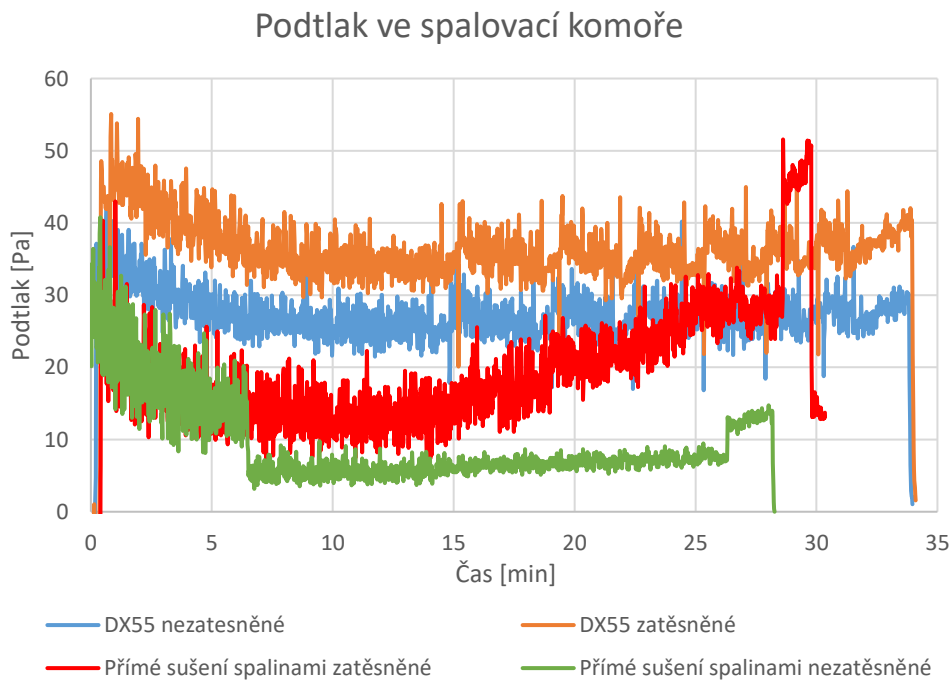
Zaznamenávána byla všechna data stejně jako v přechozích experimentech. K tomu také parametry mikroturbíny, polohy klapky na spalinyvodu turbíny servo u TUR, výměníku HX (servo k HX) a klapky spalinyvodu ústícího do sušiče (servo k DX). Poloha 0° znamená zavřeno, 90 ° otevřeno, dále pak odečty stavu plynoměru u turbíny.



Obr. 44: Průběh sledovaných hodnot při experimentu kogenerace

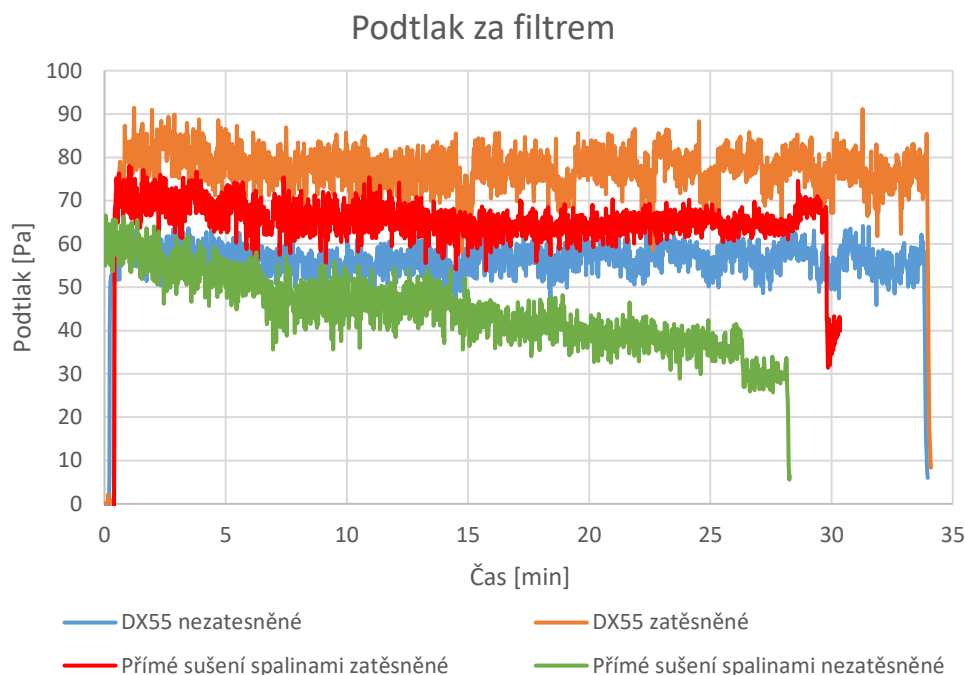
7.4.1 Sledování tlaku

Z porovnání podtlaku ve spalovací komoře a za filtrem sušiče při jednotlivých experimentech je patrné, že zatěsnění servisních dvířek má velice pozitivní vliv. Ke konci



Obr. 45: Podtlak ve spalovací komoře při různých experimentech

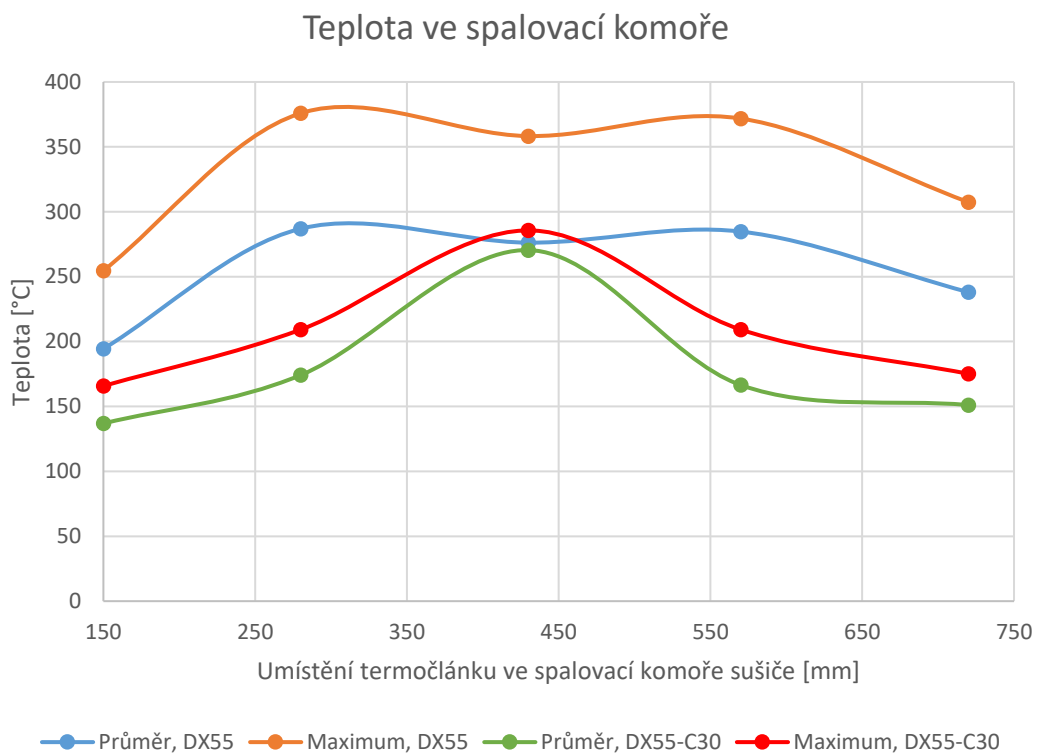
experimentu přímého sušení spaliny se zatěsněnými servisními dvířky bylo dokonce dosaženo stejného podtlaku ve spalovací komoře, jako při standardním sušícím cyklu sušiče, kdy se využívá integrovaný plynový hořák (Obr. 45). Obdobně dobré výsledky můžeme pozorovat v průběhu podtlaku za filtrem, kdy podtlak dosahuje dokonce vyšších hodnot než při standardním cyklu sušiče (Obr. 46).



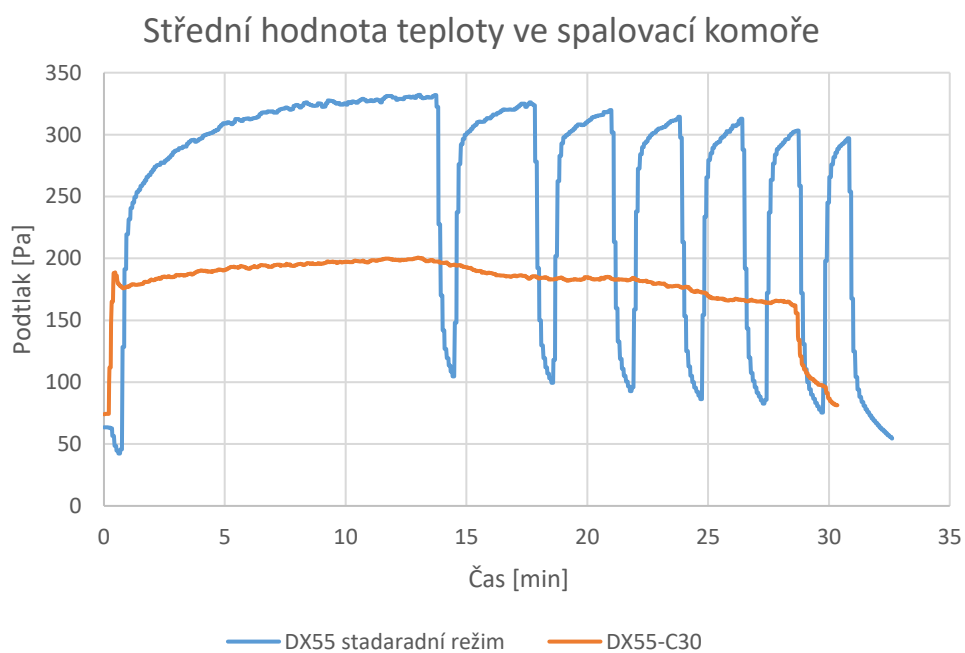
Obr. 46: Podtlak za filtrem sušiče při různých experimentech

7.4.2 Teplota ve spalovací komoře

Při porovnání maximálních hodnot teploty ve spalovací komoře je patrné, že spaliny z Capstone C30 zdaleka nedosahují takových hodnot, jako při spalování v interním hořáku sušiče DX55. Průměrné hodnoty ve středu spalovací komory jsou však velmi podobné (Obr. 47). Problémem je nerovnoměrné rozložení teploty spalin v délce spalovací komory. To by bylo do budoucna možné vyřešit nějakým distribučním prvkem na vstupu do spalovací komory sušiče. Stejně jako tento prvek působí poté do jisté míry buben sušiče, který spaliny distribuuje. Průběh střední hodnoty teploty ve spalovací komoře je z logiky věci podobný teplotě pod bubnem sušiče. Při standardním sušícím cyklu dochází k prudkému nárůstu teploty v době, kdy je spuštěný hořák. Pokud je vypnutý, nastává naopak prudký pokles. V případě sušení spaliny z Capstone C30 je hodnota střední teploty relativně stabilní, ovšem na nižší teplotě (Obr. 48).



Obr. 47: Teploty ve spalovací komoře



Obr. 48: Střední teplota ve spalovací komoře

7.4.3 Účinnost sušení

Pro výpočet účinnosti sušení v tomto konkrétní experimentu je potřeba několik hodnot odhadnout a některé skutečnosti zanedbat. Nejedná se tedy o přesné určení, ale spíš přibližný výpočet účinnosti sušení. Obecně se účinnost dá vypočítat podle vztahu (7.4) jako poměr tepla potřebného na odpaření a tepla dodaného. [17]

$$\eta = \frac{\text{teplo spotřebované na ohřev a na odpaření}}{\text{teplo dodané}} \quad (7.4)$$

Je známé množství odpařené vody, které je dáno rozdílem prádla před sušením a po sušení. Předpoklad je, že všechna tato voda byla nejprve ohřáta z počáteční teploty na teplotu 100 °C a poté odpařena. Počáteční teplota vody v prádle, nebyla úplně přesně změřena. Před prvním měřením byl do prádla vložen bezdrátový měřicí puk, který každou vteřinu zaznamenává teplotu. Ten byl v prádle ponechán pouze krátkou dobu, pravděpodobně nedostatečnou na prochlazení celého puku, každopádně teplota prádla naměřená touto cestou byla 16,6 °C. Voda ve vodovodním řádu, kterou je prádlo mácháno, měla teplotu 10,5 °C. Tuto hodnotu lze tedy považovat za dostatečně přesnou. Po vytažení prádla z pračky docházelo většinou k prodlevám a následnému ohřátí prádla od okolního vzduchu. Teplo potřebné na ohřev vody se spočítá podle vztahu (7.5). V průběhu ohřívání dochází také k vypařování, to je však zanedbatelné. Energie potřebná na odpaření se pak vypočítá podle vztahu (7.6), teplo dodané jako součin množství spotřebovaného plynu a jeho výhřevnosti (rovnice (7.7)).

$$Q_{\text{ohřev}} = c_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (7.5)$$

$$L_v = l_v \cdot m \quad (7.6)$$

$$Q_{\text{dodané}} = LHV_{NG} \cdot V_{NG} \quad (7.7)$$

kde

$Q_{\text{ohřev}}$ je teplo potřebné na ohřev vody [kJ]

c_p měrná tepelná kapacita vody [kJ/(kg · °C)]

m hmotnost vody [kg]

ΔT teplotní rozdíl vody [°C]

L_v skupenské teplo varu [kJ]

l_v měrné skupenské teplo varu [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]

$Q_{\text{dodané}}$ teplo dodané [kWh]

LHV_{NG} výhřevnost plynu [$\frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3}$]

V_{NG} objem zemního plynu [Nm^3]

V případě sušení standardním programem sušiče DX55 byla průměrná účinnost 66,2 %, v případě přímého sušení spaliny z Capstone C30 38,2 %. Ve druhém případě se však nejedná o poměr tepla vstupujícího do sušiče, ale poměr tepla dodaného do celého systému kogenerace.

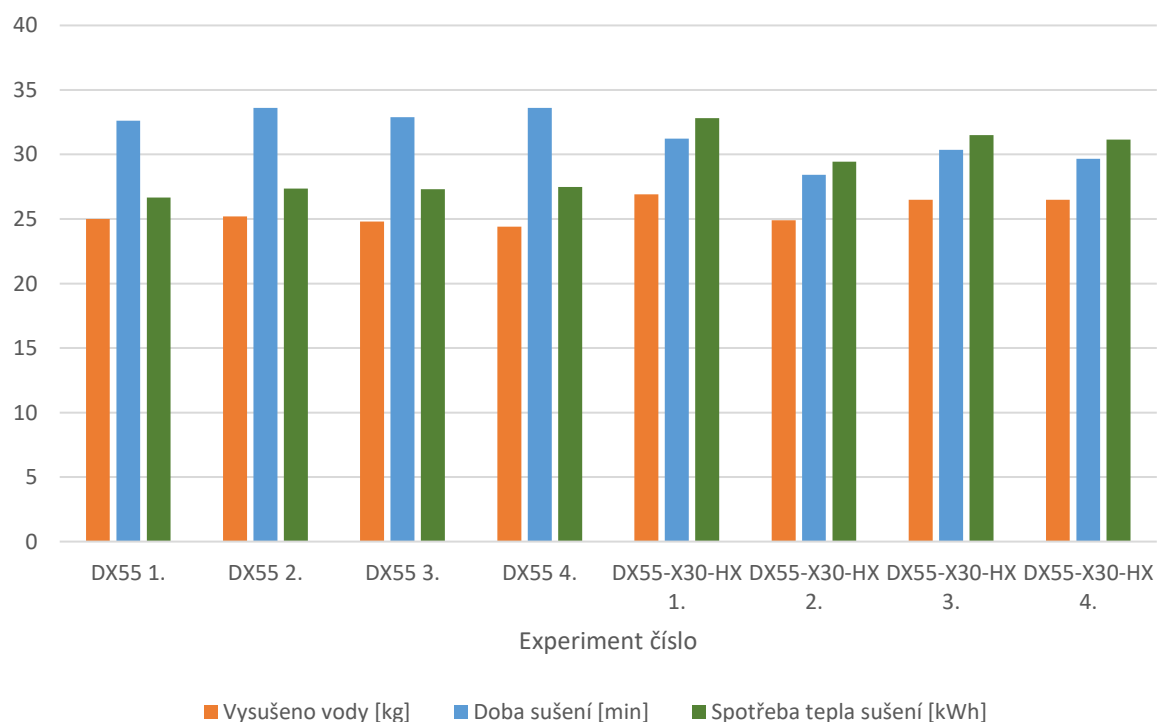
7.4.4 Porovnání hodnot při sušení prádla v režimu kogenerace vůči standardnímu sušicímu programu č. 14

Při přímém sušení spalinami z Capstone C30 bylo průměrně vysušeno o 1,4 kg více vody ve významně kratším čase, v průměru o 3,3 minuty dříve. To dává časovou úsporu cca dobu jednoho dalšího cyklu na každých 10 cyklů sušení. Zajímavé bylo, že při sušení v režimu kogenerace se podařilo prádlo vysušit s koncovou hmotností stejnou na 0,1 kg u stejných vsádek prádla, což potvrzuje dobrou přesnost interního vlhkoměru sušiče. Přehled průměrných hodnot doby sušení a vysušené vody zobrazuje Tabulka 10.

Tabulka 10: Porovnání doby sušení a množství vysušené vody při standardním cyklu sušiče a při sušení v režimu kogenerace

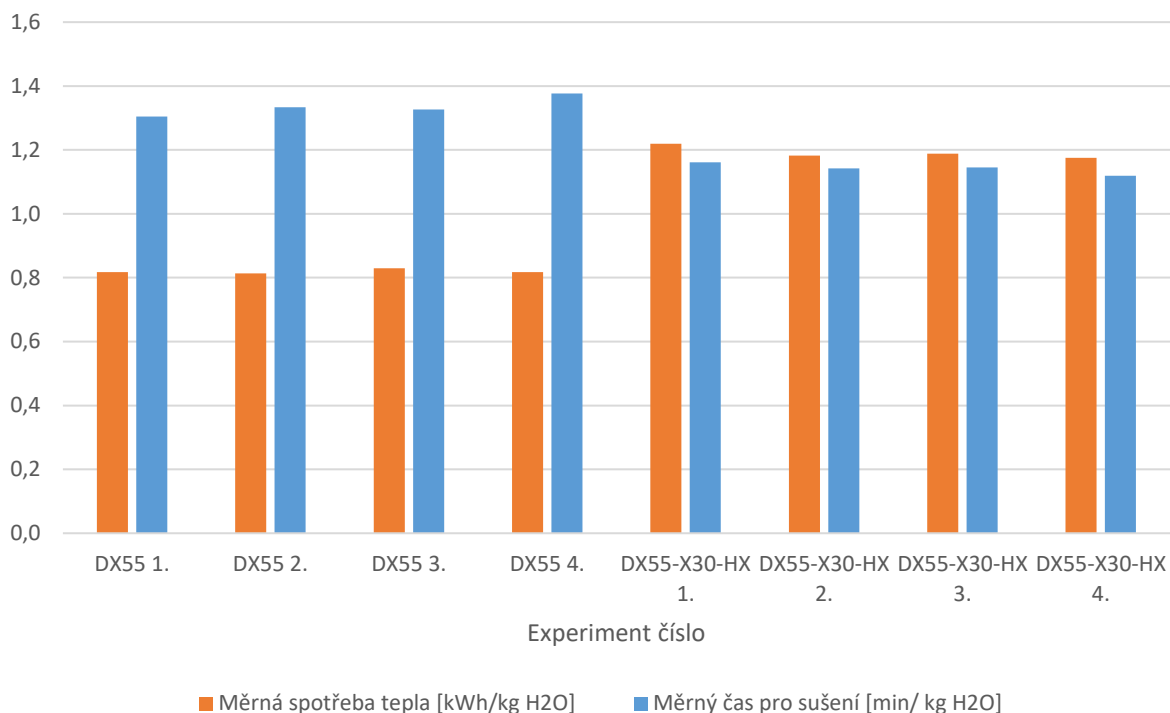
Režim	DX55	Kogenerace	Rozdíl
Doba sušení [min]	33,2	29,9	3,3
Hm. Před sušením [kg]	82,5	83,2	-0,7
Hm. po sušení [kg]	57,6	57,0	0,6
Hm. vysuš. vody [kg]	24,8	26,20	-1,4

To je patrné i z grafu na Obr. 49, který porovnává hodnoty jednotlivých experimentů. Spotřeba tepla na sušení byla spočítána jako celkové teplo vstupující do systému mínus množství el. energie a teplo předané výměníku, tzn. nejedná se o reálné množství tepla,

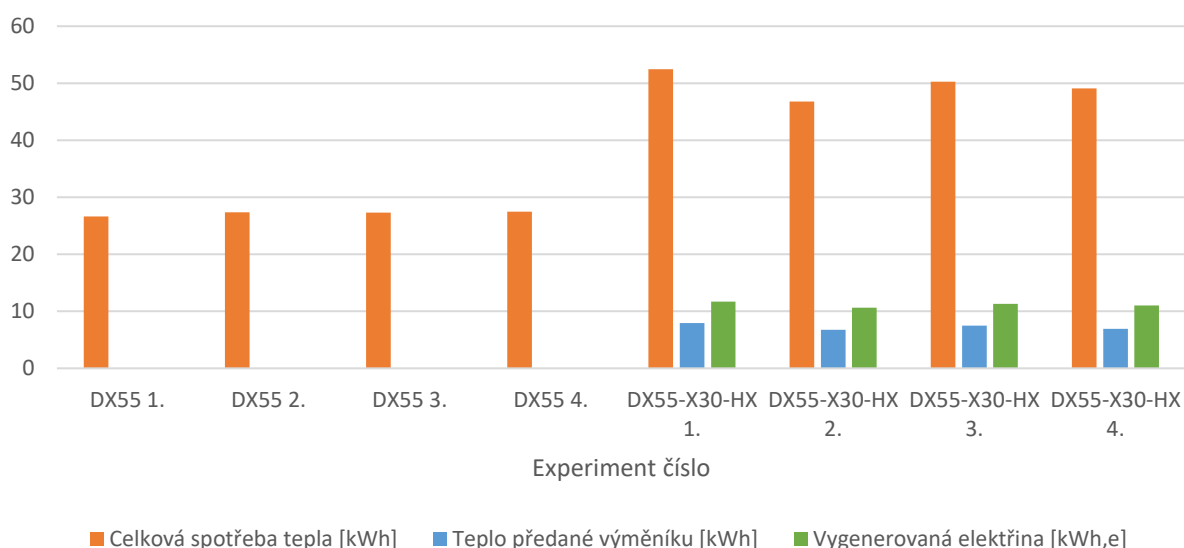


Obr. 49: Porovnání experimentu z hlediska vysušené vody, doby sušení a spotřeby tepla na sušení

kteřé vstupuje do procesu sušení. K určení přesného množství tepla by bylo nutné měřit přesnou teplotu a průtok spalin na výstupu z výměníku. Z tohoto důvodu vychází měrná spotřeba tepla na sušení mírně vyšší v případě režimu kogenerace na Obr. 50. Měrný čas pro sušení však vychází ve všech případech lépe pro variantu sušení v kogeneraci, jak už bylo konstatováno dříve.



Obr. 50: Porovnání z hlediska měrné spotřeby tepla a času pro sušení



Obr. 51: Porovnání z hlediska celkové spotřeby tepla, tepla spotřebovaného ve výměníku a vygenerované elektrické energie

Graf na Obr. 51 porovnává celkovou spotřebu tepla, teplo předané výměníku a vygenerovanou elektrickou energii. V průběhu výpočtů bylo z těchto veličin počítáno teplo potřebné pro sušení, což však neodpovídá realitě, jelikož velké množství tepla stále odchází nevyužito po průchodem výměníkem, kdy je stále teplota ve spalínách vyšší než 100 °C. Dalším místem, kde dochází k relativně vysokým ztrátám jsou klapky na spalínovodech, kdy v průběhu testů byl na měřených hodnotách pozorován i přes úplné uzavření klapek nárůst teplot na teploměrech umístěných v systémech za klapkami. To byl také důvod ke spouštění programu sušiče č. 18 při experimentech s výměníkem diskutovaných v kapitolách 7.2 a 7.3. Pro další měření by bylo vhodné zvýšit těsnost klapek, případně je nahradit jinými s lepší těsností.

Tabulka 11: Porovnání sledovaných hodnot vybraných experimentů

Číslo experimentu		2. 3.4.19	4. 3.4.19	14. 22.8.18	2. 15.4.19
Režim kogenerace	-	Ne	Ne	Ano	Ano
Zatěsnění servisních dvířek	-	Ne	Ano	Ne	Ano
Hmotnost prádla před mácháním	[kg]	54,9	54,9	56,7	55,0
Hmotnost prádla před sušením	[kg]	82,9	83,2	80,7	84,1
Hmotnost po sušení	[kg]	57,7	58,8	55,5	57,2
Vysušeno H ₂ O	[kg]	25,2	24,4	25,2	26,9
Průměrná teplota pod bubnem	[°C]	76,1	75,8	85,7	86,8
Maximální teplota pod bubnem	[°C]	93,6	91,7	93,5	94
Průměrná teplota za ventilátorem	[°C]	76	75,8	85,7	86,7
Průměrná stř. teplota ve spal. komoře	[°C]	255,3	229,9	153,4	180,2
Průměrný podtlak ve spal. komoře	[Pa g]	27,1	37,3	9,6	18,5
Průměrný podtlak za filtrem	[Pa g]	52,7	74,5	47,1	60,5
Maximální rel. vlhkosti v odtahu	[% rel. v.]	49,9	45	37,1	32
Minimální rel. vlhkosti v odtahu	[% rel. v.]	10,9	9,6	11,8	7,9
Spotřeba zemního plynu	[Nm ³]	2,9	2,8	5,5	4,9
Spotřeba tepla sušení	[Nm ³]	27,4	27,5	58,5	29,4
Doba sušení	[min]	33,6	33,6	30,1	28,4
Vygenerovaná elektřina během sušení	[kWh, e]	-	-	11	10,6
Teplo předané výměníku	[kWh]	-	-	8,4	6,7
Měrná spotřeba tepla	[kWh/kg _{H2O}]	0,8	0,8	1,5	1,2
Měrný čas sušení	[min/kg _{H2O}]	1,33	1,38	1,19	1,14

Tabulka 11 zobrazuje vybrané měřené hodnoty pro vybrané experimenty:

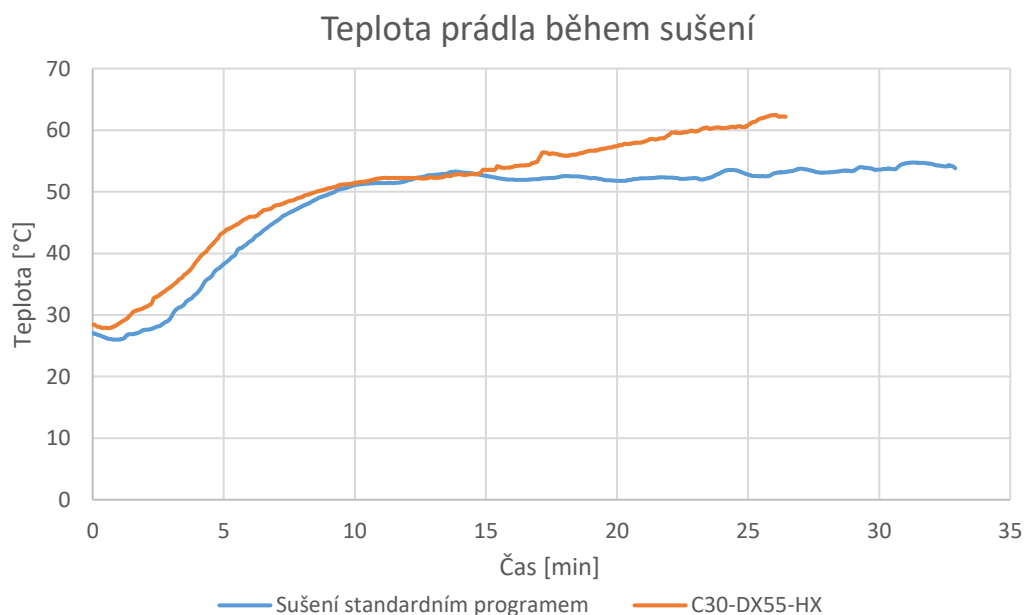
- Ze dne 3. 4. 2019 - sušení se standardním programem sušiče, jednou se zatěsněním servisních dvířek sušiče a podruhé bez zatěsnění
- Ze dne 22. 8. 2018 - sušení v režimu kogenerace bez zatěsnění
- Ze dne 15. 4. 2019 - nejdokonalejší sušení v režimu kogenerace a nastavením celého systému se zatěsněním

Při porovnání účinnosti během všech provedených experimentů je patrné, že nejvyšší kombinované účinnosti bylo dosaženo při sušení v režimu kogenerace. Avšak ani v tomto případě se teplota neblížila hodnotě 90 %, která je teoreticky možná. To je způsobeno zejména nedostatečným výkonem výměníku, který nevyužívá plně energetický potenciál ve spalínách, dále pak netěsností klapek na spalinovodu, kvůli kterým dochází k úniku spalín do komína.

Tabulka 12: Porovnání účinnosti při jednotlivých experimentech

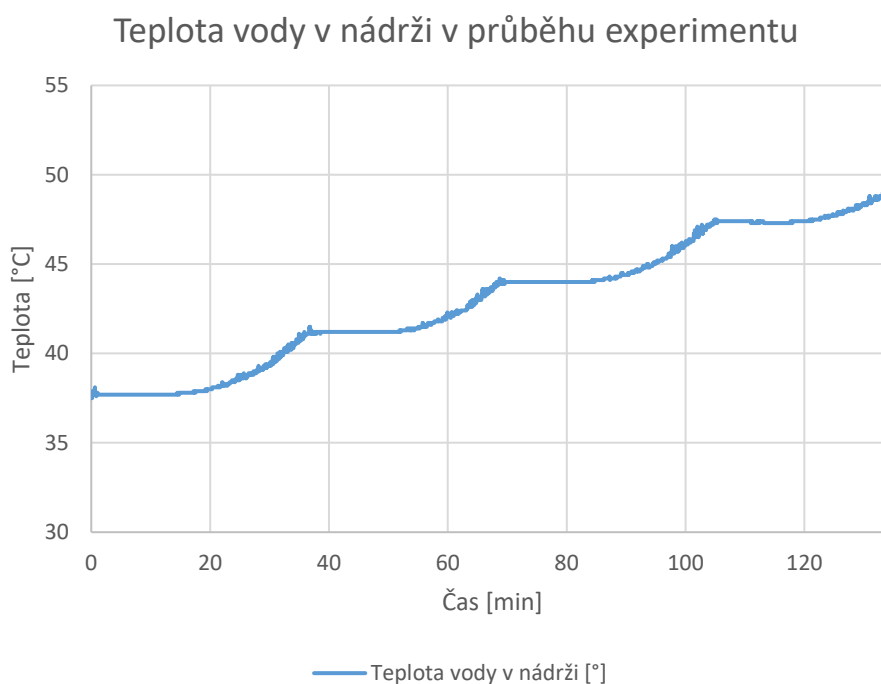
Účinnost [%]	Elektrická	Tepelná	Sušení	Kombinovaná
Standardní sušení	-	-	66,19	66,19
Testování nahřívání vody	20,41	50,90	-	71,31
Testování výměníku	20,82	52,60	-	73,41
Sušení v režimu kogenerace	22,47	14,64	38,24	75,35

V průběhu sušení byla sledována teplota prádla. Ta byla měřena pomocí bezdrátového puku, který byl vložen a uvázan do nohavice džínů. Při tomto měření záviselo na přesném



Obr. 52: Teplota prádla v průběhu sušení

umístění puku do nohavice. Při různém umístění vycházely odlišné hodnoty. Předpoklad je takový, že reálná hodnota teploty prádla byla mírně vyšší. V grafu jsou porovnány průměrné hodnoty při sušení standardním programem a při sušení v režimu kogenerace. Účelem tohoto měření bylo ověřit, jestli nedochází při sušení spaliny z Capstone C30 k přílišnému zahřátí prádla a v důsledku toho k jeho poškození. Z grafu je patrné, že hodnoty naměřené při sušení v kogeneraci jsou mírně vyšší, nejedná se však o významný rozdíl. Nicméně toto nebylo v rámci práce posuzováno a pro ověření této domněnky by bylo vhodné případnou degradaci prádla ověřit např. ve spolupráci s Textilním zkušebním ústavem.



Obr. 53: Průběh teploty v nádrži během experimentu

Posledním sledovaným parametrem vyhodnoceným v rámci toho měření je teplota v nádrži. V průběhu čtyř měřených cyklů se voda ohřála o 11,3 °C během 134 minut. Rychlost nahřívání závisí na rychlosti výměny vsádky v sušiči. V tu chvíli všechny spaliny proudí skrz výměník a ohřev je tak nejintenzivnější. Pokud by například byla potřeba teplejší voda, je možné proces sušení na chvíli odložit a dohřát vodu. Nedošlo by tím ani k velké ztrátě energie, jelikož celková účinnost v režimu sušení a režimu nahřívání je podobná. Za předpokladu nahřívání se stálým výkonem, k čemuž v průběhu experimentu nahřívání vody v nádrži docházelo, tak za 8 hodin by došlo k ohřátí 3 m³ cca o 40 °C.

7.4.5 Shrnutí

Experimenty přímého sušení provedené dne 15. 4. 2019 proběhly podle předpokladů a většina chybných kroků a postupů provedených v předchozích měřeních byla odstraněna. V rámci stávající konfigurace kogeneračního systému v LENP se jedná

o nejlepší možné dosažitelné výsledky. Přímé sušení spaliny Capstone C30 je prokazatelně rychlejší. Ve všech sledovaných případech došlo k rychlejšímu vysušení prádla než v případě sušení standardním programem sušiče. V průměru to bylo o 3,3 minuty dříve. V průběhu sušení však byla naměřena mírně vyšší teplota prádla – toto měření je relativně nepřesné, avšak určitou váhu je nutné mu přikládat. Je také nutné zvážit, zda vyšší teplota nemůže mít vliv na degradaci prádla. Nicméně nešlo o nijak významně vyšší teploty v případě sušení v kogeneraci a nemělo by to tedy mít výrazný vliv na kvalitu prádla. Kogenerační systém se v tomto případě vyznačoval nejvyšší celkovou účinností ze všech měřených provozních režimů, a to 75,35 %. Vzhledem k teplotě spalin na výstupu z výměníku – 100 °C a teplotě na výstupu ze sušiče - 86,8 °C, je zde stále potenciál k dalšímu využití odpadního tepla a bylo by možné využít této tepelné energie v dalším tepelném výměníku, a tím zvýšit celkovou účinnost. V průběhu čtyř měření byl průměrný výkon výměníku roven hodnotě 19 kW a průměrný elektrický výkon 22,4 kW. Pokud jsou tyto hodnoty přepočteny na osmihodinovou směnu, bylo by vyprodukováno celkem 152 kWh tepelné a 179 kWh elektrické energie a vysušeno by bylo 750 kg prádla.

7.5 Ekonomické zhodnocení

Přestože ekonomická analýza není primárním cílem této práce, je zde zařazena z důvodu kompletního posouzení kogeneračního systému. V předchozích kapitolách byly rozebrány technické a ekologické aspekty provozování kogeneračního systému s mikroturbínou Capstone C30, sušičem Primus DX55 a spalínovým výměníkem Vakading typu Vakavlas. I když po technické a ekologické stránce tato aplikace dává smysl, nemusí se její provoz ekonomicky vyplatit, což bývá většinou hlavní motivací pro instalaci jakékoliv inovace nebo technologie. Tato analýza si neklade za cíl zhodnotit celkovou integraci mikroturbíny do průmyslové prádely, to již bylo zhodnoceno ve zdroji [29]. Jedná se pouze o ekonomické zhodnocení zkoumaného provozu na základě provedeného experimentu. Pro výpočty cen za vyprodukovanou elektřinu, předané teplo a sušení byly použity tyto ceny elektřiny a zemního plynu:

- 1 kWh zemního plynu = 1,21 Kč [41]¹⁴
- 1 kWh elektrické energie = 4,58 Kč [42]

Celková spotřeba tepla je v prvních čtyřech případech energie ze zemního plynu spotřebovaná na sušení. Při sušení v režimu kogenerace se jedná o celkovou energii zemního plynu spáleného v mikroturbíně spotřebované na sušení, ohřev vody a výrobu elektrické energie. Při výpočtu této hodnoty bylo nutné hodnotu násobit koeficientem 1,11, což je převodní vztah mezi spalným teplem a výhřevností pro v současnosti používané zemní plyny a přepočítat tak výhřevnost na spalné teplo, jelikož plyn je účtován

¹⁴ Cena za jednotku zemního plynu se odvíjí podle ročního odebraného množství. Na základě provedených měření byl proveden odhad roční spotřeby, který vychází tak, že by zkoumaný provoz měl nárok na nejnižší cenovou sazbu, která činí 1210 Kč za 1 MWh. Nejvyšší sazba při menší odběru je výrazně vyšší, a to 1966,41 Kč za 1 MWh zemního plynu.

podle jeho spalného tepla, nikoliv výhřevnosti [41]. Cena za předané teplo je vypočítaná jako ekvivalentní cena za výrobu stejného množství tepla v plynovém kotli s účinností 90 %. Cena za vyprodukovanou elektrickou energii je dána součinem vygenerované elektrické energie a její jednotkovou cenou. Předpokladem je, že se veškeré teplo a elektřina využije v provozu prádelny. V režimu kogenerace DX55-C30-HX jsou náklady za sušení vypočteny jako rozdíl ceny za odběr zemního plynu a ceny za vygenerovanou elektrickou a tepelnou energii.

Tabulka 13: Porovnání cen za vyprodukované teplo, elektřinu a sušení

Položka	Celková spotřeba tepla	Cena za odběr zemního plynu	Teplo předané ve výměníku	Cena za předané teplo	Vygenerovaná elektřina	Cena za vygenerovanou elektřinu	Náklady na sušení	Cena za vysušení 1 kg H ₂ O
Měření	[kWh]	[CZK]	[kWh]	[CZK]	[kWh]	[CZK]	[CZK]	[CZK/kg H ₂ O]
DX55 1.	26,7	35,8	0	0	0	0	35,8	1,4
DX55 2.	27,4	36,7	0	0	0	0	36,7	1,5
DX55 3.	27,3	36,7	0	0	0	0	36,7	1,5
DX55 4.	27,5	36,9	0	0	0	0	36,9	1,5
DX55-X30-HX 1.	52,4	70,4	7,9	11,8	11,7	53,6	5	0,19
DX55-X30-HX 2.	46,8	62,9	6,8	10,1	10,6	48,6	4,2	0,17
DX55-X30-HX 3.	50,3	67,5	7,5	11,2	11,3	51,7	4,6	0,17
DX55-X30-HX 4.	49,1	66	6,9	10,4	11	50,5	5,1	0,19

Náklady na sušení se v případě standardního programu sušiče pohybují okolo hodnoty 36 Kč za cyklus, zatímco v případě sušení v režimu kogenerace se jedná o cenu cca 5 Kč za cyklus. Při porovnání ceny za vysušení 1 kg H₂O se jedná v případě standardního programu sušiče v průměru o 1,5 Kč/1 kg H₂O a v případě sušení v režimu kogenerace v průměru o 0,18 Kč/1 kg H₂O. Při vysušení 12 cyklů za osmihodinovou směnu dojde k vysušení celkem 300 kg vody. Při sušení v režimu kogenerace dochází v tomto případě k roční finanční úspoře 97 109 Kč¹⁵. Se zvyšujícím se počtem cyklů se tato úspora zvyšuje.

¹⁵ Za předpokladu, že je prádelna v provozu 251 dní v roce.

Tabulka 13 zobrazuje ceny jednotlivých měřených cyklů provedených ve dnech 3. 4. 2019 a 15. 4. 2019.

Cena nové mikroturbíny Capstone C30 v roce 2009 se pohybovala v rozmezí 18 000 – 19 500 \$ [43]. Maximální cena při současném kurzu koruny české (23,1 Kč za 1 dolar) činí 450 450 Kč. Při zanedbání ceny napojení mikroturbíny do procesu prádelny, inflace a nákladů na údržbu dojde k návratnosti investice do mikroturbíny za 4 roky a 244 dní¹⁶. To odpovídá provozu mikroturbíny asi 9 320 hodin. Životnost mikroturbíny Capstone C30 se pohybuje okolo 45 000 hodin, jak bylo uvedeno v rešerši. Z toho vyplývá, že k návratnosti investice dojde v 1. třetině životnosti zařízení.

7.6 Seznam použitých měřidel

Tabulka 14: Seznam použitých měřidel

Č.	Typ	Měřená vel.	Umístění	Popis
1	Manometr typ 6089 dle EN 873-3	Tlak	Plynovod	Tlakoměr plyn – vstup
2	Elster BK-G10 BK-G16 Membránový plynoměr	Obj. průtok	Plynovod	Plynoměr C30
3	Teploměr PT1000	Teplota	Plynovod	Tep. plyn – vstup
4	Analyzátor elektrické sítě Schrack NA 96	El. Výkon	Rozvaděč el.	Elektrický výkon
5	SENSIT PTS 65, Teploměr TR 080A	Teplota	Spalinovod C30	Teplota C30 – spaliny
6	Testo 350-M/XL – Testo 454	Soubor vel.	Spalinovod C30	Analyzátor spalin
7	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak dif.	Spalinovod C30	Tlakoměr spaliny
8	Testo typ 0635 6045	Rychlost proudění	Spalinovod C30	Rychlostní a teplotní sonda
9	Termočlánek OMEGA TMQSS-125G-12	Teplota	Výměník	Spaliny teploměr – vstup
10	Termočlánek OMEGA TMQSS-125G-12	Teplota	Výměník	Spaliny teploměr – výstup
11	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak dif.	Výměník	Dif. tlakoměr
12	Měřič tepla ENBRA SHARKY 775	Teplo	Měřicí stand	Měřič tepla

¹⁶ Za předpokladu jednosměnného provozu, s 12 sušícími cykly a předpokladu 300 kg vysušené vody.

13	Snímač teploty TR 080 A	Teplota	Měřicí stand	Tep. voda – vstup
14	Snímač teploty TR 080 A	Teplota	Měřicí stand	Tep. voda – výstup
15	Indukční průtokoměr DLOW 33	Průtok	Měřicí stand	Průtokoměr voda
16	BD Sensors AX2-XMD, SN 1786346	Tlak dif.	Měřicí stand	Tlaková dif. Výměník – voda
17	Elster BK-G10 BK-G16 Membránový plynoměr	Obj. průtok	Spalinovod C30-DX55	Plynoměr DX55
18	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak	Spalinovod C30-DX55	
19	Termočlánek OMEGA TMQSS-125G-12	Teplota	Spalinovod C30-DX55	
20	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak	Spal. DX55	Tlak vstup DX55
21	Termočlánek OMEGA TMQSS-125G-12	Teplota	Spal. DX 55	Teploměr vstup DX55
22	-	vlhkost	Spal. DX55	Vlhkoměr DX55 výstup
23	-	Obj. průtok	Spal. DX55	Rychlostní sonda
24	-	Soubor vel.	Spal. DX55	Analyzátor spalin
25	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak	DX55	Tlak za filtrem
26	Simens D-76181 Sitrans P	Tlak	DX55	Tlak za ventilátorem
27	Comet T3110	Teplota	LENP	Teploměr vzduch
28	Comet T3110	Vlhkost	LENP	Vlhkoměr vzduch
29	Comet T3114	Tlak	LENP	Tlakoměr vzduch
30	ifm LMT100	Hladina	Akum. nádrž	Max. hladina
31	ifm LMT100	Hladina	Akum. nádrž	Hystereze hladiny
32	ifm TM4461	Teplota	Akum. nádrž	Teplota vody
33	ifm LMT100	Hladina	Akum. nádrž	Hystereze hladiny
34	ifm LMT100	Hladina	Akum. nádrž	Min hladina
35	ifm TM4461	Teplota	Akum. nádrž	Teplota vody
36	ifm PM 1608	Hladina	Akum. nádrž	Stav hladiny

8 Závěr

Tato diplomová práce, jejímž hlavním cílem je experimentální ověření kogeneračního systému na bázi plynové mikroturbíny, který je nainstalován v LENP NETME Centre VUT, je rozdělena do dvou částí: teoretického úvodu a experimentální části.

V první části jsou zpracovány informace o kogeneračních systémech a čtenář je seznámen s jednotlivými procesy a použitými zařízeními. Velká část textu je věnována testování tepelných výměníků, jehož rešerše byla vypracována na základě evropských technických norem a tvoří tak ucelenou příručku pro testování tepelných výměníků typu vzduch-voda.

V průběhu experimentů byl stávající kogenerační systém doplněn o některá nová zařízení (akumulační nádrž na vodu, míchadlo, nové čerpadlo). Cílem byla realizace poloprovozních testů, při nichž bude v laboratorním prostředí dosaženo plně provozních parametrů všech prvků systému. V rámci této práce byla vyhodnocena data z testů provedených ve dnech 21. - 22. 8. 2018, 2. - 3. 4., 8. - 9. 4. a 15. 4. 2019. Podrobně byl zkoumán standardní cyklus plynového sušiče Primus DX55, dále pak proběhlo testování výkonnosti tepelného výměníku Vakading a celkem 13 experimentů s přímým sušením prádla spaliny mikroturbíny Capstone C30.

Z experimentálního měření je zřejmé, že přímé sušení spaliny je jak časově, tak ekonomicky výhodnější než standardní program sušení v sušiči. Konkrétně dochází k vysušení stejné vsádky prádla na relativní vlhkost 5 % o 3,3 minuty rychleji a cena za vysušení 1 kg vody je o 1,3 Kč nižší v případě přímého sušení spaliny při ceně 1,5 Kč /1 kg H₂O při standardním sušení¹⁷. Hlavním závěrem je, že byla *prokázána* funkčnost celého kogeneračního systému a jeho možné integrace do prádelenského procesu. Byla *ověřena* funkčnost procesu přímého sušení prádla spaliny a jeho použitelnost v reálném provozu. Dále byly *popsány* jednotlivé parametry celého systému. Byla *provedena* ekonomická analýza provozu modelu průmyslové prádelny, ze které vyplývá výrazná finanční úspora 97 109 Kč ročně a návratnost investice v 1. třetině životnosti zařízení.

V práci byly sumarizovány všechny poznatky v oblasti přímého sušení prádla, získané na základě experimentálních měření. Byla vytvořena metodika k užití spalin pro přímé sušení prádla. Přímé sušení spalin je využitelné nejen v průmyslových prádelnách, ale také v dalších oblastech průmyslu (zemědělství, chemický nebo potravinářský průmysl). Tato práce může sloužit jako podklad pro budoucí aplikace a výzkum této problematiky. Do budoucna je možné ji také využít jako podklad pro další výzkum a pro výuku některých předmětů na Ústavu procesního inženýrství jako jsou: Tepelné pochody, Energie a emise, Projektování a řízení procesů, CFD modelování nebo na ni navázat v bakalářských nebo diplomových pracích.

¹⁷ Po odečtení ceny za vygenerovanou elektřinu a za teplo z výměníku

Z experimentů vznikla následující doporučení pro další měření a úpravy:

- Výměna klapky ve spalínovodu řízených servomotorem za těsnější variantu.
- Automatizace řízení klapky ve spalínovodu (PID regulace) v závislosti na teplotě pod bubnem.
- Dokončit montáž klapky na sání sušiče podle návrhu uvedeného v této práci.
- Zvážit instalaci separátního spalínovodu na výstupu z výměníku. V současné chvíli je spalínovod spojen s odtahem sušiče nevhodným spojením ve tvaru T. Dochází tak ke vnikání spalin z výměníku do sušiče při testování výměníku. Dalším možným řešením je instalace klapky na odtah sušiče. To by umožnilo i přesnější měření teploty na výstupu z výměníku a nebyla by nutná instalace separátního spalínovodu.
- Kalibrovat tlakoměr měřící tlakovou ztrátu na vodě.
- Montáž tepelné izolace na akumulární nádrž vody a navrhnout izolovaná víka na horní části nádrže.
- Zvážit instalaci ultrazvukového průtokoměru na spalínovod mikroturbíny, který umí kontinuálně snímat rychlost proudění spalin s vysokou přesností a ověřit předchozí experimentální měření.
- Zvážit instalaci dodatečného výměníku na spalínovod vycházející z tepelného výměníku a sušiče, jelikož ve spalinách je stále nevyužitá tepelná energie.
- Instalace topného hada po obvodu akumulární nádrže, místo stávajícího improvizovaného tepelného výměníku tvořeného smotanou hadicí.
- Před dalším testováním spalínového výměníku důkladněji prohřát výměník.
- Napojit pračky na akumulární nádrž s teplou vodou a dokončit tak integraci celého systému do prádelenského procesu a provést experimenty ověřující funkčnost.
- Měřením průtoku spalin na výstupu z výměníku určit teplo, které odchází pryč ve spalinách a dopočítat skutečnou hodnotu tepla přivedeného do procesu sušení.

9 Bibliografie

- [1] Climate strategies & targets: 2020 climate & energy package, 2030 climate & energy framework. *European Commission* [online]. b.r. [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_en
- [2] *Capstone turbine corporation* [online]. b.r. [cit. 2019-01-15]. Dostupné z: <https://www.capstoneturbine.com>
- [3] GVOZDENAC, Dušan, Branka GVOZDENAC UROŠEVIČ, Christoph MENKE, Dragan UROŠEVIČ a Athikom BANGVIWATD. High efficiency cogeneration: CHP and non-CHP energy. *Elsevier*. 2017, (135).
- [4] MORAVEC, Jan. CODE2: Rozvoj kogenerace v ČR a EU. In: *Oenergetice.cz* [online]. b.r. [cit. 2018-11-19]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/elektrina/rozvoj-kogenerace-v-cr-a-eu/>
- [5] Statistika energetiky 2017: Tuzemská spotřeba elektřiny pokořila rekord. In: *Český energetický ústav* [online]. b.r. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.eru.cz/documents/10540/3899416/20180524_TZ_statistiky_2017.pdf/76fc4f45-7823-48dc-b790-8a73599f6063
- [6] ŠUROVSKÝ, Jan. *Spalovací turbíny: Od mikroturbíny k elektrárnám*. 2. vydání. Praha: vlastním nákladem, 2013. ISBN 678-80-260-4106-1.
- [7] *Gentec* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.gentec.cz>
- [8] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-730-0118-7.
- [9] VILDA, Dalibor. *Systém pro využití tepla spalin plynové mikroturbíny*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [10] *Posouzení potenciálu vysoce účinné kombinované výroby tepla a elektřiny a účinného dálkového vytápění a chlazení za Českou republiku* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-11-20]. Dostupné z: <https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/Art%2014%281%29%20assessmentCzechrepublic.pdf>
- [11] BOICEA, Valentin A. *Essentials of natural gas microturbines*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2014. ISBN 978-146-6594-715.
- [12] MÁŠA, Vítězslav, Petr BOBÁK a Marek VONDRA. Potential of gas microturbines for integration in commercial laundries. *Operational Research*. 2017, **17**(3), 849-866. DOI: 10.1007/s12351-016-0263-8. ISSN 1109-2858. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s12351-016-0263-8>

- [13] Theory of Brayton Cycle – Brayton Engine. *Nuclear power* [online]. b.r. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/brayton-cycle-gas-turbine-engine/theory-of-brayton-cycle-brayton-engine/>
- [14] SLOVÁK, Rostislav. *Účinnost plynových mikroturbín*. Brno, 2016. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Martin Havlásek.
- [15] TĚTHAL, Josef. *Využití spalín plynové mikroturbíny pro sušení*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Kuba.
- [16] JÍCHA, Jaroslav. *Prezentace z předmětu difúzní pochody: Sušení*. Brno, 2017. Vysoké učení technické v Brně.
- [17] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01630-7.
- [18] ČSN EN 305. *Výměníky tepla - Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla*. 1. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [19] ČSN EN 306. *Výměníky tepla - Metody měření parametrů potřebných pro stanovení výkonnosti*. 1. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [20] ČSN EN 1216. *Výměníky tepla - Výměníky se spirálově vinutými trubkami pro chlazení a ohřev vzduchu s nuceným oběhem - Zkušební metody pro stanovení výkonnosti*. 1. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [21] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [22] Výměníky tepla. In: *České vysoké učení technické* [online]. Praha: České vysoké učení technické, 2011 [cit. 2018-11-14]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [23] ŠEDIVÝ, Václav. *Převodníky základních fyzikálních veličin* [online]. In: . Sezimovo Ústí, 2005 [cit. 2018-11-14]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/7317660-Prevodniky-zakladnich-fyzikalnich-velicin.html>
- [24] *Air Velocity Measurement* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-11-22]. Dostupné z: <http://www.dwyer-inst.com/applicationguides/?ID=16>
- [25] Měření průtoku a protoklého množství. In: *Vysoká škola chemicko-technologická* [online]. b.r. [cit. 2018-11-14]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/kminekm/mrt/F4/F4k45-prut.htm#k451>
- [26] VIDIM, Jan. *Správné umístování čidel v technologiích* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-11-27]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/4182-spravne-umistovani-cidel-v-technologiich>

- [27] NETME Centre - Nové technologie pros trojírenství [online]. b.r. [cit. 2018-11-15]. Dostupné z: <http://www.netme.cz>
- [28] BOBÁK, Petr. *Snižování energetické náročnosti procesu profesní údržby prádla*. Brno, 2014. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [29] SLOVÁK, Rostislav. *Technicko-ekonomické hodnocení systému pro využití odpadního tepla z plynové mikroturbíny*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Vítězslav Máša, Ph.D.
- [30] *Průvodní dokumentace: Spalinový výměník typu VAKAVLAS 360x425-8-Ž-6 pass*. Zlín, 2016.
- [31] *Průmyslový bubnový sušič D55* [online]. b.r. [cit. 2019-01-15]. Dostupné z: https://www.primuslaundry.com/cs/the_products/dx55-2/
- [32] *Čerpadla odstředivá jednostupňová: Výkonové charakteristiky* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-11-29]. Dostupné z: <https://www.sigmet.cz/eshop/nerezova-horizontalni/crx/vykonove-charakteristiky-crx-150-200-300-400.pdf>
- [33] Tronic 5000 H. In: *Dakon* [online]. b.r. [cit. 2019-04-12]. Dostupné z: <https://www.dakon.cz/wp-content/uploads/2016/10/Tronic-5000-obsluzny-navod.pdf>
- [34] 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, **51**, 146-153 [cit. 2019-05-16]. DOI: 10.1016/j.energy.2012.12.037. ISSN 03605442. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213000030>
- [35] HALLIDAY, Bryan a David VILLARROEL. *Minto Plase Suite Hotel Microturbine Thermal Experience*. b.r.
- [36] FUČÍK, Zdeněk. Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů. *Tzbinfo* [online]. b.r. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzbinfo.cz/vytapime-plynem/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu>
- [37] Spalné teplo. *GasNet: člen Innogy* [online]. b.r. [cit. 2019-04-13]. Dostupné z: <https://www.gasnet.cz/cs/spalne-teplo/>
- [38] BROŽ, J., V. ROSKOVEC a M. VALOUCH. *Fyzikální a matematické tabulky*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1980.
- [39] PERRY, Robert H., Don W. GREEN a James O. MALONEY. *Perry's chemical engineers' handbook*. 7th ed. New York: McGraw-Hill, 1997. ISBN 00-704-9841-5.
- [40] ExceLab 3.0. *ExcelWorks LLC* [online]. b.r. [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <https://excel-works.com/order/download>

- [41] Přehled cen zemního plynu: ceny platné od 1.1.2019. *Tzbinfo* [online]. 2019 [cit. 2019-04-24]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/13-prehled-cen-zemniho-plynu>
- [42] Průměrná cena elektřiny za kWh v roce 2019 zdražila na 4,6 korun. *Elektrina.cz* [online]. b.r. [cit. 2019-04-24]. Dostupné z: <https://www.elektrina.cz/cena-elektriny-za-kwh-2019-cez-eon-pre-a-dalsi-dodavatele>
- [43] *The Market for Microturbine Electrical Power Generation* [online]. In: . 2009 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.build-a-biogas-plant.com/PDF/Micro_Turbine_Power.pdf

10 Seznam použitých zkratk

- BPS Bioplynová stanice
- C30 Mikroturbína Capstone C30
- DX55 Sušič Primus DX55
- DX55-C30-HX Provoz v režimu kogenerace (všechna tři zařízení jsou využita současně)
- HX Tepelný výměník Vakading typu Vakavlas
- KVET Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie
- LENP Laboratoř energeticky náročných procesů
- MT Mikroturbína
- NETME Centre New Technologies for Mechanical Engineering
- PID Process & Instrumentation Diagram
- SZT Soustava zásobování teplem
- ÚPE Úspory primární energie
- VUT Vysoké učení v Brně

11 Seznam příloh

Přílohy jsou dostupné v digitální podobě na přiloženém CD.

- Příloha č. 1 – Odstředivá čerpadla Sigmat.pdf
- Příloha č. 2 – Akumulační nádrž – rozměry.pdf
- Příloha č. 3 – Elektrický kotel Bosch.pdf
- Příloha č. 4 – Míchadlo.pdf
- Příloha č. 5 – Pneumatické válce.pdf
- Příloha č. 6 – PID kogeneračního systému.pdf
- Příloha č. 7 – Databáze naměřených hodnot a vyhodnocení výsledků.xls
- Příloha č. 8 – Capstone C30.pdf
- Příloha č. 9 – Primus DX55.pdf