



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**SPALOVÁNÍ SMĚSI VODÍKU A ZEMNÍHO PLYNU
VE SPALOVACÍCH KOMORÁCH KOTLŮ A
PLYNOVÝCH TURBÍN**

COMBUSTION OF A MIXTURE HYDROGEN AND NATURAL GAS IN THE COMBUSTION
CHAMBERS OF BOILERS AND GAS TURBINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Štěpán Honzíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Milčák

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Štěpán Honzíček
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Milčák
Akademický rok:	2021/22

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:

Spalování směsi vodíku a zemního plynu ve spalovacích komorách kotlů a plynových turbín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se zaměřuje na aktuální téma vlivu přídavku vodíku ve směsi se zemním plynem na jeho spalování. Zvyšování podílu vodíku v zemním plynu se stává aktuálním tématem. Podíly vodíku do patnácti procent nepředstavují pro spalovací technologie z hlediska zaměnitelnosti žádné problémy. Při vyšších podílech je již však odklon od vlastností zemního plynu významnější a je nutné vyšší podíly vodíku ve směsi ověřit.

Cíle diplomové práce:

- rešerše konstrukcí spalovacích komor kotlů na plynná paliva a plynových turbín,
- teorie spalování plynných paliv, shrnutí současného poznání spalování směsi vodíku a zemního plynu a budoucí možné koncepce,
- bilanční návrh spalování plynného paliva, podklady pro návrh hořáku,
- konstrukční návrh hořáku a spalovací komory pro směs vodíku a zemního plynu,
- technologické schéma (PID) směšovacího uzlu a spalovací komory pro směs vodíku a zemního plynu.

Seznam doporučené literatury:

GRIFFITHS, J.F, BARNARD, J.A. Flame and Combustion (3rd edn). Blackie Academic-Professional, Chapman & Hall: U.K., 1995.

GLASSMAN, I., YETTER, R.A., GLUMAC, N.G. Combustion. Fifth edition. San Diego: Elsevier Science & Technology, 2014. ISBN 012407913X. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-12-088573-2.X0001-2

LEFEBVRE, A.H. Gas Turbine Combustion. 2 ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999, 400 s. ISBN 1-56032-673-5.

VESELÝ, S. Spalovací komory spalovacích turbin. Brno: Galant Brno, s.r.o, 2007, 1149 stran :
ilustrace, tabulky, grafy. ISBN 978-80-239-6657-2.

BAUKAL, C.E. Industrial burners handbook. Boca Raton: CRC Press, 2004, 790 s : il., čb. fot.
ISBN 0-8493-1386-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje v této době velmi aktuálnímu tématu přidavku (nízkoemisního) vodíku do zemního plynu. Pohled je zaměřen především na spalování této plyné směsi. Úvodní část je věnována spalování plyných paliv obecně, na ní navazuje odborná rešerše konstrukcí spalovacích komor kotlů na plyná paliva a plynových turbín. Rešeršní část doplňuje informace o současném poznání a využití vodíku. Jsou představeny také nové projekty vodíkových technologií v oblasti spalování. Praktická část uvádí bilanční návrh spalování plyného paliva, a to i převedením do reálných podmínek. Teoretický rozměr bilance spalování plyné směsi práce rozšiřuje o představení výpočtového návrhu a stavbě technologie směřování vodíku a zemního plynu s následným spalováním v nechlazené komoře. Závěrečná část obsahuje program pro výpočet provozních stavů při změně variabilních podmínek představené technologie.

Klíčová slova

plynová turbína, směšování plynů, spalovací komora, stechiometrie spalování, vodík

ABSTRACT

Master's thesis specifically deals with very current topic of blending (low-emission) hydrogen and natural gas. A key view focus on combustion of a mixture hydrogen and natural gas. Preliminary part describes combustion of fuel gases in general and is followed by a technical search on construction of combustion chambers of boilers and gas turbines. It's added information about current development and utilization of hydrogen. New projects of hydrogen combustion technologies are also introduced. Practical part shows a calculation of a gas mixture combustion balance in real conditions. It's extended by proposal and construction of a blending technology of hydrogen and natural gas with subsequent combustion in an uncooled combustion chamber. Concluding part includes a program for operating states calculating when the variables of introduced technology are changing.

Key words

gas turbine, gas blending, combustion chamber, stoichiometry of combustion, hydrogen

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HONZÍČEK, Štěpán. Spalování směsi vodíku a zemního plynu ve spalovacích komorách kotlů a plynových turbín. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139383>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Spalování směsi vodíku a zemního plynu ve spalovacích komorách kotlů a plynových turbín** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Štěpán Honzíček

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji všem pedagogům EÚ, kteří mne během mého studia energetiky na FSI předávali své znalosti, a to i přes vzniklé covidové překážky. Vedení EÚ děkuji za poskytnuté podmínky ke vzniku této práce.

Za technickou pomoc při přípravě technologického uzlu děkuji Jiřímu Svobodovi a také inženýru Filipu Svobodovi.

Tato práce by však nikdy nevznikla bez inženýra Pavla Milčáka, jemuž chci vyjádřit **velké poděkování** – za možnost spolupracovat pod jeho vedením, za rozšíření obzorů v oblasti spalování i MaR, za technickou pomoc při přípravách i realizaci práce a za veškerý čas tomu i mne věnovaný. Velmi si vážím této zkušenosti!

Za významnou podporu v mnoha formách děkuji svým nejbližším.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1 Spalování plyných paliv	11
1.1 Charakteristika spalování plyných paliv	12
1.2 Kinetické a difúzní spalování plyných paliv.....	12
1.3 Paliva	13
1.4 Obecné rozdělení plynových hořáků	14
1.4.1 Přetlak plyného paliva.....	15
1.4.2 Přívod spalovacího vzduchu do hořáku	15
1.4.3 Směšování plyného paliva se spalovacím vzduchem.....	15
1.5 Důležité faktory konstrukce hořáků.....	16
2 Spalovací komory kotlů.....	17
2.1 Vymezení spalovací komory kotle.....	18
2.2 Systémy hořáků a spalovacích komor plynových kotlů	19
3 Spalovací komory plynových turbín.....	22
3.1 Vymezení spalovací komory plynové turbíny	25
3.2 Koncepce spalovacích komor plynových turbín.....	28
3.2.1 Koncepce spalovacích komor CAN	28
3.2.2 Koncepce trubkových spalovacích komor CANNULAR	28
3.2.3 Koncepce spalovací komory ANNULAR.....	29
3.2.4 Válcová spalovací komora typu SILO	30
3.3 Stabilizace plamene	32
3.3.1 Stabilizátor typu vířič	33
3.3.2 Mikrodifúzní systém stabilizace.....	33
3.4 Charakteristika spalované směsi	34
3.4.1 Chudá směs	34
3.4.2 Bohatá směs.....	34
3.4.3 Stechiometrická směs.....	34
4 Vodík	35
4.1 Charakteristika vodíku	35
4.2 Klasifikace vodíku	36
4.3 Výroba vodíku	36
4.3.1 Parní reforming zemního plynu.....	36
4.3.2 Elektrolyza vody	37
4.4 Vodíková strategie ČR v roce 2021	38
4.5 Vodíkové technologie při spalování	40
5 Teorie bilančních výpočtů spalování plyných paliv.....	42
5.1 Stechiometrie spalování směsi vodíku a zemního plynu	42
5.1.1 Určení stechiometrického množství kyslíku, resp. spalovacího vzduchu... 43	
5.1.2 Určení stechiometrického množství palin	45

6	Bilanční výpočtový návrh spalování směsi vodíku a zemního plynu	46
6.1	Určení termomechanických vlastností vodíku a zemního plynu	46
6.2	Směšování vodíku a zemního plynu – přepočítání důležitých vlastností plyné směsi	47
6.3	Stechiometrie spalování směsi vodíku a zemního plynu	49
6.3.1	Výpočet stechiometrického množství kyslíku, resp. spalovacího vzduchu	50
6.3.2	Výpočet stechiometrického množství paliv.....	51
6.4	Spalování směsi vodíku a zemního plynu s přebytkem vzduchu	53
6.5	Návrh dimenze spalovacího hořáku.....	53
6.5.1	Výpočet dimenze palivové trysky	53
6.6	Bilanční model technologie spalování směsi vodíku a zemního plynu . Chyba! Záložka není definována.	
7	Konstrukční návrh spalovacího zařízení se směšováním plynů	56
7.1	Příprava a návrh technologie	57
7.2	Příprava spalovací komory a dopravy spalovacího vzduchu	59
8	Technologické zapojení a pilotní provoz.....	62
8.1	Používané prvky měření a regulace (MaR)	63
8.2	Zkouška funkčnosti a pilotní provoz	67
9	Model bilancí směšovací a spalovací technologie pro různé provozní režimy	69
	ZÁVĚR.....	72
	POUŽITÉ ZDROJE.....	73
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	80
	SEZNAM OBRÁZKŮ	82
	SEZNAM TABULEK	84
	SEZNAM PŘÍLOH	85

ÚVOD

Energetika si od 19. století při rozvoji společnosti drží svoji stěžejní roli. Působením mnoha vlivů momentálně dochází k velkému tlaku na zásadní **proměnu** tohoto sektoru. Z podstaty věci se jedná především o odklon od fosilních paliv a využívání obnovitelných nebo alternativních zdrojů. Mezi poslední zmíněné patří i vodík.

Vodík není novodobým objevem, jak by se mohlo zdát. Mnoho let je běžnou součástí některých chemických provozů. V globálním energetickém mixu ale prakticky nehraje roli. Nelze ho totiž řadit mezi klasické palivo, jedná se o **nosič** (akumulátor) **energie**. A je tedy nutné jej s nemalými energetickými náklady vyrábět. Proto můžeme považovat dnes rozvíjející se vodíkové technologie za pouze tak ekologicky čisté, jak čisté jsou primární zdroje energie, které jsou při výrobě vodíku využity. I tak přináší využití vodíku pozitivní efekt z pohledu nižší emisní stopy, a to dle dostupných zdrojů i při započtení emisí vznikajících při jeho výrobě a distribuci. Víze se ale orientuje na jeho bezemisní produkci. V současné době je však největší překážkou právě jeho nákladná výroba. K výraznějšímu rozvoji tak bude nutné investovat do robustního dodavatelsko-odběratelského řetězce.

Hlavním důvodem, proč jsou v současné době budovány nové energetické koncepce a plány na využívání vodíku, je především snaha Evropy o **snížení emisí** skleníkových plynů a dekarbonizaci dopravy, průmyslu, služeb, domácností i zemědělství. Tyto plány navazují na cíle tzv. Zelené dohody. V nich vidí Evropa šanci k co největšímu odklonu od především fosilních neobnovitelných zdrojů energie až po dosažení klimatické neutrality. Naplňování zelených cílů však naráží na mnoho nových situací. Mezi ně patří i problém **nestability** obnovitelných zdrojů energie. Jsou tak hledány nové cesty k zajištění flexibility přenosové soustavy elektrické energie i účinné formy krátkodobé a dlouhodobé **akumulace**. A právě vodík by mohl hrát z hlediska dlouhodobější akumulace důležitou roli. V současné době se uvažuje především o jeho využití vtlačováním molekul H_2 do sítě plynovodů. Zde je dobré si uvědomit **rozdíl** ve schopnosti akumulace mezi plynárenskou sítí a sítí elektrizační soustavy.

Vodík by se měl začít v následujících několika letech objevovat v zemním plynu. Proto je nutné řešit případné dopady **termomechanických změn** a vlivů tohoto přídatku na spalovací zařízení. Tato práce by tak ráda reagovala na současné požadavky a přispěla ve snaze ujasnit si případné dopady přídatku vodíku do zemního plynu na jeho spotřebiče, především energetická spalovací zařízení. Kromě rešeršní části je tak její součástí i bilanční návrh spalování plynného paliva a příprava experimentálního zařízení pro směšování vodíku a zemního plynu s následným spalováním.

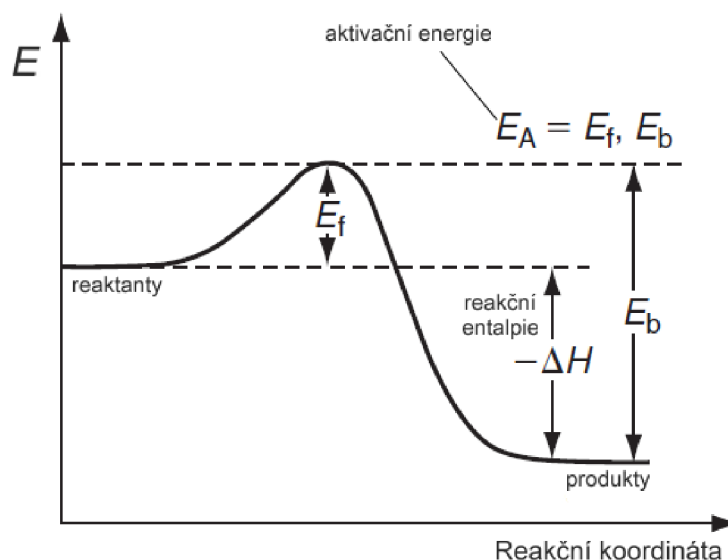
1 Spalování plynných paliv

Spalování obecně lze definovat jako **rychlý oxidační proces** za určitých fyzikálních podmínek (vymezených teplotou a tlakem) vytvářejících vhodné inicializační prostředí hoření. Tento proces probíhá **exotermicky**, tj. za značného vývinu tepla. Na výpočtové vyjádření spalovacího pochodu se lze dívat dvěma pohledy, a to z hlediska statiky nebo dynamiky. **Statika spalování** omezuje svůj pohled pouze na sledování počátečního a výsledného stavu. Probíhající fyzikálně-chemický děj je tedy popsán kvantitativními parametry vstupů a výstupů. Takové vyjádření vychází z hmotnostní bilance spalování, aby byl dodržen zákon zachování hmotnosti [1].

Základní a nejčastěji vyjadřovanou rovnicí spalování je reakce uhlíku s dvouatomovou molekulou kyslíku, při které vzniká oxid uhličitý a uvolní se jisté množství tepla. Tato hmotnostní bilance se vyjadřuje [1]



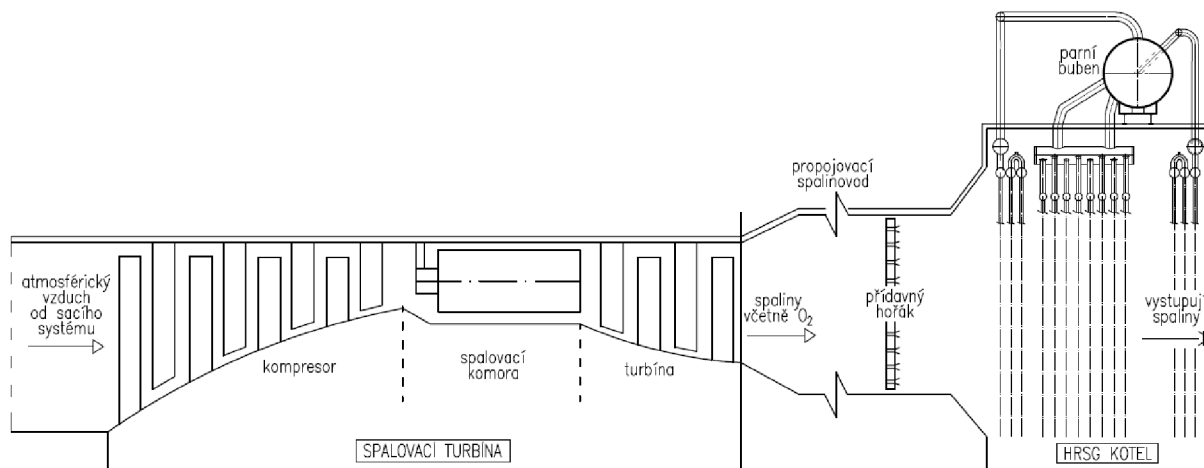
Jiným pohledem se na spalovací proces dívá oblast **dynamiky spalování**. Ta spalovací proces analyzuje z hlediska časového průběhu reakcí. Chemické reakce probíhají určitou rychlostí závislou na podmínkách spalovacího systému. Podmínky jsou ovlivněny několika faktory, jejichž vliv na průběh reakcí zkoumá chemická kinetika. Mezi nejdůležitější faktory se řadí koncentrace reaktantů, teplota, radiační efekt, přítomnost katalyzátorů, nebo inhibitorů. Rychlost reakcí lze vyjádřit rychlostí změny reaktantů (pokles), resp. produktů (nárůst). Zásadní roli hrají srážky molekul, které jsou schopné reagovat. Schopnost reakce mají pouze ty molekuly, které mají vyšší energii než energie silové vnitřní vazby. Tak vstupuje do procesu tzv. **aktivační energie**. Již dříve uvedené faktory tvořící podmínky spalovacích reakcí působí na úroveň hodnoty aktivační energie [1].



Obr. 1: Profil obecné exotermní (spalovací) reakce [1] (upraveno)

Průmyslové aplikace spalovacího procesu využívají v současnosti především fosilní - uhlovodíková paliva všech skupenství (pevné – uhlí, kapalné – ropa, plynné – zemní plyn). Okysličovadlem nutným pro správný průběh reakcí se běžně stává atmosférický vzduch. Atmosférický vzduch lze definovat jako směs plynů a vodní páry (případně dalších drobných

částic), v jehož objemovém složení se vyskytuje přibližně 21 % O_2 . V některých případech však může být výhodné obohacovat vzduch o kyslík. Naopak některé technologie, např. plynové turbíny (viz obr. 2, kde druhý stupeň paroplynového cyklu tvoří kotel na odpadní teplo HRSG s mřížovým hořákem bez přívodu dodatečného vzduchu), pracují se spalinami, které obsahují v objemovém množství od 12 % do 21 % O_2 [2], [3]. Jednotlivé možnosti přivádění spalovacího vzduchu i s jejich dopady na konstrukci hořáků jsou popsány dále.



Obr. 2: Náčrtes zapojení paroplynového cyklu – spalovací turbíny s kotlem na odpadní teplo

Spalovací systém obvykle obsahuje několik zásadních dílčích složek, těmi jsou [4]:

- hořák (včetně systému k prvotní iniciaci procesu spalování) – zde probíhá samotná reakce hoření popsaná výše;
- teplotné médium – odvádí exotermicky uvolněné teplo;
- spalovací komora – zde dochází ke spalování, uvolňování tepla a jeho přenosu;
- tepelný výměník – odebírá zbytkové teplo ze spalin, zvyšuje účinnost celého systému;
- kontrolní systémy – může být několik (dle aplikace – průtokoměry, tlakoměry, teploměry, snímač plamene, analyzátor spalin apod.).

1.1 Charakteristika spalování plyných paliv

V současné době, kdy rostou snahy Evropy o směřování k **nízkoemisní energetice**, se v průmyslu zraky investorů více upínají ke spalování plyných paliv. **Plynná paliva** totiž během spalovacího procesu zanechávají čistší stopu – spaliny neobsahují tuhé znečišťující látky (jako při spalování tuhých paliv), ani nezanechávají špatně shořelý uhlík ve formě sazí (typické pro nedokonalé spalování kapalných paliv). Navíc plyná paliva neobsahují síru (případně stopové množství), tedy nevznikají její oxidy a hlavní složkou směsi jsou obvykle molekuly metanu. Ty mají nižší emisní stopu, než jiná fosilní paliva. Volba paliva se dále odráží také v charakteru plamene, který má výrazný vliv na mechanismus přenosu tepla. Plynná paliva na rozdíl od tuhých a kapalných produkují spíše nesvítilivý čistý (bez sazí) plamen, který není úplně vhodný pro sálavé aplikace. V některých případech poskytují hořáky možnost spalování plyného i kapalného paliva, což pak poskytuje výraznou konkurenční výhodu při současných nestabilních cenách paliv [5], [6].

1.2 Kinetické a difúzní spalování plyných paliv

Typickou vizuální stránkou spalování je intenzivní světelná zóna v oblasti, kde dochází k oxidaci paliva. Tu nazýváme plamenem. Aby oxidace paliva byla doprovázena plamenem, je

nutné dosáhnout teploty vznícení (ignition temperature). Pokud má plamen dostatek energie ve formě paliva a okysličovadla, je dále část této energie použita k iniciaci spalování přicházející směsí. Dalším požadavkem na udržení spalovací reakce je poměr koncentrace paliva a okysličovadla (flammability limits) [7].

Princip spalování plynných paliv může být postaven na dvou základních systémech [8]

- a. difúzním spalování (diffusion combustion)
- b. kinetickém spalování (premix combustion)

Difúzní spalovací systém je postaven na tom, že palivo a spalovací vzduch jsou přiváděny odděleně až do spalovacího prostoru, kde se smísí a následně shoří. Z toho vyplývá, že ve spalovacím prostoru za difúzním hořákem je možné nalézt různé koncentrace paliva ve spalovací směsí. Proto i teplota v tomto prostoru bývá v různých vrstvách difúzního plamene rozdílná. **Spalování kinetické** probíhá jako spalování předem smísené směsí paliva a okysličovadla. Charakterem kinetického spalovacího systému se tedy stává směšovací komora, kde dochází ke smísení paliva a spalovacího vzduchu, a tak vzniká jistá koncentrace paliva ve spalovací směsí ještě před vstupem do spalovací komory [8].

Je tedy zřejmé, že představené spalovací systémy jsou z hlediska fyzikálních principů výrazně rozdílné. Chemické reakce u kinetického spalování proběhnou velmi rychle, zatímco rychlost reakcí difúzního systému zajišťujícího postupné mísení bude rozdílná pro různá místa v objemu plamene. Nové konstrukce spalovacích komor však nejčastěji pracují s tzv. hybridním systémem, který vhodně kombinuje difúzní a kinetický princip. Hybridní spalování tak může spolehlivě pracovat v širokém provozním rozmezí, což zajišťuje difúzní část, zároveň může být dosaženo nízkých emisí CO a oxidů dusíku (NO, NO₂, N₂O) vhodným fungováním kinetické části [8].

1.3 Paliva

Plynná paliva, jako směsí hořlavých i nehořlavých plynů, tvoří rozsáhlou skupinu paliv, na které je v posledních letech upřena značná pozornost. Svými charakteristikami se výrazně odlišují od paliv pevných a kapalných. Z důvodu toho, že objemové vlastnosti plynů se liší při změnách tlaku a teploty, je potřeba tyto teploty vztahovat vždy k určitému stavu. Často za tento stav jsou považovány tzv. normální fyzikální podmínky, tj. při tlaku 101 325 Pa a teplotě 0°C. Přepočty pro jiné stavy se pak provádějí na základě stavové rovnice [9].

Charakteristiku jednotlivých plynných paliv vyjadřují především tyto fyzikální a spalovací vlastnosti [9]:

- tlak, teplota, objem
- hustota, hutnota
- výhřevnost, popř. spalné teplo
- tepelná vodivost
- viskozita

Jednou z velkých předností spalovacích (plynových) hořáků se může stát široká způsobilost vzhledem ke spalovaným palivům. Dnes je velmi častým požadavkem, aby hořák byl konstrukčně schopen se rychle přizpůsobit na jiné palivo. V komerční sféře se totiž využívá mimo konvenčního zemního plynu také celá řada plynů vzniklých z procesů zplyňování rozmanité biomasy (dříve uhlí), destilace ropných nebo rostlinných produktů. Dále vznikají také kapalně nebo plynně složky zpracováním odpadů. Tyto paliva se výrazně liší podílem hořlavých prvků – které tvoří především uhlík a vodík. V závislosti na složení tak paliva rozhodují o **konstrukci hořákových systémů** v interakci se spalovacími komorami kotlů

i turbín. Velmi důležitým aspektem rozdělení paliv je **výhřevnost** (případně spalné teplo) [10]. Literatura se v přesném dělení liší, přesto je v následující tabulce uvedena možná klasifikace.

Tabulka 1: Klasifikace plyných paliv [11]

Nízkovýhřevné plyny < 11,2 MJ/Nm ³	Vysokopecní plyn (BFG), syntetický plyn z procesů zplyňování (IGCC), dřevní plyn	H ₂ < 10% CH ₄ < 1 0% CO + N ₂ > 40%
Plyny obohacené vodíkem 5,5 - 11,2 MJ/Nm ³	Vodík z chemických a petrochemických procesů	H ₂ > 50% C _x H _y = 0-40
Středně výhřevné plyny 11,2 - 30 MJ/Nm ³	Skládkový plyn, koksárenský/plynárenský (svítiplyn) plyn, Corex	CH ₄ < 60% H ₂ < 50% N ₂ + CO ₂
Plyny na bázi zemního plynu 25 - 45 MJ/Nm ³	Dle ložisek - karbonský, naftový	CH ₄ > 80% C _x H _y , N ₂ + CO ₂
Vysoce výhřevné plyny > 45 MJ/Nm ³	Ropné plyny (propan/butan)	CH ₄ a vyšší obsah uhlovodíky (C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀)

1.4 Obecné rozdělení plynových hořáků

Jak vyplývá z úvodu této kapitoly, hořák je základním kamenem spalovacích systému, kde dochází k přeměně chemické energie uložené v palivu do energie tepelné. Využití plynových hořáků je rozmanité, od spotřebičů nízkých výkonů v domácnostech až po průmyslové hořáky výkonů středních a vysokých [9]. Průmyslové a hojně rozšířené aplikace hořáků lze nalézt v rámci ohřevu a tavení kovů, výpalu žáruvzdorných materiálů, výpalu vápna a výroby cementu, výroby skla, ohřevu chemických lázní, sušení materiálů, inertizace nebezpečného odpadu a mnoha dalších. V oblasti energetiky se pak jedná o aplikace především pro výrobu páry a následnou transformaci tepelné energie na energii mechanickou a elektrickou, případně k ohřevu vody pro potřeby vytápění nebo chlazení [12].

Hořáky určené ke spalování plynů lze rozdělit dle několika hledisek, ty mohou mnohdy být určující pro jejich specifické využití. Mezi **základní hlediska** rozdělení plynových hořáků patří [9]:

- přetlak plynu na vstupu do hořáku
- přívod spalovacího vzduchu
- způsob směšování plyného paliva se spalovacím vzduchem
- mechanismus přenosu tepla v pracovním prostoru
- charakter spalování směsi
- rychlost spalování
- konstrukční geometrie

V následujících podkapitolách jsou vybrána stěžejní hlediska dle literatury, která tuto problematiku popisuje.

1.4.1 Přetlak plynného paliva

Jedním ze zásadních požadavků na konstrukci hořáku je, aby plynné palivo vykazovalo dostatečnou energii pro vyvození potřebné výtokové rychlosti a zajistilo tak správnou funkci zařízení dle návrhu. Proto je nutné, aby palivo do hořáku bylo přiváděno s jistým přetlakem. S tímto přetlakem počítají mnohé výpočty palivových trysek. Při návrhu přetlaku nesmí být také opomenuty odpory, které plyn překonává na trase vedoucí k hořáku. Disponibilní přetlak se často odvíjí od dostupného zdroje, například od přípojky zemního plynu, tlakové láhve apod. [4], [9]

Základní rozdělení hořáků dle přetlaku plynu je tedy následovné [9], [13]:

- nízkotlaké hořáky – přetlak plynu do 5 kPa,
- středotlaké hořáky,
- vysokotlaké hořáky – přetlak plynu nad 300 (400) kPa.

1.4.2 Přívod spalovacího vzduchu do hořáku

Dalším výrazným faktorem konstrukce hořáků je způsob, jakým je přiváděn spalovací vzduch. Největší skupina průmyslových hořáků funguje na principu nuceného přívodu spalovacího vzduchu do hořáku, v anglicky psané literatuře se tato skupina označuje pojmem **forced-draft** (forced-draught) **burners**. To bývá zajišťováno radiálním ventilátorem, resp. dmychadlem [4].

Další skupina hořáků (**natural-draft burners**) funguje na ejekčním způsobu přivádění spalovacího vzduchu. Tedy vzduch je přiváděn do prostoru hořáku podtlakem z okolí. Tento podtlak vzniká vlivem paliva vytékajícího z trysky do části směšovací komory, které tak sacím efektem přivádí spalovací vzduch. Funkce těchto hořáků může být ovlivněna změnami pracovního prostředí - teploty vzduchu, vlhkosti nebo rychlostí proudění vzduchu. Nízkotlaké ejekční hořáky se obvykle označují jako atmosférické hořáky. Pro hořáky pracující s vyšším tlakem plynu se pak vžil pojem injektorové hořáky. Lze také říci, že čím vyšší tlak plynného paliva, tím je možné nasát do směšovací části více potřebného (dle stechiometrie) vzduchu [4].

1.4.3 Směšování plynného paliva se spalovacím vzduchem

Jedno z dalších velmi běžných rozdělení plynových hořáků vyplývá z problematiky směšování plynného paliva a spalovacího vzduchu. V případě prvního typu – **hořáky s předmísením** se palivo plně smísí se spalovacím vzduchem ještě před začátkem spalování, tedy než vstoupí do spalovacího prostoru. Na tomto principu obvykle stojí termicky sálavé hořáky a sálavé stěnové hořáky, běžně používané i v energetice. Hořáky s předmísením jsou charakteristické kratším, ale intenzivnějším plamenem. V místě plamene je dosahováno vysokých teplot, spalovací prostor bývá nerovnoměrně tepelně zatížen [4].

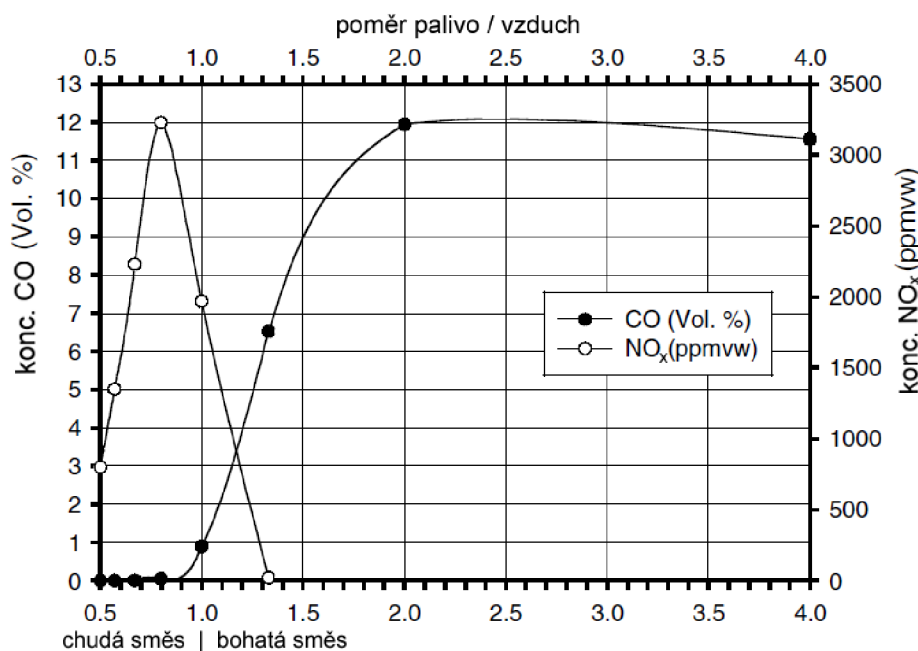
Další skupina plynových hořáků pracuje **bez předmísení**, tedy palivo a spalovací vzduch přicházejí do prostoru spalování samostatně - odděleně. Mísení tedy probíhá současně se spalováním až ve spalovací komoře. K reakci tedy dochází při dosažení potřebného výbušného prostředí – poměru paliva a okysličovadla, za předpokladu dostatečné teploty k inicializaci. V difúzním hořáku, jak se tento typ označuje, hoří plynná směs typicky delším plamenem, tedy plamen nedosahuje tak vysokých teplot, ale teplota je více ustálená a rovnoměrně se šíří i tepelný tok. Na difúzním principu spalování také obvykle fungují hořáky, ve kterých je spalovací směs obohacena kyslíkem. To především z důvodu vysoké reaktivity čistého kyslíku. Difúzní princip spalování je pro tyto hořáky bezpečnější. V případech mírného obohacení kyslíkem, je možné používat hořáky s předmísením [4]. Vyšší podíl kyslíku obvykle zkrátí a zintenzivní plamen, pomáhá také k dosažení vyšších teplot [14].

Možná je také kombinace obou z předchozích principů. Tyto hořáky přivádějí do spalovacího prostoru předmísené palivo a okysličovadlo, avšak tato směs dosahuje

podstechiometrických hodnot. Stechiometrických hodnot je pak dosahováno až ve spalovacím prostoru, do kterého je přiváděna další část spalovacího vzduchu. Hořáky s částečným předmísením dosahují vhodných charakteristik z hlediska bezpečnosti (nižší pravděpodobnost zpětného prošlehnutí) a stability plamene. Mísení paliva může být rozděleno do více stupňů, pak se jedná o tzv. **stupňovité spalování (staged combustion)**. Palivo, případně spalovací vzduch (častější aplikace), je ve vhodném množství dopravován do prostoru spalovací komory v několika místech [15].

1.5 Důležité faktory konstrukce hořáků

Hlavní požadavky při konstrukci hořáků byly vždy zaměřeny především na **efektivitu spalování** a vhodný přenos tepla. Existuje mnoho činitelů ovlivňujících konstrukci hořáků pro plyná paliva. Tyto činitele mají totiž podstatný vliv na přenos tepla jako jeden z nejdůležitějších parametrů, a pak také na dnes velmi sledované **emise** plynů ve spalinách. Proto jsou posledních desetiletích v tradičních konstrukcích hořáků prováděny změny. Hledají a vyvíjejí se systémy vhodně kombinující různé techniky spalování, které by splňovaly nejen předchozí zmiňované požadavky, ale které by právě přispívaly především k nižším koncentracím nežádoucích emisí. V první řadě se to týká oxidů dusíku. Nové a stupňující se environmentální požadavky na hořáky mají tedy snahu omezit tvorbu emisí. Jenomže, v mnoha případech se redukce emisí a maximalizace efektivity spalování dostávají do sporu. Typicky to platí pro spalování bohatých a chudých směsí, kde nižší tvorba oxidů dusíku znamená vyšší tvorbu CO a naopak [4].



Obr. 3: Závislost tvorby emisí NO_x a CO na stechiometrickém poměru paliva a spalovacího vzduchu [4] (upraveno)

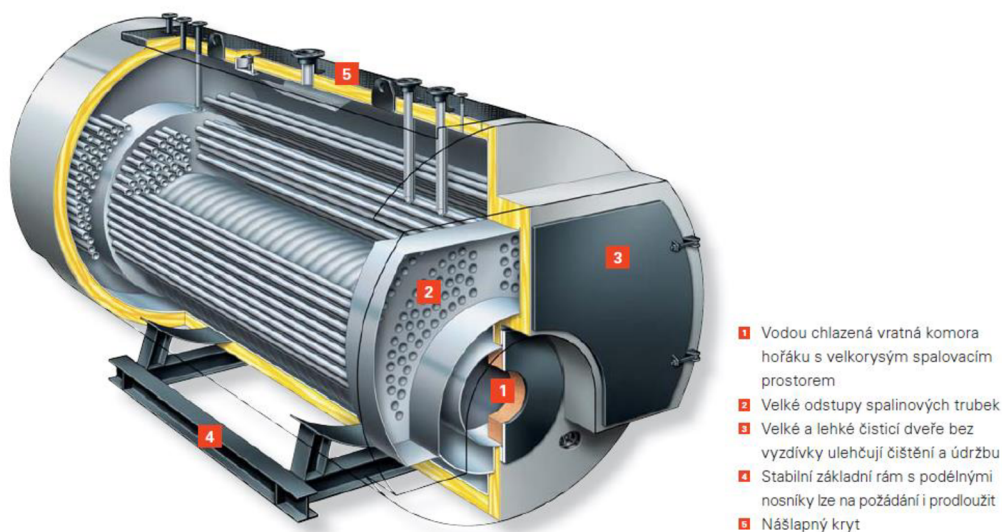
V minulosti se techniky zaměřovaly na dokonalé promísení paliva a okysličovadla, dnes se často používají techniky mimo oblast stechiometrického spalování, tj. spalování bez přebytku vzduchu. Vede to například ke stupňovitému přivodu spalovacího vzduchu do spalovacího procesu. Proto moderní konstrukce hořáků musejí umožňovat efektivní spalování v širokém regulačním rozsahu, a to při dosažení nálepky *environmentally friendly* [4], [7].

2 Spalovací komory kotlů

Kotel můžeme zařadit mezi tepelné zařízení, ve kterém probíhá transformace chemické energie vázané v palivu do energie tepelné [16]. Oheň jako zdroj tepla a světla je znám od nepaměti. Zacházení s ním se ale postupem poznání a technologického vývoje mění. Zrodem průmyslu a s ním ruku v ruce i zrychlujícím rozvojem lidské společnosti vyplynuly potřeby efektivněji využívat zdroje tepelné energie [17]. Vývoj spalovací techniky sebou tedy přinesl kotel jako technologický celek sloužící k ohřevu vody, výrobě páry a tepla obecně. Kotel se tradičně skládá z části spalovací, obsahující spalovací zařízení včetně příslušenství, a části výměníkové, která tvoří tlakový systém kotle. Postupně tak bylo vyvinuto mnoho konstrukčních typů kotlů, které lze rozdělit do mnoha skupin, nejčastěji však podle [16]

- účelu využití,
- druhu spalovaného paliva,
- provedení ohniště,
- konstrukce výparníku, resp. uspořádání výměníků,
- systému oběhu a tlaku teplotnosné látky.

Nejběžněji členíme kotle na **žárotrubné** a **vodotrubné**. Spaliny žárotrubných kotlů, jako ten na obr. 4, proudí uvnitř plamenců nebo žárových trubek a ohřívané médium (voda, parovodní směs) se pohybuje vně trubek. Vodotrubné kotle s prouděním spalin a vody v opačném řazení než u žárotrubných kotlů se používají ve většině aplikací velké elektroenergetiky [18]. Jako příklad lze uvést HRSG kotel na obr. 1.



Obr. 4: Žárotrubný parní kotel se třemi spalinovými tahy – provozní tlak páry do 2,5 MPa [19]

Na celkovou konstrukci kotlů mají vliv převážně tyto faktory [16], [18]

- nominální (parní) výkon,
- parametry tlaků a teplot pracovních médií,
- palivová základna a uspořádání spalovacího prostoru,
- emisní limity vychlazených spalin.

Kotle na plynná paliva jsou v posledních letech stále více upřednostňovány před tradičními pevnými palivy, popřípadě kapalnými palivy. Týká se to jak domácností, tak i průmyslu [20], [21]. Svou roli hrají zvláště výhody plynových kotlů jako jednodušší palivové

hospodářství, snadnější regulace, celkově vyšší účinnost spalování i nižší emise nežádoucích látek. Při rozdělení plynových kotlů se pak hlavním hlediskem stávají parametry tlaku a teploty teplotnosného (ohřivaného) média [16]. Základní parametry standartních průmyslových plynových kotlů jsou uvedeny pro přehled a porovnání v tabulce.

Tabulka 2: Rozdělení plynových kotlů dle tlaku a teploty pracovního média [22], [23], [24], [25]

Plynový kotel	teplovodní	horkovodní	nízkotlaký parní	středotlaký a vysokotlaký parní
Provozní teplota teplotnosného média	do 115 °C	nad 115 °C	do 115 °C	až 565 °C
Pracovní přetlak	do 6 bar	od 6 bar	do 1 bar	1 - 25 MPa
Rozsah výkonů	0,5 - 30 MWt	do 150 MWt	0,2 - 5 t _p /h	0,5 - 75 t _p /h

Ke stanovení **účinnosti kotle** lze přistoupit dvěma známými způsoby [26]:

- a) přímo z tepelné bilance systému mezi teplem přivedeným v palivu a odvedeným teplotnosnou látkou (voda, pára) nebo technologickou ztrátou (odluh, odkal, netěsnost)

$$\eta_{k,p} = \frac{\dot{m}_{TnL} \cdot (h_{TnL,e} - h_{TnL,i}) + \dot{m}_o \cdot (h_o - h_{TnL,i})}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_{pal}^r} \quad (2.1)$$

- b) nepřímou určením tepelných ztrát kotle (u plynových kotlů se nevyskytují ztráty plynoucí z tuhých zbytků)

$$\eta_{k,n} = 1 - \xi_{ChNedopal} - \xi_{kom} - \xi_{sdileneTeplot} - (\xi_{MNedopal} - \xi_{teplotZ}) \quad (2.2)$$

Stanovení účinnosti přímou metodou se využívá u kotlů na plynné palivo, neboť u nich lze měřit hmotnostní tok přiváděného paliva s vysokou přesností. Kotle spalující tuhá paliva vyjadřují účinnost především nepřímou metodou [26].

2.1 Vymezení spalovací komory kotle

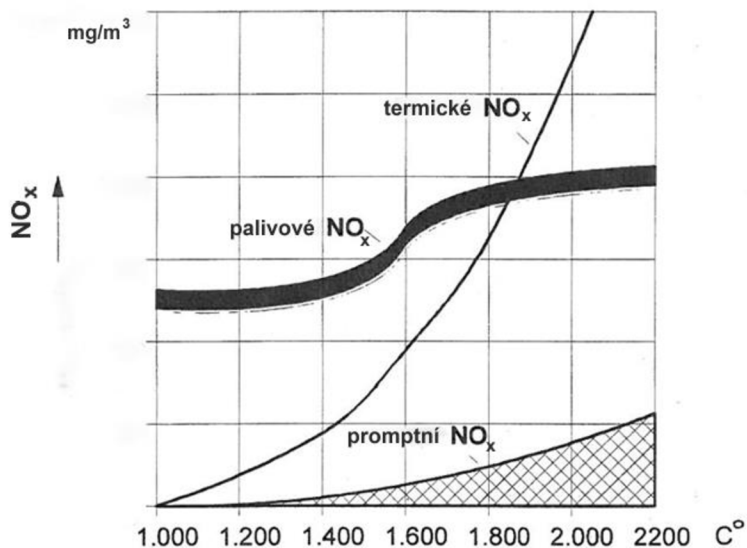
Spalovací prostor kotle je stěnami ohraničené místo, kde dochází k chemickým reakcím hoření a exotermickému uvolnění velkého množství tepla. Dle druhu spalovaného paliva dosahují konstrukce spalovacích komor kotlů výrazných rozdílů. Pokud se jedná o kotle na plynná paliva, vyskytují se ohniště čistě plynová, kombinovaná (např. s kapalným palivem), nebo využívající odpadní teplo plyných spalin. Obecně jsou na spalovací prostory kotlů kladeny tyto nároky [26], [27]:

- dokonalé spálení přiváděného paliva s optimálním přebytkem spalovacího vzduchu a stabilita hoření
- minimální obestavěný prostor,

- jednoduchá a účinná regulace,
- vysoká provozní účinnost využití tepla spalin,
- minimální vliv spalin na výhřevné plochy ve formě koroze nebo nánosů,
- nízké hodnoty emisí oxidů dusíku.

2.2 Systémy hořáků a spalovacích komor plynových kotlů

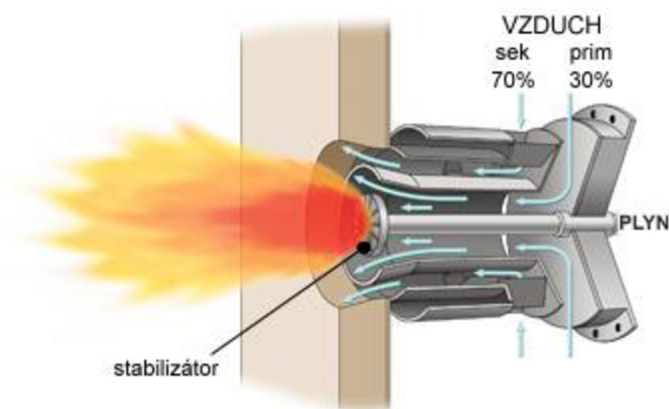
Hořáky na spalování plynů (popř. kapalin) jsou jako stěžejní prvky spalovacích komor kotlů obvykle klasifikovány dle množství vznikajících **oxidů dusíku** (zkráceně NO_x). Spalování uhlovodíkových paliv s sebou nese vznik NO_x (NO , NO_2 , N_2O) ve třech známých formách – palivové, promptní, termické. Pokud součástí plynné směsi paliva jsou molekuly dusíku, dochází během spalování ke vzniku radikálů dusíku rozpadem molekulárních vazeb. Tyto radikály následně reagují s dvouatomovými molekulami kyslíku za vzniku **palivových NO_x** . **Termická část NO_x** vzniká typicky při vysokých teplotách. Jak je možné vidět na obr. 5, k významnému růstu dochází od teploty přibližně 1 000 °C. Při těchto teplotách dochází k rozpadu dvouatomových molekul dusíku a kyslíku přítomných ve spalovacím vzduchu a postupným vzájemným reakcím. Obecně lze vyjádřit, že reakcí molekuly N_2 a O_2 vznikají dvě molekuly NO . Množství termických NO_x je však závislé nejen na teplotě, ale i na koncentraci kyslíku a také hodnotě času, po který existují vhodné reakční podmínky. Odlišným mechanismem vzniká část **promptních NO_x** . Ty se tvoří především při dosažení podstechiometrických podmínek ve frontě plamene, a to velmi rychlými oxidačními reakcemi uhlíkových radikálů. Mezi prověřené metody, které vedou ke snížení NO_x , patří především recirkulace spalin (flue gas recirculation) a zónování vzduchu přiváděného do spalovací komory. Hořáky využívají také lopatkové viřiče, které uvádějí primární část vzduchu do turbulence. Vhodně tak uzpůsobují oblast fronty plamene a stabilizují plamen vytvářením zpětného proudění [4]. Více o problematice zpětného proudění je uvedeno v samostatné podkapitole v rámci rozboru spalovacích komor plynových turbín.



Obr. 5: Vznik termických, palivových a promptních NO_x v závislosti na teplotě [28]

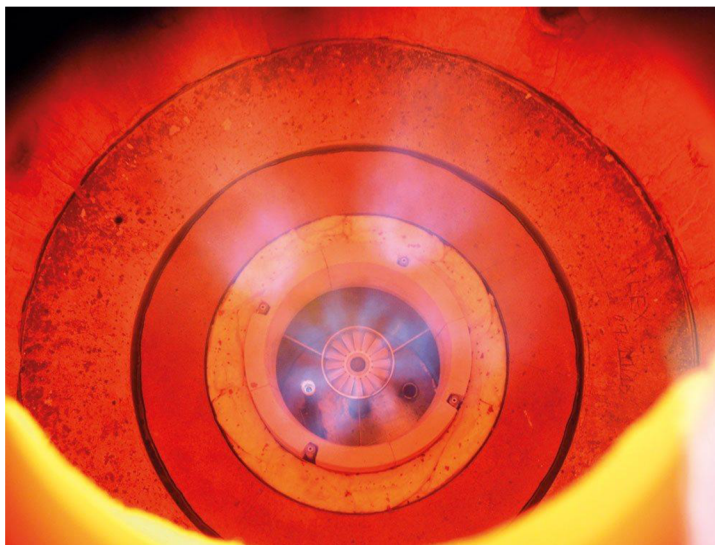
Nízkoemisní spalovací komory využívají obvykle zónování přiváděného vzduchu na primární, sekundární a terciární část. Primární vzduch, jak už bylo naznačeno, je přiváděn do oblasti fronty plamene, a to v takovém množství, že pomáhá utvářet bohatou spalovací směs s podstechiometrickými podmínkami. Naopak sekundární vzduch, jenž představuje majoritní množství celkového přiváděného vzduchu, pomáhá v oblasti kolem primární spalovací zóny

utvářet oblast chudé spalovací směsi. Takové zónování vede k zajištění úplných oxidačních reakcí, a tedy ke kompletnímu vyhoření paliva. Zároveň nelze dosáhnout maximálních teplot (více v kapitole Stechiometrická směs), a tím se omezuje tvorba termických NO_x . Z představených mechanismů tvorby NO_x však vyplývá, že podstechiometrické podmínky ve spalovací oblasti jsou příčinou vznikajících promptních NO_x . Zde odborné studie však uvádí, že nárůst promptní části NO_x vlivem podstechiometrické směsi v oblasti plamene je více než kompenzován výrazným poklesem palivové a termické části NO_x . Pro větší flexibilitu hořáků bývá doplňován i terciární vzduch, který doplňuje funkci vzduchu sekundárního, případně pomáhá ovlivňovat rozsah plamene. Důležitou funkcí terciárního vzduchu může být i ochrana stěn, resp. chlazení spalovací komory před narušením horkými spalinami nebo radiační složkou plamene [4].



Obr. 6: Plynový hořák s odděleným přívodem primárního a sekundárního vzduchu [29]

Opačným případem stupňovitého přívodu vzduchu (staged-air) je stupňovitý přívod paliva (staged-fuel). V tomto případě se do centra primární zóny přivádí pouze část paliva, která vytváří tzv. chudou směs paliva. Možnost tvorby termických a promptních NO_x je tak výrazně minimalizována. Horké produkty z primární zóny s nevyčerpaným zbytkem kyslíku vstupují dále do sekundární části, kde zlepšují iniciační podmínky pro spalování dalšího paliva přiváděného do proudů sekundárního a terciárního vzduchu. **Staged-fuel systém spalování** tak může vhodně kombinovat techniky postupného spalování a recirkulace spalin [4].

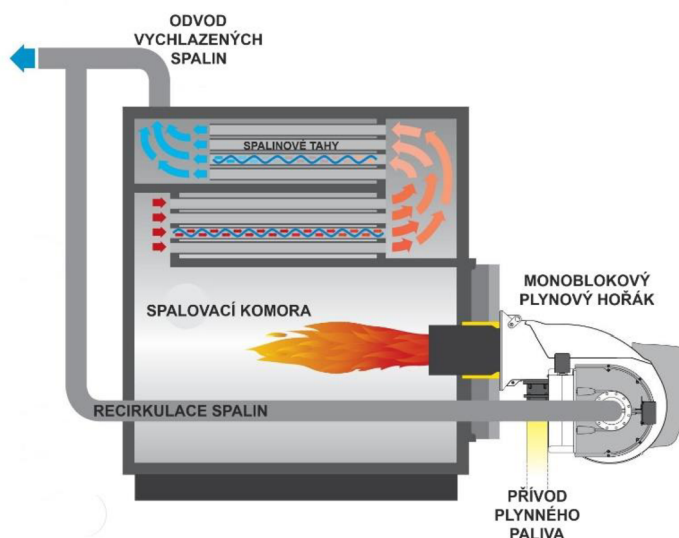


Obr. 7: Detailní pohled na plynový hořák se stupňovitým přívodem paliva (staged-fuel) pracující uvnitř spalovací komory [30]

Recirkulace spalin patří mezi základní odzkoušené primární metody, které účinně snižují emise NO_x . Systém přivádění vychlazených spalin s nízkým obsahem kyslíku zpět do spalovací komory byl zprvu implementován do konvenčních hořáků, kde se tak dařilo splňovat přísnější limity z hlediska výše produkovaných emisí. Stále vyšší požadavky na snižování NO_x , a tím zvyšování poměru recirkulovaných spalin však s sebou přináší i dodatečné potíže jako zvýšení provozních nákladů (především pohon pro dopravu spalin) nebo nestabilitu plamene. Ukazuje se tak vhodnější využívat recirkulaci v kombinaci s dalšími opatřeními. Vhodným nástrojem může být i vnitřní recirkulace spalin. V tomto případě nejsou spaliny přiváděny zpět do spalovací zóny pomocí dmychadla, nebo ventilátoru. Zpětný přívod spalin je zajištěn hybnou silou přiváděného paliva. To musí být tak dodáváno pod poměrně vysokým tlakem. Efektivnost této metody se ukazuje jako velmi vysoká. Podpořená může být i sekundárním stupněm přivodu paliva [31], [32]. Mezi podobnou techniku lze zařadit i recirkulaci horkých spalin z konce spalovací komory a jejich směšování s přiváděným vzduchem. Zde se většinou uplatňuje Venturiho efekt, jenž vyvolává zpětný tah spalin do místa přivodu vzduchu v hořáku. Spaliny obsahují z velké části ještě nespálené produkty a pomáhají tak regulovat nejen termické, ale i promptní emise NO_x [4], [33]. K úplné minimalizaci vznikajících NO_x (uvádí se pod 10 ppm) je nutné dosáhnout redukce všech jejich tří složek. Literatura uvádí dva předpoklady [4], [34]

- teplota plamene pod úrovní podmínek pro vznik termických NO_x ,
- eliminace oblastí s bohatou směsí pro potenciální tvorbu promptních NO_x .

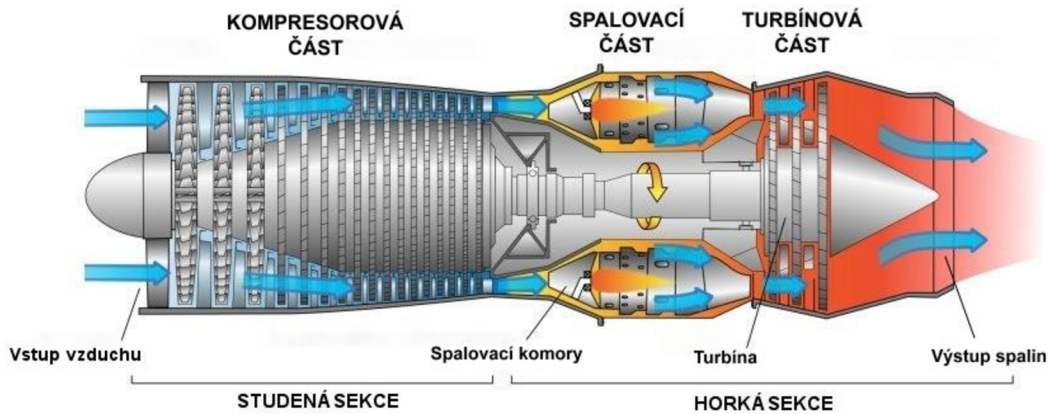
Už z představených technik redukce emisí musí být zřejmé, že dosažení těchto předpokladů se stává velmi náročné. Cestou k tomu se ukazuje částečné smísení směsi paliva a okysličovadla, popřípadě velmi rychlé mísení těchto reaktantů na výstupu z hořáku. To s sebou přináší mnohé potenciální problémy, např. nestabilitu plamene a riziko jeho zpětného prošlehnutí. Vysoké nároky jsou tak kladeny na vzájemné vyladění geometrií spalovací komory, stabilizátorů, trysek a parametrů přiváděných médií. Ukazuje se však, že v případě dosažení obou předpokladů je možné dosáhnout celkového snížení i dalších emisí (nespálených uhlovodíků, VOC, CO) [4]. Studie vedou k hledání nových technických řešení, provádění experimentů a využívání CFD modelování [35], [36].



Obr. 8: Kotel se systémem vnitřní recirkulace spalin [37] (upraveno)

3 Spalovací komory plynových turbín

Spalovací komora tvoří klíčový sektor celku spalovací turbíny. Technologický celek spalovací turbíny se obecně skládá, jak je vidět z obrázku níže, z třech konstrukčně nezbytných částí - **kompresní, spalovací a turbínové** [3].

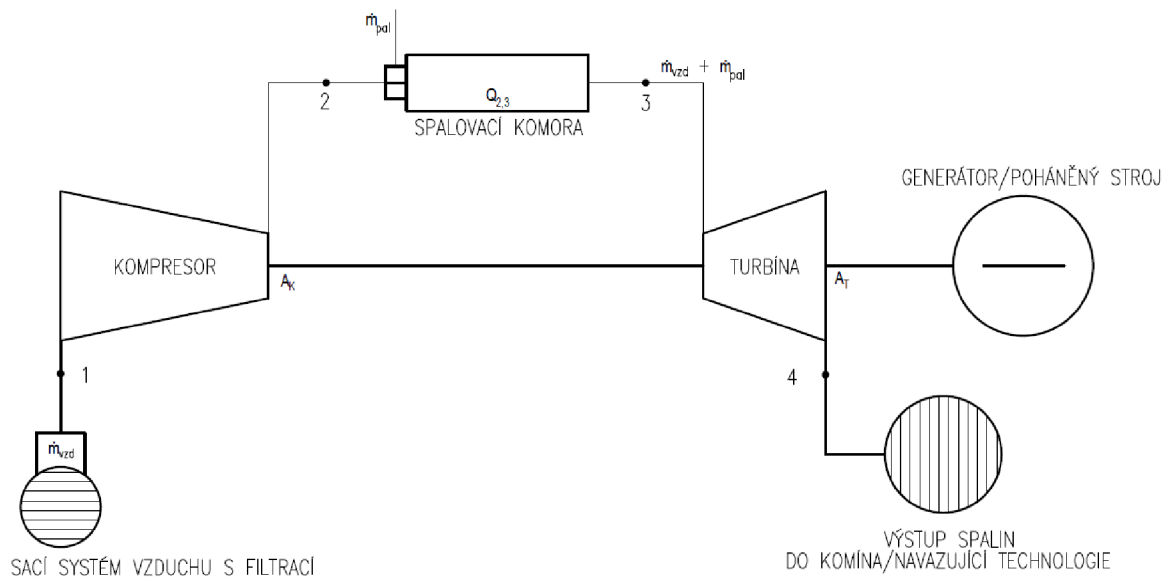


Obr. 9: Koncepce spalovací turbíny [38] (upraveno)

Kompresní část zajišťuje funkci stlačování a dopravování potřebného vzduchu do systému. Ve spalovací části je přiváděno palivo a vstřikováno do stlačeného vzduchu. Dochází k oxidačním reakcím a vývinu velkého množství tepelné energie. Stěžejním prvkem spalovací části je **spalovací komora**, které bude věnován bližší pohled v rámci této kapitoly. Energie spalin dále pokračuje do turbínové části, kde je transformována do energie mechanické. Hřídel přenášející mechanickou energii může pohánět kompresor, a případně jiný poháněný stroj (např. generátor). Pokud je spalovací turbína jako nestacionární koncepce využita k pohonu proudového motoru, pak velká část entalpie spalin je využita k vyvození tahu. Ten je reakcí na kinetickou energii vystupujících spalin. Zbytkové teplo spalin stacionárních turbín může být využito v navazující technologii, nebo odchází výstupem spalin bez využití [39].

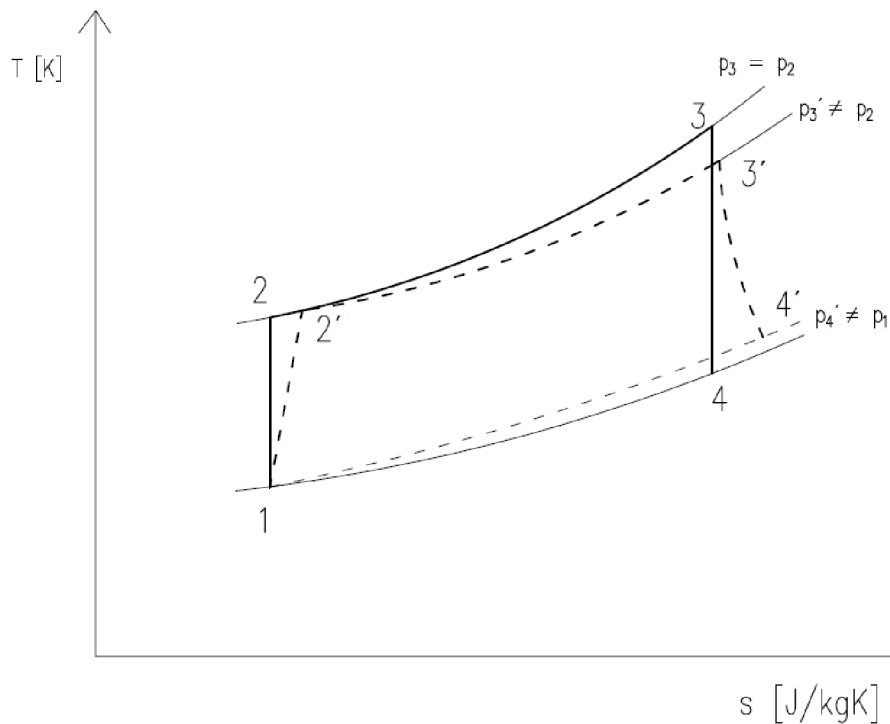
V rámci koncepce spalovací turbíny pak probíhá celý tepelný cyklus, tj. transformace primární energie paliva na energii tepelnou a mechanickou. Je dobré si uvědomit, že tím se výrazně odlišuje a do jisté míry zjednodušuje oproti technologickému celku s parní turbínou. Tepelný oběh probíhající při práci spalovací turbíny je nejčastěji teoreticky připodobňován k **Braytonově tepelnému oběhu**. Účinnost Braytonova cyklu lze vyjádřit podílem vykonané práce a tepla dodaného do systému. Jak je vidět z matematického vztahu, jisté množství práce získané v turbínové části je spotřebováno ke stlačení vzduchu v kompresoru [40]

$$\eta_{BC} = \frac{A_T - A_K}{Q_{2,3}} = \frac{(\dot{m}_{vzd} + \dot{m}_{pal}) \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_{vzd} \cdot (h_2 - h_1)}{(\dot{m}_{vzd} + \dot{m}_{pal}) \cdot h_3 - \dot{m}_{vzd} \cdot h_2} \quad (3.1)$$



Obr. 10: Schéma plynové turbíny s otevřeným oběhem (vytvořeno dle [3])

Braytonův cyklus tvoří několik periodicky se opakujících termodynamických dějů vyobrazených v následujícím T-s diagramu, kde



Obr. 11: T-s diagram teoretického i skutečného cyklu spalovací turbíny (vytvořeno dle [3])

- 1 – 2 izoentropická komprese;
- 2 - 3 izobarický přívod tepla;
- 3 - 4 izoentropická expanze.

Ve skutečnosti však v průběhu izobarického děje dochází k poklesu 3', resp. navýšení 4' tlaku (vlivem tlakových ztrát). Dále kompresor i turbína pracují s účinností nižší než 100 %, pak

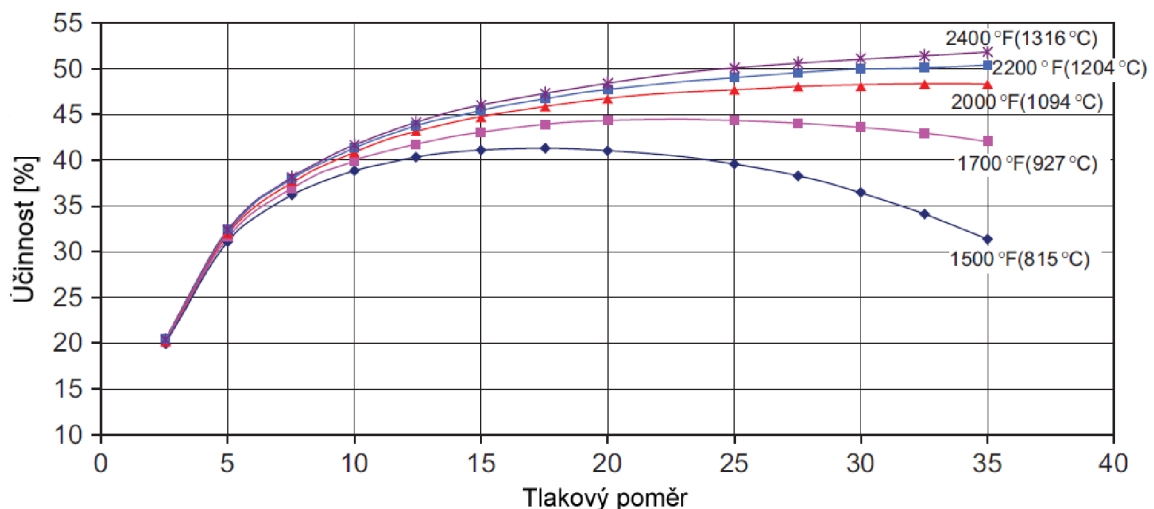
- 1 - 2' skutečná komprese v kompresorové části;
- 2' - 3' přívod tepla ve spalovací komoře s uvažováním tlakové ztráty;
- 3' - 4' skutečná expanze v turbínové části.

Spalovací turbíny obecně v současnosti pracují s mnoha palivy, kapalnými i plynými. Plynové (pojem víceméně používán jako synonymum spalovací) turbíny pak nejčastěji se zemním plynem. Využívají se ale také jiné plyny, vznikající především jako vedlejší produkty rozličných procesů. Snaha se orientuje také k většímu zapojení nízkoemisních plynů (biometanu, vodíku) [40]. Spalovací turbíny, jejichž moderní konstrukce začaly vznikat v průběhu 2. světové války, v posledních 30 letech procházejí velkým rozvojem [41], [42]. Důraz je kladen zvláště na zvyšování efektivity pracovního oběhu. Zde tradiční koncepce s plynovou turbínou narážejí především na teplotní limity materiálových charakteristik. I přesto dosahují nové plynové turbíny v kombinovaném cyklu 60 % termické účinnosti, v rámci hybridního zapojení s vysokoteplotním palivovým článkem MCFC (Molten Carbonate Fuel Cell) i 70 % [40], [43]. Dosud se tak plynové turbíny osvědčily v energetice, letectví i mnoha průmyslových oblastech pro pohon a přepravu [44].

Návrh konstrukce spalovací turbíny při zvyšování nároků se stává čím dál více sofistikovaným úkolem. Hlavní požadavky kladené při konstrukci spalovací turbíny jsou [40]

- vysoká účinnost,
- vysoká spolehlivost, resp. dostupnost v rámci období,
- jednoduchá instalace, provozní chod i údržba,
- životnost a flexibilita vzhledem k provoznímu zatížení.

Zásadní vliv na účinnost spalovací turbíny mají velikosti tlakového poměru a teploty spalin vstupující do expanzní části. Hodnoty tlakových poměrů se pohybují od 7 až do 45. Avšak zvyšování tlakového poměru se stává vzhledem ke zvyšování účinnosti efektivní pouze do určité výše, neboť od jistého bodu roste kompresní práce rychleji než práce expanze (viz obr. 12) [39], [40].



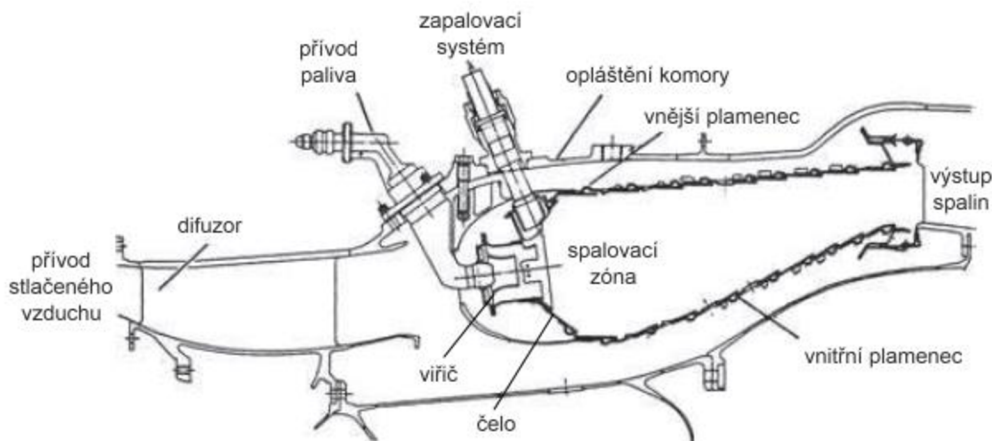
Obr. 12: Závislost účinnosti cyklu spalovací turbíny na tlakovém poměru a teplotě systému [40] (upraveno)

Tedy celková účinnost následně klesá, nehledě k tomu, že vysoké tlakové poměry přinášejí i jiné nežádoucí stavy uvnitř soustrojí. Jinou osvědčenou možností pro růst účinnosti nabízí zvyšování teploty na vstupu do turbínové části. Zde se však naráží především na limity vysokoteplotní odolnosti lopatek. U výkonově malých celků, cca do 10 MW, se výhodně využívá regenerace tepla z výstupních spalin do stlačeného vzduchu na vstupu do spalovací komory. Další požadavky, vysoká spolehlivost a dostupnost, souvisí s časovým využitím v rámci provozovaného období. Negativně časovou využitelnost ovlivňují především pravidelné údržby a výpadky z důvodu oprav. Tyto ztráty se projevují v číselných výsledcích provozní ekonomiky. Vysoká spolehlivost je tak v silné interakci s celkovým designem, resp. konstrukčním uspořádáním. Vývojové týmy tak řeší především namáhání hřídele a lopatek, materiální integritu a odolnost, vhodné umístění pomocných a kontrolních systémů, aby nedošlo k nežádoucím stavům. Jednoduchost údržby proto výrazně souvisí i s umístěním a koncepcí spalovacích komor, jak bude ještě rozvedeno dále. Flexibilitu z hlediska výkonu spalovacích turbín lze obecně hodnotit jako velmi dobrou, technologické celky jsou schopné pracovat ve výkonovém rozsahu od 20 % výše. Zatěžování mimo provozní stavy a počet studených startů je však v nepřímé úměrnosti k životnosti soustrojí [40].

3.1 Vymezení spalovací komory plynové turbíny

Spalovací komora plynové turbíny je druhou částí ze tří stěžejních konstrukčních prvků ve směru toku pracovního média, jak bylo vymezeno na začátku 3. kapitoly. Zde totiž dochází k přívodu paliva, resp. chemické energie, která transformací na energii tepelnou dodá potřebnou hybnou sílu celému oběhu. V tomto technologickém prvku se tak odehrává zvýšení teploty vysokotlakého plynu. Přiváděný stlačený vzduch z kompresorové části může mít různou teplotu v závislosti na tlakovém poměru, typu používaného kompresoru a koncepci celé spalovací turbíny (s regenerací / bez regenerace). Průběhem oxidačních reakcí dojde k navýšení teploty až k hranici 2000 °C. Následné smísení spalin se směšovací vzduchem sníží teplotu a rovnoměrně ji rozloží před vstupem do turbínové části [40].

Zařízení spalovací komory tvoří soubor dílčích prvků, jenž dohromady naplňují funkci spalovací části systému. Za základní a stěžejní prvek by se však dal označit plamenec, kde se odehrává klíčová část dále popisované problematiky. Konstrukci plamence tvoří vnitřní a vnější plášť, a také čelo. Přiváděný vzduch do spalovací komory proudí do vnitřku plamence čelem přes stabilizační oblast nebo skrze jiné otvory v plášti po délce plamence. Stabilizační oblast, jejíž důležitý prvek tvoří stabilizační objekt (tím může být viřič, popř. jiné těleso), má za úkol stabilizovat plamen vytvářením zpětného proudění, což bude rozvedeno ještě v samostatné kapitole. Právě do stabilizační oblasti je totiž přiváděno palivo. Nejprve dojde ke smísení paliva se spalovacím vzduchem. Směs se zahřeje a při dosažení zápalné teploty dojde k oxidační reakci, kdy směs vzplane za prudkého vývinu tepla [8].



Obr. 13: Podélný řez souproudou spalovací komorou [7] (upraveno)

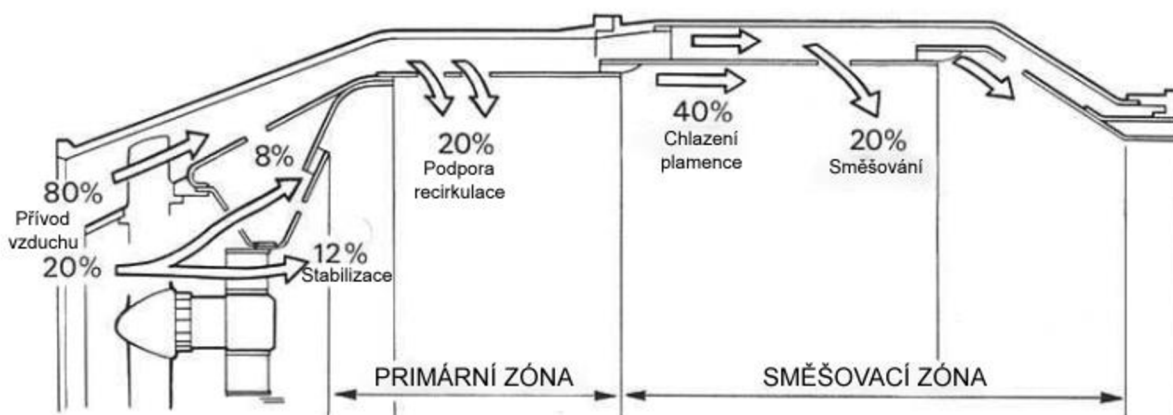
Při analyzování dostupných konstrukcí spalovacích komor pozemních aplikací lze sledovat několik variant. Ty se obecně rozlišují mezi dva typy souproudých a dva typy protiproudých uspořádání [8]

- souproudá se směšovačem / bez směšovače,
- protiproudá se směšovačem / bez směšovače.

Souproudé spalovací komory obvykle nalezneme u spalovacích turbín velkých výkonů. Takové komory se vyznačují relativně nízkou tlakovou ztrátou, v kanále mezi plamencem a pláštěm rovnoměrností rychlostí a tlaku. Dále vhodným uspořádáním teplotního a rychlostního pole za komorou (před vstupem do turbíny). Komora navíc v příčném směru příliš nezasahuje do rozměrů, v podélném směru však prodlužuje délku rotoru. Charakterem protiproudé spalovací komory se naopak stává vyšší tlaková ztráta i větší příčné rozměry, dále hůře formuje teplotní a rychlostní pole spalin. Tlak a rychlosti mezi plamencem a pláštěm jsou spíše nerovnoměrné. Použití protiproudých komor tak bývá častější u spalovacích turbín nižších výkonů a u turbín s regenerací. Spalovací komory s vysokými průtoky vzduchu o nízké teplotě a nízkým tlakem mohou vhodně využívat konstrukci komory se směšovačem. Tyto komory mají rozdělený přívod vzduchu do části primární a směšovací. Mohou tak měnit součinitel přebytku vzduchu v primární části a regulovat hranice stability, střední teplotu plamene a účinnost spalování. Spalovací vzduch přiváděný z výstupní části kompresoru do spalovacího prostoru nejprve prochází difuzorem, který umožní přeměnu vysoké hodnoty kinetické energie (rychlost i přes 200 m/s) na energii tlakovou, a to ideálně za minimálních tlakových ztrát. Spalovací vzduch může být následně rozdělen do tří základních proudů [8], [45]

- primární,
- směšovací,
- chladicí.

Primární proud dále míří, jak už z názvu vyplývá, do primární části komory otvory v plamenci a do viříče. Směšovací vzduch přiváděný taktéž otvory v plamenci se mísí se spalinami, a tak je jeho úkolem formování vhodného teplotního pole spalin před výstupem z komory do prostoru turbíny. Chlazení stěn, resp. snižování teplotního namáhání plamence pomocí úzké mezní vrstvy, zajišťuje poslední z proudů – chladicí vzduch. Ten tvoří až polovinu průtočného množství přiváděného vzduchu v závislosti na teplotách a spalovaném palivu [8], [45].



Obr. 14: Rozdělení přiváděného vzduchu do spalovací komory [45] (upraveno)

Rozdělení proudů přiváděného vzduchu se stává kritickou částí návrhu a experimentálního vývoje spalovacích turbín [8].

Při návrhu spalovací komory považuje ve své rozsáhlé publikaci S. Veselý za hlavní faktory [8]

- účinnost spalování,
- tlakovou ztrátu,
- rovnoměrnost teplotního pole spalin na výstupu,
- objemové zatížení,
- teplotní namáhání horkých částí plamence,
- znovuzapálení komory (požadavek pro letecké motory),
- spolehlivost funkce průšlehových komor (pokud jsou součástí koncepce),
- emise CO a NO_x.

Důležité je však sledovat i stabilitu hodnot jednotlivých faktorů v závislosti na provozním režimu spalovací komory. Faktory mají následně přímý vliv na základní konstrukční znaky [8]

- průměr plamence (dómu),
- poměrná délka spalovací komory,
- příčná plocha plamence a kanálu mezi plamencem a pláštěm,
- rozmístění hořáků,
- rozdělení proudů vzduchu,
- rychlost vzduchu v průtočných průřezích,
- střední rychlost v primární zóně.

Při studiu technického zadání celku spalovací turbíny je nejprve nutné zvážit použití tohoto celku. Konstrukční návrh spalovací komory může být totiž pro jednotlivé aplikace odlišný. Zásadně jiná konstrukce komor bude pro průmyslové pozemní aplikace a pro spalovací komory určené pro letecké motory. Zásadní roli při konstrukci spalovací komory leteckého motoru hraje zapálení po případném zhasnutí v letové hladině. V těchto případech pracuje komora v extrémních podmínkách – parametry na vstupu -50 °C, 0,05 MPa. Taková situace se však nevyskytuje u stacionárních průmyslových aplikací, kde jsou mechanicky poháněny stroje nebo elektrické generátory [46].

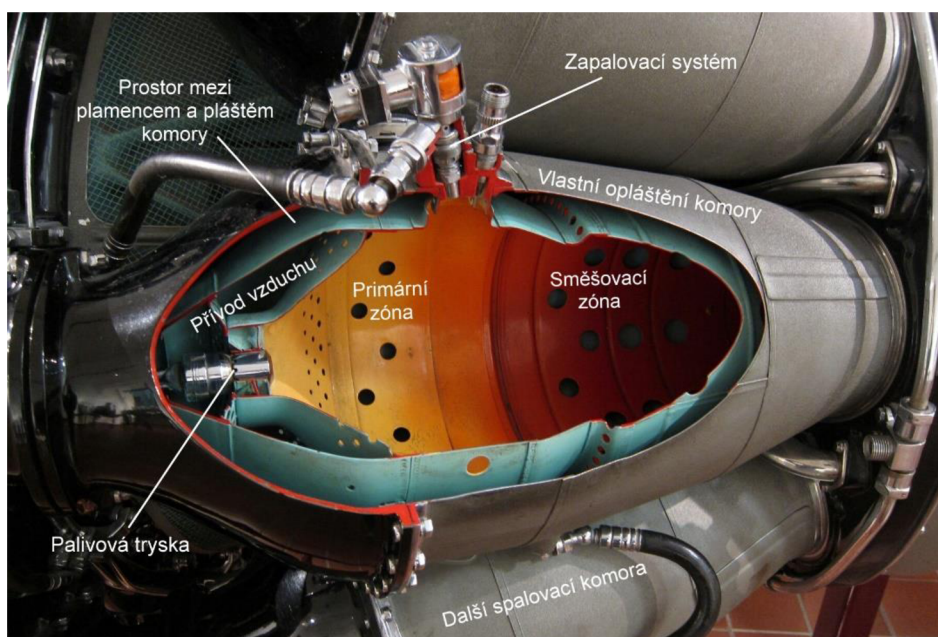
3.2 Koncepce spalovacích komor plynových turbín

Plynové turbíny využívají několik koncepcí uspořádání spalovacích komor v konstrukci. Ty vyplývají z prostorového uspořádání celku spalovací turbíny a také ze základního tvaru použité spalovací komory. V aplikacích se vyskytují koncepce souprůdných i protiprůdných typů komor, které budou dále stručně popsány:

- CAN
- CANNULAR
- ANNULAR
- SILO

3.2.1 Koncepce spalovacích komor CAN

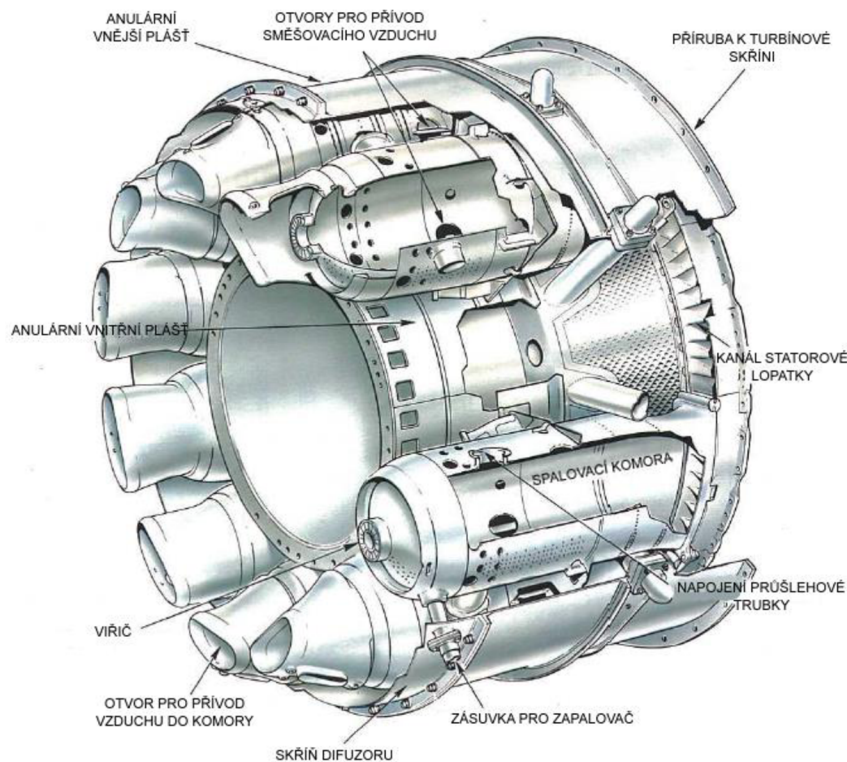
Koncepce CAN je obvykle složena z několika komor válcového tvaru. Jednotlivé komory obsahují plamence, jenž jsou z vnějšku uzavřeny vlastními pláštěmi. Komory jsou tedy od sebe odděleny. Tím je zajištěna celistvost jednotlivých komor a minimální interakce mezi nimi. Spolehlivý provoz však vyžaduje několik zapalovacích zařízení. Hořáky i stabilizátory jsou umístěny v čele komory. Komory jsou umístěny jedna vedle druhé v obvyklém počtu 6 - 20 a mají podélnou osu rovnoběžnou, nebo různoběžnou s osou stroje [8].



Obr. 15: Řez trubkovou spalovací komorou CAN [47] (upraveno)

3.2.2 Koncepce trubkových spalovacích komor CANNULAR

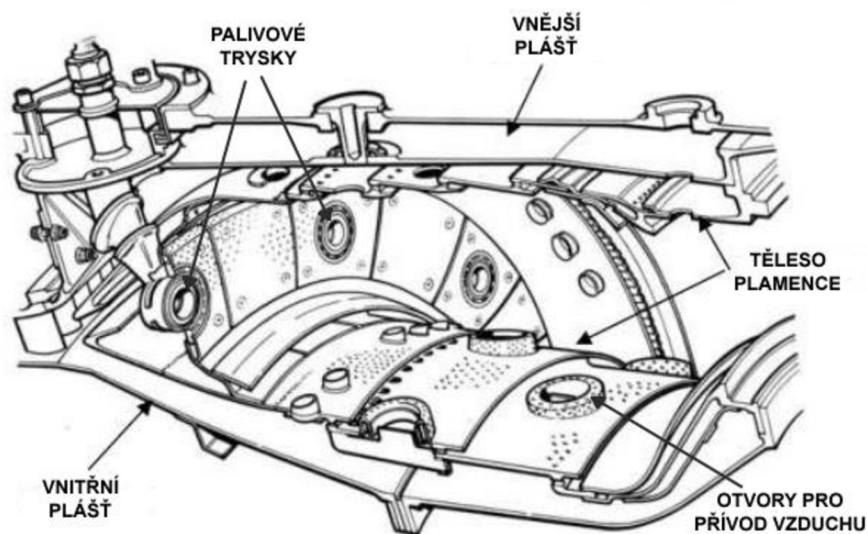
Předcházející design konstrukce vhodně rozvíjí koncepce CANNULAR. Jedná se opět o několik válcových plamenců, nejčastěji v počtu 6 - 16, které jsou ale rozloženy v anulárním plášti situovaném mezi kompresorem a turbínou. Rozdílem oproti předchozímu se stává jednotný přívod vzduchu pro všechny plamence, může tedy docházet k vzájemnému vlivu činitelů. Komory jsou také zpravidla propojeny průšlehovými trubkami (cross-over tubes). Ty slouží k vyrovnání tlaku mezi jednotlivými komorami a také k zapálení plamenů ve všech komorách od iniciátorů, které tak mohou být umístěny jen v některých spalovacích komorách. Usnadňuje to tak i rozjezd plynové turbíny. Spalovací komory mohou být souprůdné. V průmyslových a stacionárních aplikacích se však používá spíše typ protiprůdných komor [40], [8].



Obr. 16: Spalovací komory v uspořádání CANNULAR [45] (upraveno)

3.2.3 Koncepce spalovací komory ANNULAR

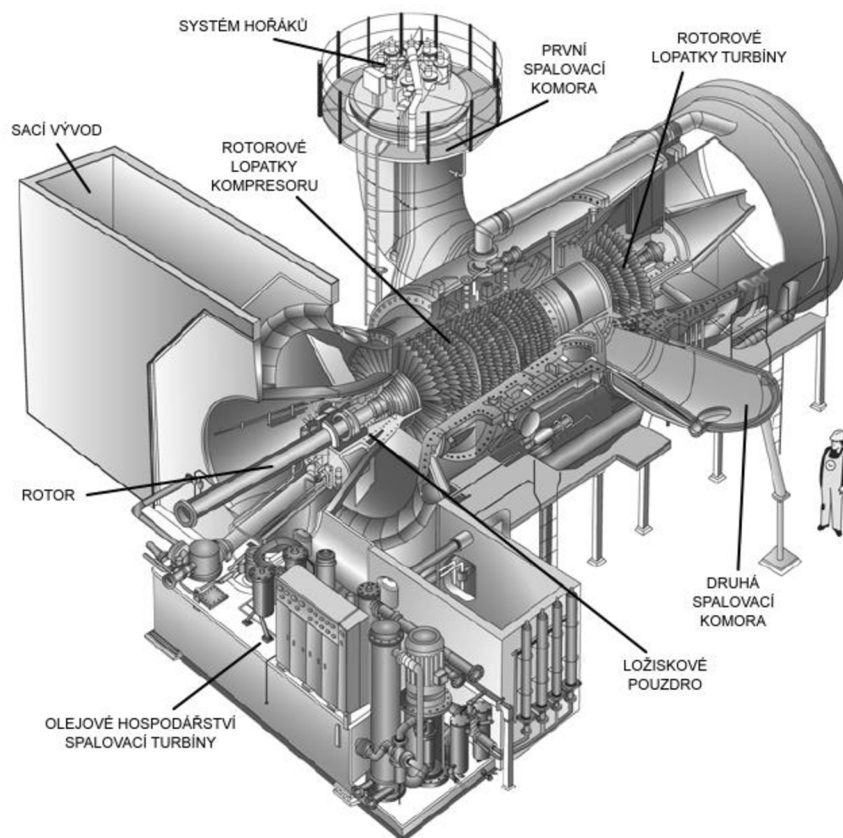
Koncepce ANNULAR, jak už z názvu vyplývá, představuje anuloidní tvar tělesa plamence umístěného jako jedno těleso uvnitř skříně. Výhodou se stává velmi vhodně vytvořená aerodynamická forma proudících spalin na vstupu do turbíny. Velkou předností koncepce je možnost maximálního využití objemu. Proto bývají komory výrazně objemově zatíženy. To umožňuje dosáhnout vyšší teploty, nebo používat palivo o nižší výhřevnosti. Stabilita plamene není silnou stránkou, ale obvykle nejsou problémy se zapalováním. Proto je ANNULAR oblíbenou koncepcí pro konstrukci leteckých motorů. Téměř vždy pracuje na souproudém principu [40], [8].



Obr. 17: Detail řezu spalovací komory koncepce ANNULAR [48] (upraveno)

3.2.4 Válcová spalovací komora typu SILO

Jedná se o zcela odlišnou konstrukci oproti předchozím. Konceptu SILO lze nalézt především u stacionárních průmyslových celků většího rozsahu. Pro jednu spalovací turbínu připadají obvykle jedna, nebo dvě velké válcové komory, které jsou typicky umístěné mimo těleso soustrojí. Na obrázku 18 je možné vidět konstrukční uspořádání SILO se dvěma spalovacími komorami (jedna z nich v řezu) ve vertikálním provedení, možné je však také horizontální provedení. Systém může být souprroudý i protiproudý. V případě protiproudé konstrukce vstupuje vzduch meziprostorem plamence a jeho skříní. Značná vzdálenost čela komory, kde jsou u nových konstrukcí umístěné hořákové soustavy, od statorových lopatek turbíny umožňuje vhodně ladit teplotní pole spalin. Výhodou této koncepce je jistě snadný přístup ke spalovací komoře [40]. Shrnutí i další informace pro ucelení přehledu koncepcí spalovacích komor jsou uvedeny v tabulce 3.

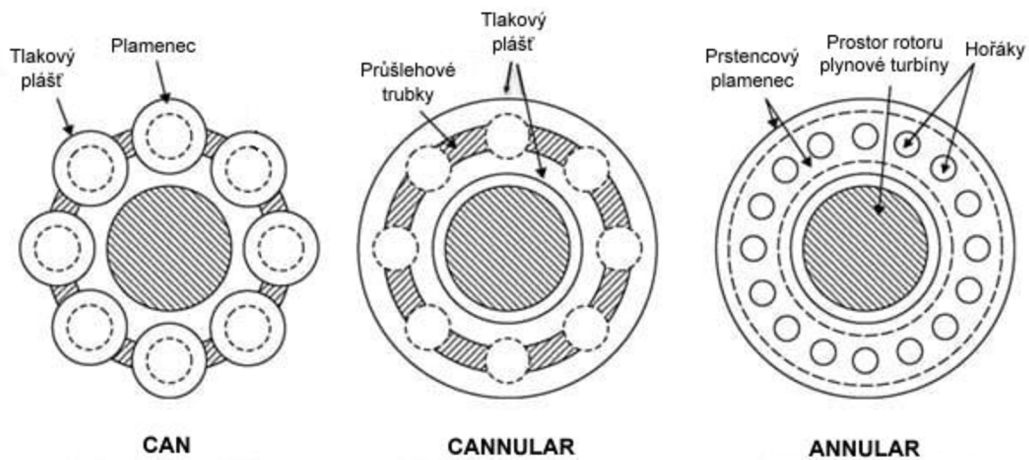


Obr. 18: SILO koncepce [40] (upraveno)

Tabulka. 3: Shrnutí představených koncepcí spalovacích komor - specifika, přednosti a nevýhody

Specifika koncepce	Přednosti (+)	Nevýhody (-)
CAN		
Každý plamenec uzavřen ve vlastním plášti	<ul style="list-style-type: none"> + Integrita komory bez vnějších vlivů ostatních komor + Stabilita hoření + Testování jednotlivých spalovacích komor + Jednoduchost zásahů v konstrukci (servis, výměna, demontáž) + Tuhost plamenců 	<ul style="list-style-type: none"> - Vyšší hmotnost - Obvodová nerovnoměrnost teplotního pole - Obtížné zapalování plamene po zhasnutí - Složitý tvar vyústění spalin do dýzové části turbíny může mít za následek vyšší tlakové a tepelné ztráty
CANNULAR (Tuboannular)		
Plamence naskládané v prostoru prstence uzavřeného pláštěm	<ul style="list-style-type: none"> + Umístění komor ve skříni mezi kompresorem a turbínou + Tuhost plamenců + Možnost testování (optimalizace) dílčích spalovacích komor + Menší tepelné ztráty 	
Společný přívod vzduchu pro plamence		<ul style="list-style-type: none"> - Interakce plamenců - Nerovnoměrnost rozložení vzduchu do dílčích plamenců
ANNULAR		
Konstrukce ve tvaru anuloidu (torusu)	<ul style="list-style-type: none"> + Ideální forma rozpoložení plamence z hlediska aerodynamiky spalin + Velmi nízké tlakové ztráty + Nižší hmotnost oproti ostatním koncepcím 	<ul style="list-style-type: none"> - Nízká změna rychlostního profilu v přiváděném vzduchu má za následek významné změny teplotního pole výstupních spalin - Nižší tuhost plamenců může způsobit nežádoucí zkroucení tvaru a pozměnit tak rychlostní profil - Ztížená rovnoměrnost rozdělení paliva a spalovacího vzduchu po obvodu
Komora zabudovaná v jednom konstrukčním celku kompresor-komory-turbína	<ul style="list-style-type: none"> + Velmi nízké tlakové ztráty + Velmi nízké tepelné ztráty + Využití objemu mezi kompresorem a turbínou 	<ul style="list-style-type: none"> - Složitost výroby a testování - Složitost zásahů v konstrukci (servis, výměna, demontáž)

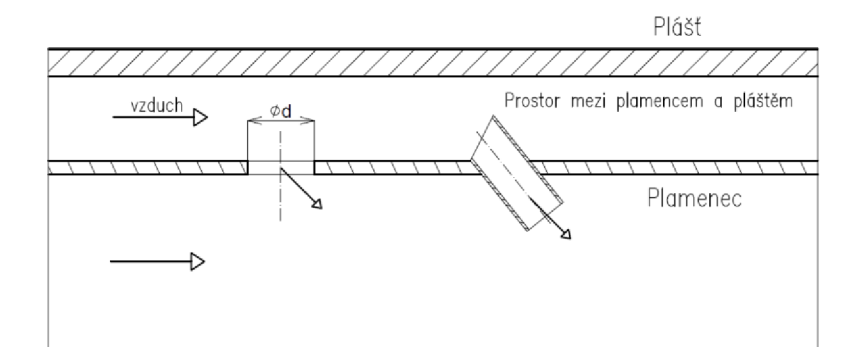
SILO		
Dílčí komory umístěné mimo těleso skříně se soustrojím	<ul style="list-style-type: none"> + Jednoduchost zásahů v konstrukci (servis, výměna, demontáž) + Tuhost konstrukce plamence + Neomezený prostor pro komory 	<ul style="list-style-type: none"> - Velký zastavěný prostor - Propojovací potrubí mezi soustrojím kompresor – komory – turbína má za následek vyšší tlakové ztráty - Vysoké tepelné ztráty - Nutnost samostatného tlakového pláště komory



Obr. 19: Klasifikace spalovacích komor – porovnání [49] (upraveno)

3.3 Stabilizace plamene

Pro návrh každé spalovací komory je velmi významným faktorem stabilizace plamene. Ta silně souvisí s rychlostí přiváděného spalovacího vzduchu do komory. Princip stabilizace stojí na dodržení jednoduché rovnice - kde rychlost proudu c , ve kterém je iniciován proces hoření, se rovná rychlosti hoření u , neboli $c = u$. Při dodržení předchozí rovnice zaujímá plamen stabilní polohu. Pokud je jedna z rychlostí vyšší než druhá, plamen je nestabilní a přesouvá se s proudem, nebo proti proudu. Zajištění tohoto principu se stává hlavním úkolem stabilizačního objektu umístěného v čele spalovací komory. Tuto funkci mohou zajistit i recirkulační proudy vznikající za otvory v plamenci (viditelné u komor kruhového tvaru). Používané jsou i kombinace obou předchozích [46].



Obr. 20: Přivádění vzduchu do plamence otvorem v plamenci vlevo, deflektorem vpravo (vytvořeno dle [46])

3.3.1 Stabilizátor typu vířič

Jedním z nejčastěji používaných stabilizátorů je plochý **vířič**. Jeho úlohou v rámci spalování plynného (případně kapalného) paliva je vytvoření **stabilizační zóny**. Proud vzduchu procházející vířičem mění svůj charakter, poněvadž z čistě kladných axiálních rychlostí se tvoří oblast malých kladných, nulových i záporných axiálních rychlostí. V oblasti za vířičem se tedy najednou tvoří i **zpětné toky**, které zajišťují dodržení podmínky $c = u$. Zóna zpětných toků, jak se také jinak stabilizační zóna nazývá, vzniká za vířičem pokud parametr víření $S > 0,4$. Ten je silně závislý na geometrii vířiče. Čím je hodnota parametru víření vyšší, zkracuje se délka plamene i zóna, kde dochází k recirkulaci. Hranice stabilizační zóny je pak charakteristická nulovou axiální rychlostí proudu a místem s nejvyšší turbulencí. Dále je prokázáno, že stabilizaci plamene ovlivňují další faktory jako střední rychlost v dómu komory, palivový poměr v oblasti a tlak či teplota na vstupu do spalovací komory. Přesné závěry stabilizační schopnosti navrhnuté konfigurace spalovací komory je možné stanovit až testováním konstrukce jako celku, nikoli usuzovat pouze z obecných doporučených stabilizačních kritérií nebo stabilizační schopnosti pouhého vířiče [46].



Obr. 21: Lopatkový vířič (vytvořeno v Solid Edge)

3.3.2 Mikrodifúzní systém stabilizace

Trochu specifickou variantu stabilizace využívá konstrukce spalovací komory postavená na mikrodifúzním způsobu spalování. Ten, jak už z názvu vyplývá, pracuje na principu rozdělení plamene na soubor malých částí – mikrodifúzních plamínek. **Rozdrobení plamene** vede ke zkrácení délky plamene a tedy ke zmenšení objemu primární zóny. Objemové zatížení mikrodifúzního systému dosahuje i trojnásobku oproti konstrukci komory s vířičem. Dochází také ke **zrychlení chemických reakcí**, protože procházejí menší zónou hoření. Vyšší rychlost hoření (i kolem 3 ms) kladně ovlivňují komplikované turbulence a vířivé pohyby. Matematicky je rychlost hoření v závislosti na turbulenci vyjadřována pulzační složkou rychlosti v turbulentním proudu. Mezi výhody hořáků s mikrodifúzním spalováním lze vyzdvihnout [8]:

- vysokou účinnost spalování v širokém rozsahu provozu,
- rovnoměrné teplotní pole spalin na výstupu,
- velmi nízké tlakové ztráty,
- použití stabilizačního hořáku není vyžadováno,
- a autoregulační schopnost, o které bude pojednáno dále.

Délka mikrodifúzních plamenů je ovlivněna hmotnostními průtoky paliva a spalovacího vzduchu. V případě zmenšování délky plamenů se snižuje hmotnostní průtok vzduchu do primární oblasti spalování. To v systému mikrodifúzních plamenů při zvyšování celkového přebytku vzduchu zajišťuje **autoregulace**. Přebytečný vzduch totiž neproudí do primární oblasti, ale proudí vně, a tak navyšuje přebytek vzduchu na konci spalovací komory, nikoli v primární, resp. v recirkulační zóně. Změna celkového přebytku vzduchu na konci komory tedy díky autoregulační schopnosti výrazně neovlivní složení reagující směsi v recirkulační zóně. Z tohoto důvodu dosahují mikrodifúzní hořáky vysoké účinnosti, a to v širokém rozsahu celkového přebytku vzduchu. To se stává velkou výhodou oproti stabilizaci centrálního plamene vířičem [8].

Stabilizaci plamene ve spalovací komoře se již zabývalo mnoho experimentálních prací. Na mnohé z nich je odkázáno v knize Spalovací komory spalovacích turbin [8]. Z těchto studií charakteristik stabilizace plamene pro různé konfigurace mimo jiné vyplývá, že existují dvě hranice stability plamene při sledování závislosti výstupní rychlosti ze stabilizátoru. Jedná se o vliv charakteristiky spalované směsi [8]. Proto o ní bude pojednáno v další podkapitole.

3.4 Charakteristika spalované směsi

Poměr paliva a vzduchu přiváděného do primární zóny výrazně ovlivní provoz spalovací komory. Obecně lze vyjádřit tři oblasti spalované směsi, a to pomocí hodnot přebytku přiváděného spalovacího vzduchu α , resp. přebytku přiváděného paliva β [8].

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\dot{m}_{vzd,stech}} = \frac{1}{\beta} \quad (3.2)$$

Jedná se o oblasti spalování **bohaté směsi** ($\beta > 1$), **stechiometrické směsi** ($\beta = 1$) a **chudé směsi** ($\beta < 1$).

3.4.1 Chudá směs

Spalování chudé směsi je charakteristické vysokou účinností spalování, dobrým promícháváním paliva a spalovacího vzduchu, kdy se netvoří saze ani dým. Plamen chudé směsi bývá čirý, namodralý, nesvitivý. Dosahuje nižší střední teploty, od níž se odvíjí nižší emisivita, a tedy nižší zastoupení složky sálání. Z důvodu nižších teplot se netvoří termické NO_x . Vyšší množství spalovacího vzduchu přiváděného do komory způsobuje vyšší rychlosti na výstupu ze stabilizátorů. Nerovnoměrnost teplotního pole na výstupu bývá nízká [8].

3.4.2 Bohatá směs

Při spalování bohaté směsi jsou nižší rychlosti proudu na výstupu ze stabilizátoru. Směs se snáz zapaluje, dokonce i při nízkém tlaku a teplotě. Nevýhodou bývá špatné mísení paliva se spalovacím vzduchem, tvorba kouře a vyšší emise CO. Plamen bývá svítivý s vyšší emisivitou. Provoz stěžuje nerovnoměrnost teplotního pole na výstupu ze spalovací komory [8].

3.4.3 Stechiometrická směs

Spalováním stechiometrické směsi lze dosáhnout **maximálních hodnot** rychlosti chemických reakcí, teplot plamene a vznikajícího množství tepla za jednotku času. Při správném provozním nastavení bývá spalování účinné, bez tvorby koksu, dýmu a vyšších emisí CO, nebo jiných nespálených uhlovodíků. Avšak vysoké teploty způsobují teplotní namáhání vyššími sálavými toky z plamene. Tvorba emisí NO_x je proto také vyšší [8].

4 Vodík

Jak už bylo zmíněno v úvodu, současnou vizí vyspělých zemí je nastavení účinné strategie, která by vedla k redukci emisí skleníkových plynů. Jednou z cest je využití **energetického vodíku**. S tím je však spojena nutnost vyřešit řadu úskalí, která se týkají stěžejní fáze rozvoje **vodíkových technologií**, a těmi jsou efektivní a konkurenceschopná výroba, bezpečné skladování a transport vodíku.

Práce dále představí koncepci spoluspalování vodíku a zemního plynu. V první řadě by ale bylo vhodné vodík analyzovat, což bude úkolem této kapitoly. Hned v této fázi je dobré zmínit fakt, že vodík lze považovat pouze za **nosič energie**, nikoliv za primární zdroj. Z toho vyplývá, že vodík je nutné získávat různými technologicko-chemickými postupy z jiných energetických zdrojů.

4.1 Charakteristika vodíku

Vodík (Hydrogen) je nejlehčí chemický prvek a při pohledu do periodické tabulky (chemické označení H) vyplývá, že také nejmenší. Neboť jádro vodíku obsahuje pouze jeden proton. Tento prvek však vytváří až 2/3 substance ve vesmíru (hvězdy, plynné planety). Odhaduje se, že se podílí až na 30% hmotnosti Slunce. Je tak nezbytným reaktantem termojaderných reakcí v nitru této důležité hvězdy. Díky svému sklonu k vytvoření kovalentní vazby s ostatními prvky, se téměř nevyskytuje v jednoatomové formě. Při standardních podmínkách se tedy stává vodík bezbarvým netoxickým hořlavým dvouatomovým plynem (označován H₂), bez chuti a zápachu. Protože je vysoce reaktivní, nevyskytuje se téměř vůbec jako samostatná molekula. Na zemi jej nalezneme běžně ve formě chemických sloučenin - vody, uhlovodíků či zemního plynu a dalších. Čistý vodík je dostupný obvykle ve formě stlačeného plynu. V případě netěsností velmi rychle uniká a rozptýluje se do atmosféry. Neznečišťuje však žádným způsobem životní prostředí [50].

Vodík vytváří tři izotopy lišící se nukleonovým číslem – ¹H (protium - nejčastější), ²H (deuterium) a ³H (tritium) [50]. Další vybrané charakteristiky vodíku jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 4: Vybrané vlastnosti vodíku [9], [51], [52]

označení dvouatomové molekuly vodíku	H ₂
molekulová hmotnost	2,0157 [kg/kmol]
hustota při 0°C a 101 325 Pa	0,8988 [kg/m ³]
relativní hustota (k měrné hustotě suchého vzduchu)	0,0696
teplota tuhnutí	-259,3 [°C]
teplota kondenzace	-252,9 [°C]
první ionizační energie izolovaného atomu prvku	1312 [kJ/mol]
hořlavost	ano
objemová koncentrace pro výbušnost ve vzduchu	4 – 75 %
výhřevnost (LHV)	119,96 [MJ/kg]
měrné teplo při 0 °C a 101 325 Pa	1,276 [kJ/m ³ ·K]
tepelná vodivost při 0 °C a 101 325 Pa	0,604 [kJ/m·hod·°C]

4.2 Klasifikace vodíku

Na vodík můžeme nahlížet mnoha způsoby. Z technického hlediska se rozlišuje především dle zdrojů, ze kterých je získáván. Toto hledisko je úzce navázáno na problematiku uhlíkové stopy. Současně je tedy spojována **klasifikace vodíku** dle produkce CO₂ při jeho výrobě. Zde závisí především na tom, jaký **zdroj energie** byl použit při výrobě vodíku a jaké nároky ohledně tvorby CO₂ jsou spojené s provozovanou technologií. Ustálilo se tak několik typů vodíku, jež jsou označovány pojmy dle barev jako [53], [54].

- a) šedý vodík,
- b) modrý vodík,
- c) zelený vodík,
- d) bílý, růžový, hnědý, tyrkysový vodík a další.

V současnosti je produkována většina vodíku z fosilních paliv, a to především z ekonomických důvodů. Se způsobem této produkce lze spojit pojmy šedý a modrý vodík. Při produkci šedého vodíku vzniká poměrně velké množství CO₂, existují však technologie, kterými může být vznik, resp. únik CO₂ do atmosféry eliminován. Pokud tomu tak je, emise jsou sníženy na minimum a produkový vodík je označován jako modrý. V budoucnu se však počítá, že vodík bude vznikat pouze bezemisně. Tato vize je založena na výrobě vodíku **elektrolýzou vody**, jejímž zdrojem bude čistá energie, tedy obnovitelná. Takový vodík má největší potenciál pro strategii snižování emisí skleníkových plynů. Existují samozřejmě i jiné metody produkce vodíku, ty jsou blíže specifikovány v uváděných zdrojích [53], [55].

4.3 Výroba vodíku

Produkce vodíku by se dala v současnosti rozdělit do tří hlavních oblastí [53], [56]:

- vodík jako vedlejší produkt z chemických procesů;
- vodík jako produkt tzv. reformingu zemního plynu, případně bioplynu;
- vodík jako produkt elektrolýzy.

4.3.1 Parní reforming zemního plynu

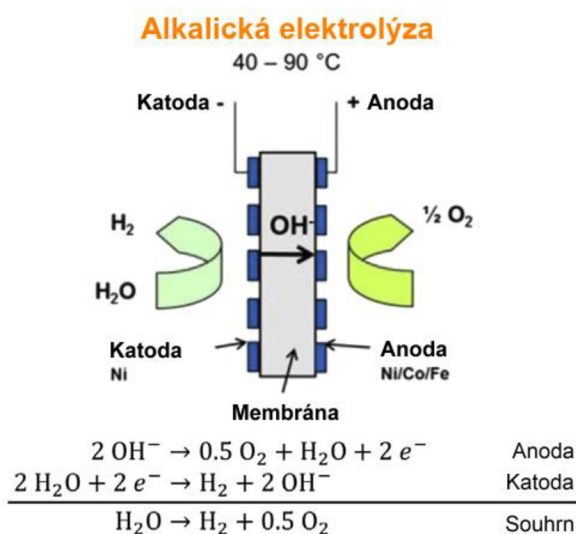
V současnosti nejvyužívanější metoda, kterou je vyrobeno **až 96 % vodíku**, je parní reforming zemního plynu. Dlouholetá zkušenost, relativní jednoduchost, a dosud především nejpříjemnější náklady hrají ve prospěch technologie parního reformingu [57]. Princip stojí na endotermické reakci zemního plynu a vysokoteplotní páry pod tlakem 3 – 25 bar, která probíhá při teplotách nad 800 °C a přítomnosti zpravidla Ni katalyzátoru. V první řadě je získáván tzv. syntézní plyn (směs CO a H₂). Následně dochází ke konverzi CO reakcí s vodní párou za vzniku H₂ a CO₂. Druhá z reakcí je slabě exotermická, jak je zřejmé z rovnice 4.2 [58].



Výrazným aspektem výroby vodíku parním reformingem zemního plynu jsou emise CO₂, které vznikají jako vedlejší produkt. Proto jsou v souvislosti s produkcí vodíku touto metodou hledány technologie pro zachytávání emisí CO₂, aby volně neodcházely do atmosféry, jak bylo uvedeno při vysvětlení pojmu modrého vodíku [59].

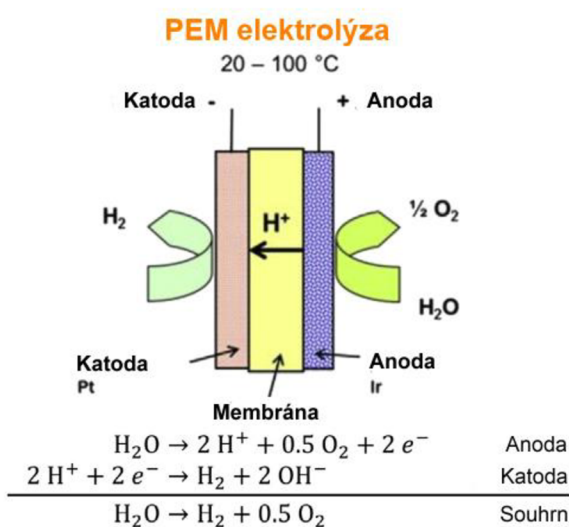
4.3.2 Elektrolýza vody

Princip elektrolýzy stojí na rozkladu chemické vazby mezi vodíkem a kyslíkem pomocí stejnosměrného elektrického proudu. Elektrolýzou vody, popřípadě solanky pochází v současnosti minoritní množství vodíku. Při pohledu do evropské vodíkové vize, by však měla elektrolýza hrát za několik let významnou roli [60]. Existuje několik technologií elektrolýzy [57]. **Alkalická elektrolýza** používá jako elektrolyt KOH, nebo NaOH o 25 – 30 % hmotnostní koncentraci. Technologie je průmyslově využívána více než 100 let, existují aplikace i MW výkonů. Přesto pro splnění nových požadavků, jako je schopnost účinně pracovat při nárazovém výkonu, vyžaduje tradiční konstrukce řadu modifikací [61].



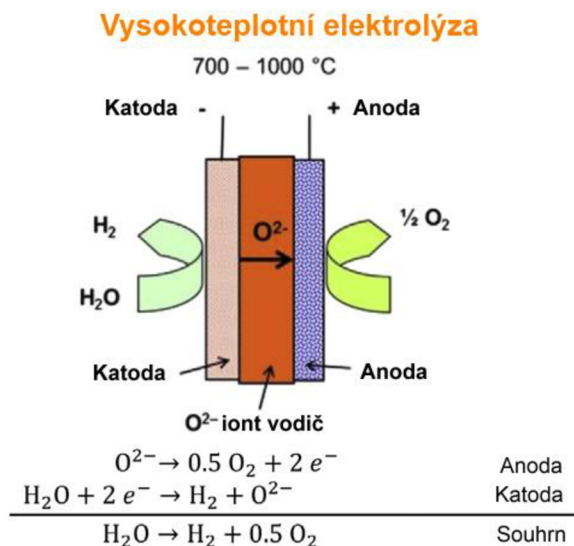
Obr. 22: Schématické znázornění pracovního principu alkalického elektrolýzoru [62] (upraveno)

Technologie **PEM elektrolýzy** využívá pevného elektrolytu proton-výměnné membrány. Účinnost PEM elektrolýzy, které se v současnosti věnuje značná pozornost, se pohybuje od 67 do 82 %. Metoda využívá porézní uhlíkové materiály, které vytváří katalytickou vrstvu elektrod. Tam probíhají elektrochemické reakce. Membrána i použití drahých kovů (např. jako katalyzátor) výrazně stojí za vysokými náklady PEM elektrolýzy [57].



Obr. 23: Schématické znázornění pracovního principu PEM elektrolýzoru [62] (upraveno)

Další možností je využití **vysokoteplotní elektrolýzy** vody. Ta se provozuje při teplotách až 900 °C. Část energie pro procesy je tak dodána ve formě tepla. Elektronů na katodě štěpí molekuly vody za vzniku vodíku a kyslíkového aniontu. Druhý zmíněný následně prochází pevným elektrolytem, který je tvořen Y (yttriem) stabilizovaným ZrO_2 . Účinnost dosahuje 90 % a více. Plány využití vysokoteplotní elektrolýzy počítají v budoucnu s napojením na zdroje vysoko-potenciálního tepla. Těmi mohou být jaderné reaktory IV. generace nebo koncentrační solární elektrárny v oblastech s vysokým potenciálem slunečního záření [57], [63].



Obr. 24: Schématické znázornění pracovního principu vysokoteplotního elektrolýzéro [62] (upraveno)

4.4 Vodíková strategie ČR v roce 2021

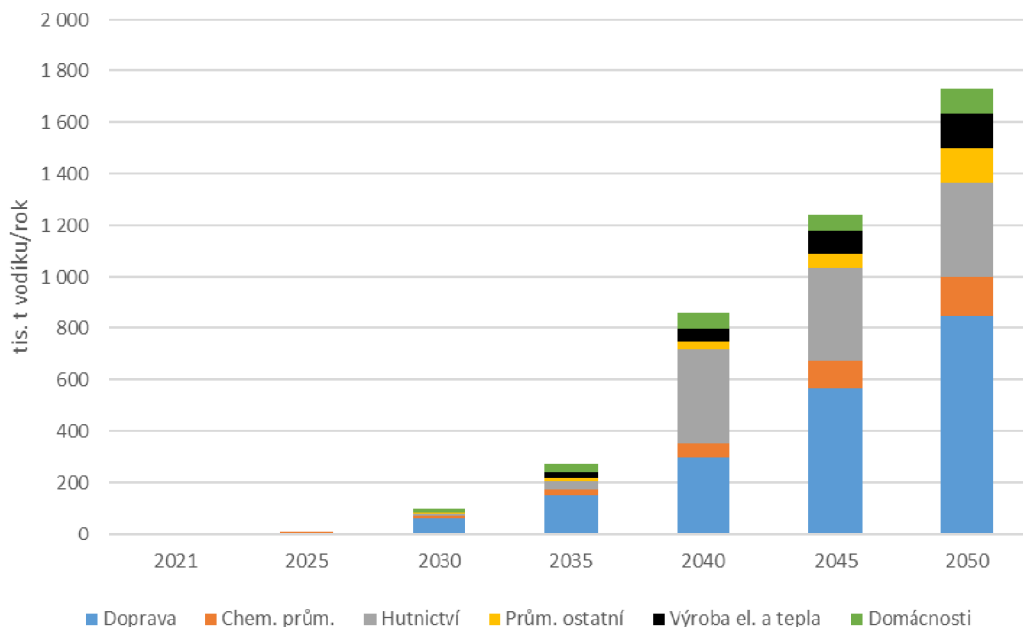
V létě roku 2021 představila svoji vodíkovou strategii také Česká republika, a to v kontextu „**Vodíkové strategie pro klimaticky neutrální Evropu**“. Strategie je založena na snaze evropských států dosáhnout klimatické neutrality do roku 2050. Cílem je redukce emisí skleníkových plynů, aniž by to negativně ovlivnilo plnění hlavních cílů Evropské unie [64]. Dokument popisuje výchozí stav a prezentuje cíle při odhadu možného vývoje v časovém horizontu následujících třiceti let. Dosažení redukce skleníkových plynů a zároveň podpory hospodářského růstu chce strategie postavit na čtyřech pilířích [54]:

- výroba nízkouhlíkového vodíku,
- využití nízkouhlíkového vodíku,
- doprava skladování vodíku,
- vodíkové technologie.

Strategie však poměrně reálně, vzhledem k současnému stavu a výhledu české energetiky, počítá s tím, že v podmínkách tuzemsku **nebudou vznikat velké přebytky energie** z obnovitelných zdrojů, pro které by bylo nutné hledat využití, například právě ve formě vodíku. Růst výroby a využití vodíku bude spíše důsledkem tlaku na dekarbonizaci, jak už se ukazuje v současných návrzích Evropské komise. Tato transformace dopravy, průmyslu i energetiky by však měla přinést řadu nových příležitostí, které se posléze stanou **stimulem** evropské ekonomiky. Milníky a systémy podpory k dosažení cíle se chystá strategie pravidelně aktualizovat, a to v minimálně tříletém cyklu [54].

Preferované oblasti rozvoje vodíkových technologií a infrastruktury popisuje analytická část, v ní jsou zachycené i současné odhady potřeby vodíku v roce 2050 – přibližně

1 728 tis. tun nízkouhlíkového vodíku. Ten by se mohl využívat především v dopravě, v hutnictví při výrobě surového železa, v chemickém průmyslu a okrajově v energetice a domácnostech [54]. Prognóza růstu spotřeby nízkouhlíkového vodíku je zachycena v následujícím grafu.



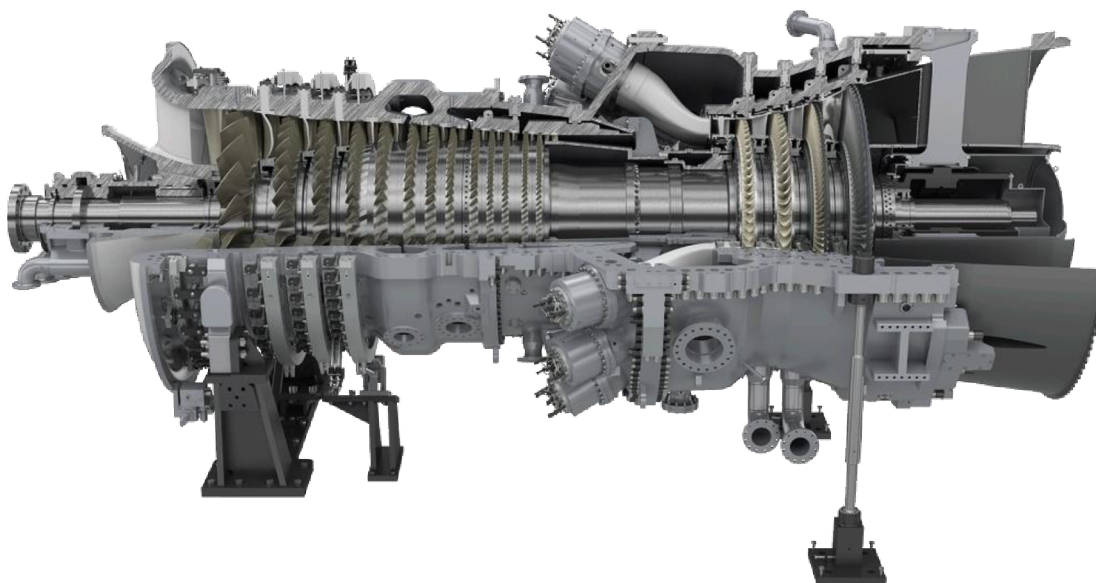
Obr. 25: Prognóza budoucí spotřeby nízkouhlíkového vodíku v jednotlivých odvětvích ČR [54]

„Přínos obnovitelných zdrojů k výrobě vodíku a efektivita výroby nikdy nemohou být, kvůli našim přírodním podmínkám, na stejné úrovni jako v přímořských zemích nebo v zemích, které leží blíže rovníku“, proto koncepce počítá při výrobě nízkouhlíkového vodíku i s využitím technologií CCS/CCU při využití zemního jako primárního energetického zdroje nebo pyrolýzního rozkladu různých typů organického odpadu. Využití těchto technologií bude pravděpodobně narážet v tuzemsku na své limity, proto strategie počítá s **dovozem nízkouhlíkového vodíku** plynovody ze zahraničí [54].

Jeden ze specifických cílů tak přímo navazuje na poslední souvětí předchozího odstavce, jedná se o cíl pod názvem **připravenost infrastruktury** na dopravu a skladování vodíku. Koncepce počítá s formou čistého vodíku nebo směsi vodíku s metanem. Bylo by tak nutné realizovat buď tzv. **repurposing** (úprava sítě pro přepravu čistého vodíku), resp. **retrofitting** (úprava sítě pro přepravu směsi vodíku a zemního plynu, popř. syntetického metanu). Pro splnění je ale nutné připravit infrastrukturu jak z technického hlediska, tak z hlediska legislativního a regulačního [54], [65], [66].

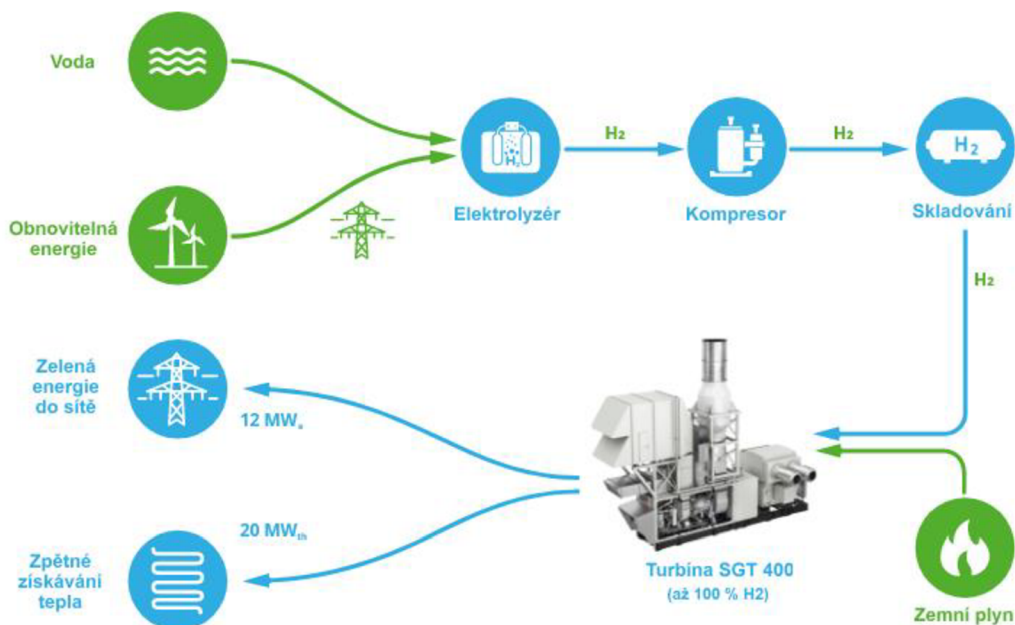
4.5 Vodíkové technologie při spalování

Za bariéru současného výraznějšího rozvoje vodíkových technologií lze považovat **náklady**. Jedná se především o produkci vodíku, skladování a dopravu, které nejsou ekonomicky konkurenční technologickým alternativám. Dále v některých evropských zemích chybí připravená legislativa pro provoz. Vyšší náklady však jsou pozorovateli považovány za dočasné [67]. Neboť dynamika technologického rozvoje a světové geopolitické události mění tržní prostředí doslova ze dne na den [68]. Mimo těchto těžko předvídatelných změn může ekonomičnost vodíkových technologií podpořit především impuls ze strany poptávky. Mezi další fakt patří, že sektor energetiky nemusí při rozjezdu vodíkových technologií začínat už tzv. od píky. Řadu let existují především v průmyslu zařízení úspěšně pracující s vodíkem [53], [69]. Je však možné dívat se i do minulosti. Jeden z příkladů, který téměř skončil ve šrotu, jsou 100 let staré vodíkové kompresory ze severočeské továrny na výrobu mýdla [70]. Co se týče následujících let, jsou schválené a nastartované zajímavé projekty s výraznějším **zapojením vodíkových technologií**. V energetice nechtějí zaspát především přední **turbinářské společnosti**. Americká společnost GE realizuje projekty spalovacích komor spalujících směs vodíku a zemního plynu nejen na severoamerickém kontinentu, ale i v jižní Evropě nebo Austrálii. Vzhledem k tomu, že plynové turbíny mohou pracovat z podstaty s flexibilní palivovou základnou, mohou být současné provozy konfigurovány pro provoz vodíku. Rozsah úprav samozřejmě závisí na současné koncepci provozů, jako i na požadované koncentraci vodíku v plyné směsi [71], [72]. Výroba elektrické energie využívající vodík v palivu bude v nejbližších dnech spuštěna v paroplynové elektrárně **Long Ridge Power Plant** s výkonem 485 MWe. Testy mísení vodíku a zemního plynu byly dokončeny na konci března 2022. Spalovací turbína GE 7HA.02 od společnosti GE Gas Power je schopna v současnosti přimíchávat **15 až 20 obj. % H₂**. Vodík je vedlejším produktem nedalekého průmyslového zařízení [73]. Pozadu samozřejmě nechce být ani evropský turbinářský konkurent Siemens. Ten na americkém kontinentu realizuje stavbu dvou turbín SGT6-5000F se schopností spalovat **až 30 obj. % H₂**. Sloužit by měly jako záložní a stabilizační zdroje přenosové soustavy v oblasti Nebrasky [74].



Obr. 26: Řez modelem spalovací turbíny SGT6-5000F společnosti SIEMENS ENERGY [75]

V Evropě byl v roce 2020 spuštěn čtyřletý projekt **HYFLEXPOWER**. Jedná se o inženýrský vývoj a instalaci zařízení na výrobu, skladování a dodávku vodíku [75].



Obr. 27: Schématické znázornění vize projektu HYFLEXPOWER [75]

Jak je vidět na předchozím obrázku, součástí pilotního závodu ve francouzské papírně Saillat-sur-Vienne by měla být také plynová turbína SGT-400 o výkonu 12 MWe se spalováním směsi vodíku a zemního plynu. Na projektu se podílí konsorcium evropských společností a univerzit. Rozpočet podporovaný EU činí 15,2 mil. €. V květnu 2022 dorazil na místo elektrolyzátor pro výrobu zeleného vodíku [75].

Přeměna dosavadních spalovacích turbín ke změnám palivové základny, především H₂, je spojena spíše s modifikacemi menšího rozsahu. Obecně z důvodu vodíku musí růst objemy potrubí a s ním spojených armatur, ale velikost kompresní i turbínové části se měnit nemusí. Na vyšší zastoupení H₂ ve směsi však musí reagovat spalovací komory. A to kvůli explozivnější povaze a větším rozsahu vhodných podmínek k samovznícení. Spalování vodíku je poměrně rychlé, tedy v případě kinetického spalování hrozí zpětné prošlehávání plamene. Opatření vyžaduje i dosažení vyšších teplot, které jsou spojeny, jak už bylo uvedeno dříve s nárůstem emisí NO_x [67].

5 Teorie bilančních výpočtů spalování plyných paliv

V kapitole Teorie bilančních výpočtů spalování plyných paliv představena metodika výpočtu spalování směsí plynů, která uvažuje z hlediska termodynamiky spalovací směs za směs ideálních plynů.

5.1 Stechiometrie spalování směsi vodíku a zemního plynu

Určení hmotnostní bilance spalovacího procesu je hlavní náplní statiky spalování. Jak už bylo uvedeno v kapitole spalování plyných paliv, hlavním úkolem je nastavit spalování tak, aby probíhalo efektivně, tj. aby došlo k dokonalé oxidaci hořlavých složek směsi plyného paliva. Tyto složky směsi (CH_4 , C_2H_6 , CO , H_2 a další) jsou totiž nositelem uvolněné tepelné energie. Nástrojem statiky spalování je stechiometrie, jejíž podstatou je určit kvantitativní parametry potřeb spalovacího vzduchu. Metodiku těchto rovnic a výpočtů vhodně uvádí literatura [16] a [46].

Obecný předpis pro stechiometrickou reakci je následovný:

Plynná hořlavá složka paliva + (vzdušný) kyslík => spaliny + uvolněné teplo.

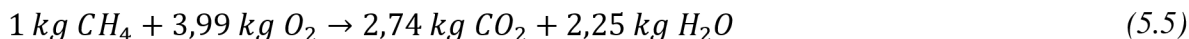
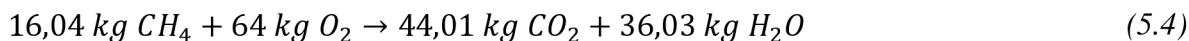
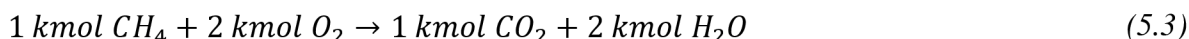
Obecný zápisu chemických reakcí uhlovodíků, základní stavební jednotky zemního plynu, je následovný



Dle předchozí rovnice lze zapsat oxidační reakce konkrétních složek spalované směsi, pro názornost je zapsána rovnice hoření metanu.



Pro dokonalou oxidaci molekuly metanu dále platí



Analogicky lze vyjádřit rovnicemi oxidaci dalších uhlovodíků. V případě mnohasložkového plynu lze vhodně využít ekvivalentního složení plynu, tj. hmotnostního rozložení plynu na elementární prvky e – vodík, uhlík, síru, dusík a kyslík.

$$w_H + w_C + w_S + w_N + w_O = 1 \quad (5.6)$$

Pro názornost je uveden výpočet ekvivalentní části vodíku v metanu o hmotnostní koncentraci w_{CH_4} v palivové směsi

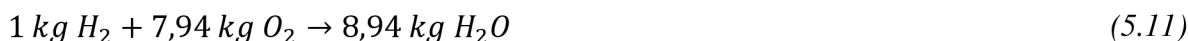
$$w_H = \sum_{i=1}^n \frac{M_H \cdot y_i}{M_{CH_4}} \cdot w_{CH_4} \quad (5.7)$$

Zjednodušení se projeví tím, že další výpočet probíhá pouze se třemi rovnicemi (popř. dvěma, pokud palivo neobsahuje síru, popř. její sloučeniny), které uvažují sumární hodnoty spalitelných prvků, ze kterých jsou složeny jednotlivé složky plynné směsi. Hmotnostní podíl vodíku a uhlíku v uhlovodíkových složkách paliva (kde $i = CH_4, C_2H_6, C_3H_8$, a další) mohou být vypočteny takto

$$w_H = \sum_{i=1}^n w_{H,i} \cdot H_i + w_{H_2} \quad (5.8)$$

$$w_C = \sum_{i=1}^n w_{C,i} \cdot C_i \quad (5.9)$$

Stechiometrické rovnice spalování uhlíku a vodíku jsou obecně známé, proto jsou uvedeny pouze výsledné slučovací stavy, ze kterých vyplývá hmotnostní bilance v kg



Pro uhlovodíková paliva se dále určuje tzv. charakteristický poměr.

$$\Omega = \frac{w_H}{w_C} \quad (5.12)$$

5.1.1 Určení stechiometrického množství kyslíku, resp. spalovacího vzduchu

Z předchozího zápisu oxidační reakce metanu vyplývá, že k dokonalému spálení 1 kg této hořlaviny je potřebné přivést téměř 4 kg kyslíku. Pro případné převedení hmotnostního množství kyslíku na objemové je vhodné využít hustotu kyslíku.

Součtem kyslíků pro jednotlivé složky směsi vynásobené hmotnostními koncentracemi dílčích složek směsi je možné vyjádřit stechiometrické množství kyslíku pro spálení jednoho kilogramu hořlaviny

$$m_{O_2, \text{stech}} = \sum_{i=1}^n w_i \cdot m_{O_2, i} \quad (5.13)$$

$m_{O_2,i}$ znázorňuje množství stochiometrického kyslíku potřebného ke spálení kg dílčí hořlaviny a w_i podíl jejího hmotnostního zastoupení. Používaným okysličovadlem je však atmosférický vzduch (zatím bez uvažování vlhkosti) o uvažované hmotnostní koncentraci kyslíku (0,232).

$$m_{vzd,stech,suchy} = \frac{m_{O_2,stech}}{w_{O_2}} \quad (5.14)$$

Atmosférický vzduch obsahuje jisté množství vlhkosti, které se připočte ke konečnému množství následovně

$$m_{vzd,stech} = m_{O_2,stech,suchy} \cdot \left(1 + 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \right) \quad (5.15)$$

kde závorka představuje vztah pro výpočet množství měrné vlhkosti. Měrná vlhkost udává hmotnost vlhkosti připadající na 1 kg suchého vzduchu.

Ve spalovací technice se běžně užívá tzv. palivový poměr, jenž udává hmotnost paliva, které připadá na kg vlhkého vzduchu. Obrácená hodnota pak vyjadřuje, kolik je kg vlhkého vzduchu je potřeba ke spálení kg paliva. Viz následující dvě rovnice

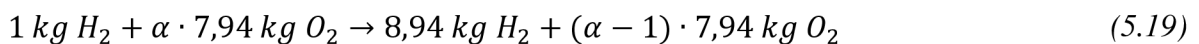
$$f_{stech} = \frac{m_{pal}}{m_{vzd}} \quad (5.16)$$

$$a_{stech} = \frac{1}{f} \quad (5.17)$$

Většina realizovaných spalovacích reakcí probíhá nikoliv při stochiometrických stavech paliva a okysličovadla, ale při přebytku spalovacího vzduchu definovaného rovnicí

$$\alpha = \frac{m_{vzd}}{m_{vzd,stech}} = \frac{f_{stech}}{f} \quad (5.18)$$

Rovnice spalování vodíku s přebytkem spalovacího vzduchu by byla ve tvaru



Tedy celkové potřebné množství vlhkého vzduchu při uvažovaném přebytku rovno

$$m_{vzd} = m_{vzd,stech} \cdot \alpha \quad (5.20)$$

Pro konkrétní parametry složení směsi vodíku a zemního plynu bude prezentován výpočet termodynamických vlastností a charakteristik spalování v kapitole 6.

5.1.2 Určení stechiometrického množství spalin

V typickém plynném palivu jsou mimo spalitelných složek obsaženy i složky inertní. Ty je nutné uvažovat i při termodynamickém výpočtu vlastností spalin, které vznikají typicky jako produkty oxidačních reakcí. Spaliny obecně lze charakterizovat jako směs stechiometrických spalin a vlhkého vzduchu.

Při stechiometrickém spalení plynného paliva při teplotách do cca 1500 °C najdeme ve spalinách jisté množství vodní páry X_{H_2O} , oxid uhličitý X_{CO_2} a dusíku X_{N_2} ve formě dvouatomové molekuly (pokud by se v palivu vyskytovala síra nebo její sloučeniny, tak i oxidu siřičitého). Nad teplotou 1500 – 1600 °C dochází k disociaci, tj. rozpadu produktů spalování na výchozí prvky (O, H, OH, N, CO).

Rovnice 5.21, 5.22, 5.23 představují určení množství dílčích spalin. V nich je nutné si uvědomit započtení H_2O , CO_2 a N_2 obsažených v přiváděném vzduchu. Molekuly CO_2 a N_2 jsou mimo jiné také částmi inertními složkami plynných paliv.

$$m_{H_2O}^{sp} = \sum_i m_{H_2O,i}^{sp} \cdot w_i + m_{vzd} \cdot w_{H_2O}^{vzd} \quad (5.21)$$

$$m_{CO_2}^{sp} = \sum_i m_{CO_2,i}^{sp} \cdot w_i + w_{CO_2}^{pal} + m_{vzd} \cdot w_{CO_2}^{vzd} \quad (5.22)$$

$$m_{N_2}^{sp} = w_{N_2}^{pal} + m_{vzd} \cdot w_{N_2}^{vzd} \quad (5.23)$$

Při stechiometrickém spalování 1 kg směsi ekvivalenčního složení v kyslíkové atmosféře obdržíme stechiometrické spaliny tohoto složení

$$(X_{H_2O}) + (X_{CO_2}) + (X_{N_2}) - (X_{O_2}) = 1 \quad , \quad (5.24)$$

$$(8,94 \cdot w_H + w_{H_2O}) + (3,66 \cdot w_C + w_{CO_2}) + w_N - (7,94 \cdot w_H + 2,66 \cdot w_C) = 1 \quad . \quad (5.25)$$

6 Bilanční výpočtový návrh spalování směsi vodíku a zemního plynu

V následující kapitole bude představen **bilanční návrh spalovací komory** pro spalování směsi zemního plynu, popř. zemního plynu a vodíku. Výpočet probíhal na základě několika rovnic. Pro zjednodušení zápisu a snadný přepočet byl využit software **Engineering Equation Solver (EES)**. Provedený postup byl v následujícím pořadí

- určení termomechanických vlastností vodíku a zemního plynu;
- směšování vodíku a zemního plynu – přepočet důležitých vlastností plyné směsi;
- stechiometrie spalování směsi vodíku a zemního plynu;
- spalování směsi vodíku a zemního plynu s přebytkem vzduchu;
- návrh dimenze spalovacího hořáku.

6.1 Určení termomechanických vlastností vodíku a zemního plynu

Nejprve bude uveden postup určení termomechanických vlastností vodíku a zemního plynu, resp. jednotlivých složek této plyné směsi. Složení zemního plynu je uvedené v následující tabulce 5. Vychází z Protokolu naměřených průměrných hodnot v uzlovém bodě Velké Němčice za měsíc září 2021 [76].

Tabulka 5: Složení zemního plynu (dle Protokolu naměřených průměrných hodnot v uzlovém bodě Velké Němčice za měsíc září 2021)

i	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	CO ₂	N ₂
[mol%]	96,816	2,175	0,182	0,095	0,25	0,481

Ihned tedy mohla být využita velká přednost softwaru EES, a to velká knihovna termofyzikálních vlastností (Thermophysical properties) a jejich závislostí na stavových veličinách. Za vztažený stav pro určení vlastností i další výpočty byly uvažovány tyto podmínky:

- teplota 20 °C, resp. 293,15 K;
- tlak 101 325 Pa.

V tabulce 6 je uveden přehled termodynamických vlastností, které byly opatřeny. Ty jsou rozděleny na vlastnosti, jejichž hodnoty jsou a nejsou závislé na podmínkách prostředí. Na základě zjištěných hodnot byly ještě dopočteny Poissonovy konstanty a měrné plynové konstanty pro dílčí plyny.

Tabulka 6: Zjišťované, dopočtené termomechanické vlastnosti jednotlivých složek plyné směsi

Vlastnosti závislé na podmínkách prostředí	Hustota jednotlivých složek zemního plynu	ρ_i
	Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	$c_{p,i}$
	Měrná tepelná kapacita za konst. objemu	$c_{v,i}$
Vlastnosti nezávislé na podmínkách prostředí	Molární hmotnost	M_i
	Výhřevnost (LVH)	$Q_{mass,i}^r$
Dopočtené vlastnosti	Poissonova konstanta	$\kappa_i = \frac{c_{p,i}}{c_{v,i}}$
	Měrná plynová konstanta	$r_i = c_{p,i} - c_{v,i}$

V následující tabulce 7 jsou pro jednotlivé složky zemního plynu a také pro vodík uvedeny konkrétní hodnoty vlastností dle předchozí tabulky. Ty se stávají základem pro další výpočty.

Tabulka 7: Termomechanické vlastnosti jednotlivých složek zemního plynu a vodíku

j	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	CO ₂	N ₂	H ₂
ρ [kg/m ³]	0,6669	1,25	1,833	2,416	1,83	1,165	0,08381
c_p [kJ/kgK]	2,225	1,74	1,633	1,663	0,8362	1,038	14,33
c_v [kJ/kgK]	1,707	1,463	1,445	1,52	0,6472	0,7409	10,21
M [kg/kmol]	16,04	30,07	44,1	58,12	44,01	28,01	2,016
Q_{mass}^r [kJ/kg]	50 023	47 508	46 330	45 348	0	0	119 946
κ [-]	1,304	1,189	1,13	1,094	1,292	1,401	1,404
r [kJ/kgK]	0,5183	0,2765	0,1885	0,143	0,1889	0,2968	4,124

6.2 Směšování vodíku a zemního plynu – přepočítání důležitých vlastností plyné směsi

V rámci další podkapitoly bude představen výpočet termodynamických vlastností pro plyné směsi vodíku a zemního plynu o různých koncentracích jejich složení. Na základě změn složení koncentrace jednotlivých složek plyné směsi dochází ke změnám hodnot termofyzikálních vlastností. Postup byl následovný

a) přepočítání molární koncentrace

Uživatel při výpočtu může stanovit molární koncentraci přídavku vodíku v rozmezí. Pro reálnou aplikaci se předpokládá molární koncentrace H₂ v rozmezí 0 - 25.

$$x_{H_2, mol\%}^{mix} = 0 \div 25 \quad (6.1)$$

Na základě určení molární koncentrace H₂, dochází ke změně molární koncentrace ostatních složek zemního plynu podle vztahu:

$$x_{i, mol\%}^{mix} = x_{i, mol\%} \cdot \frac{100 - x_{H_2, mol\%}^{mix}}{100} \quad (6.2)$$

Celkový součet všech molárních koncentrací musí být vždy roven 100.

$$x_{mol\%}^{mix} = \sum_i^n x_{i, mol\%}^{mix} + x_{H_2, mol\%}^{mix} = 100 \quad (6.3)$$

b) převedení molární koncentrace na hmotnostní zlomky (index j značí kromě složek zemního plynu také přítomnost H_2)

Molární procenta jednotlivých složek (včetně H_2) jsou převedeny na molární zlomky, jejichž suma dosahuje hodnoty jedna.

$$x_j^{mix} = \frac{x_{j,mol\%}^{mix}}{100} \quad (6.4)$$

Pomocí molárních zlomků je možné vyjádřit molární hmotnost plyné směsi.

$$M_a^{mix} = \sum_j^m (M_j \cdot x_j^{mix}) \quad (6.5)$$

Následně jsou molární zlomky převedeny na zlomky hmotnostní, dle následujícího přepočtu.

$$w_j^{mix} = \frac{M_j \cdot x_j^{mix}}{M_a^{mix}} \quad (6.6)$$

Jako kontrola slouží suma všech hmotnostních zlomků.

$$w_{mass}^{mix} = \sum_j^m w_j^{mix} = 1 \quad (6.7)$$

c) výpočet hustoty plyné směsi

Pro jednoduchost výpočtu je uvažován plyn za ideální. Takový plyn se řídí dle stavové rovnice. Chybějící molární plynovou konstantu směsi vyjadřuje rovnice v bodě d).

$$\rho^{mix} = \frac{1}{v^{mix}} = \frac{p_o}{r^{mix} \cdot T_o} \quad (6.8)$$

d) výpočet měrné plynové konstanty plyné směsi

$$r^{mix} = \sum_j^m (r_j \cdot w_j^{mix}) \cdot 1000 \quad (6.9)$$

e) výpočet Poissonovy konstanty plyné směsi

$$\kappa^{mix} = \frac{\sum_j^m (\kappa_j^{mix} \cdot x_j^{mix})}{\kappa_j^{mix} - 1} \quad (6.10)$$
$$\kappa^{mix} = \frac{\sum_j^m \frac{x_j^{mix}}{\kappa_j^{mix} - 1}}{\sum_j^m \frac{x_j^{mix}}{\kappa_j^{mix} - 1}}$$

f) výpočet výhřevnosti plynné směsi

Celková výhřevnost směsi je suma násobků výhřevnosti jednotlivých složek plynné směsi a hmotnostních zlomků.

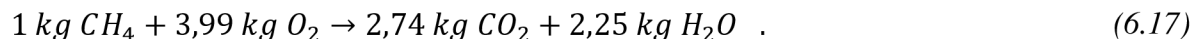
$$Q_{mass}^{mix} = \sum_j^m Q_{i,m}^r \cdot w_i^{mix} \quad (6.11)$$

6.3 Stechiometrie spalování směsi vodíku a zemního plynu

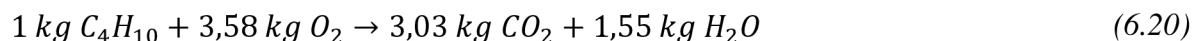
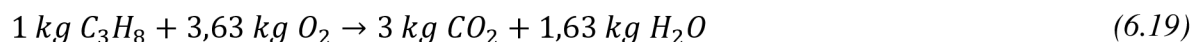
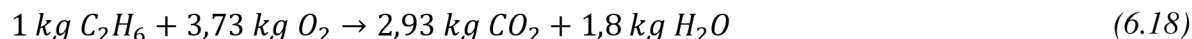
Nyní bude pozornost přesunuta ke spalování. Určení hmotnostní bilance spalovacího procesu je hlavní náplní statiky spalování. Jak už bylo uvedeno v kapitole spalování plyných paliv, hlavním úkolem je nastavit spalování tak, aby probíhalo efektivně, tj. aby došlo k dokonalé oxidaci hořlavých složek směsi plyného paliva. Oxidační reakce konkrétních složek spalované směsi jsou představené v následující rovnicích, nejprve pro uhlovodíkové molekuly.



Pro dokonalou oxidaci molekuly CH_4 dále platí, jak bylo uvedeno v 5. kapitole



Analogicky lze vyjádřit rovnicemi oxidaci dalších přítomných uhlovodíků.



Pro molekuly H_2 platí





6.3.1 Výpočet stechiometrického množství kyslíku, resp. spalovacího vzduchu

Z předchozího zápisu oxidační reakce CH_4 vyplývá, že k dokonalému spálení 1 kg této hořlaviny je potřebné přivést téměř 4 kg kyslíku. Pro převedení hmotnostního množství kyslíku na objemové je vhodné využít hustotu kyslíku. Sečtením potřebných množství kyslíku pro reakce jednotlivé složky směsi vynásobenými hmotnostními koncentracemi dílčích složek směsi je možné vyjádřit celkové stechiometrické množství kyslíku pro spálení jednoho kilogramu hořlaviny.

$$m_{O_2,stech}^{mix} = \sum_j^m w_i \cdot m_{O_2}^{kg,i} \quad (6.24)$$

kde $j = CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, H_2$; a m_{O_2} znázorňuje množství stechiometrického kyslíku potřebného ke spálení kg hořlaviny. Potřebné množství kyslíku pro jednotlivé složky uvádí další tabulka.

Tabulka 8: Potřebné množství kyslíku pro stechiometrické reakce složek plyné směsi

j	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	H_2
$m_{O_2}^{kmol,j}$ [kg _{O2} /kmol _{pal}]	64	112	160	208	16
$m_{O_2}^{kg,j}$ [kg _{O2} /kg _{pal}]	3,99	3,73	3,63	3,58	7,94

Hodnoty v tabulce jsou základem pro stechiometrické výpočty v EES. Použitým okysličovadlem bude stlačený atmosférický vzduch. Dále jsou vyjádřena celková množství spalovacího vzduchu dle rovnic představených dříve. Technické výpočty uvažují hmotnostní zastoupení O_2 v suchém vzduchu 23,2 %. Zbytek zajímají molekuly N_2 . Ostatní běžně přítomné složky jako CO_2 a Ar byly z důvodu výrazně nižšího zastoupení zanedbány. Rovnice 6.26 ke stechiometrickému množství suchého vzduchu započítává jeho měrnou vlhkost.

$$m_{vzd,stech,suchy} = \frac{m_{O_2,stech}}{w_{O_2}} \quad (6.25)$$

$$m_{vzd,stech} = m_{O_2,stech,suchy} \cdot \left(1 + 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \right) \quad (6.26)$$

Množství potřebného stechiometrického kyslíku a suchého atmosférického vzduchu pro různá molární zastoupení H_2 uvádí následující tabulka.

Tabulka 9: Souhrnná tabulka stechiometrického množství kyslíku, resp. atmosférického vzduchu pro různé koncentrace přídavku H₂ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 mol% H₂)

<i>j</i>	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂	$\sum m_{O_2}^{mix}$ [kg]	$\sum m_{vzd,stech,such}^{mix}$ [kg]
H₂ = 0 [mol %]							
w [-]	0,9376	0,0395	0,0048	0,0033	0	3,917	16,88
H₂ = 5 [mol %]							
w [-]	0,9316	0,0392	0,0048	0,0033	0,0064	3,942	16,99
H₂ = 10 [mol %]							
w [-]	0,9251	0,039	0,0048	0,0033	0,0133	3,97	17,11
H₂ = 15 [mol %]							
w [-]	0,9179	0,0386	0,0047	0,0033	0,021	4,001	17,25
H₂ = 20 [mol %]							
w [-]	0,9099	0,0383	0,0047	0,0032	0,0295	4,035	17,39
H₂ = 25 [mol %]							
w [-]	0,901	0,0379	0,0047	0,0032	0,039	4,073	17,56
H₂ = 30 [mol %]							
w [-]	0,8911	0,0375	0,0046	0,0032	0,0496	4,116	17,74

6.3.2 Výpočet stechiometrického množství spalin

Spaliny lze obecně charakterizovat jako směs stechiometrických spalin a vlhkého vzduchu. Rovnice 6.30, 6.31 a 6.32 představují určení množství dílčích spalin vznikajících z jednotlivých reakcí složek plyné směsi. Množství jednotlivých složek spalin vznikajících z oxidačních reakcí hořlavin uvádí tabulka 10.

Tabulka 10: Množství jednotlivých složek spalin na kg paliva

<i>j</i>	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂
$m_{H_2O}^j$ [kg _{H₂O} /kg _{pal}]	2,25	1,8	1,63	1,55	8,94
$m_{CO_2}^j$ [kg _{CO₂} /kg _{pal}]	2,74	2,93	3	3,03	0

$$m_{H_2O,stech}^{sp} = \sum_j^m m_{H_2O}^j \cdot w_j + m_{vzd,stech,suchy} \cdot 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \quad (6.27)$$

$$m_{CO_2,stech}^{sp} = \sum_j^m m_{CO_2}^j \cdot w_j + w_{CO_2}^{pal} \quad (6.28)$$

$$m_{N_2,stech}^{sp} = w_{N_2}^{pal} + m_{vzd,stech,suchy} \cdot w_{N_2}^{vzd} \cdot \left(1 - 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \right) \quad (6.29)$$

$$m_{spalin,stech} = m_{H_2O,stech}^{sp} + m_{CO_2,stech}^{sp} + m_{N_2,stech}^{sp} \quad (6.30)$$

Na základě entalpie spalin lze určit teplotu nechlazeného plamene uvnitř komory. Entalpie stechiometrických spalin vychází z následného vztahu.

$$h_{sp,stech} = \frac{Q_{mass}^{mix}}{m_{sp,stech}} \quad (6.31)$$

Teplota spalin odpovídá entalpii při porovnání ke vztažné teplotě. EES ji iteračně dopočítá.

$$h_{sp,stech} = w_{H_2O} \cdot (h_{sp,H_2O}^{T_{sp}} - h_{sp,H_2O}^{T_o}) + w_{CO_2} \cdot (h_{sp,CO_2}^{T_{sp}} - h_{sp,CO_2}^{T_o}) + w_{N_2} \cdot (h_{sp,N_2}^{T_{sp}} - h_{sp,N_2}^{T_o}) \quad (6.32)$$

Tabulka 11: Souhrnná tabulka stechiometrického množství spalin pro různé koncentrace přidavku H₂ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 mol% H₂)

$m_{H_2O,stech}^{sp}$	$m_{CO_2,stech}^{sp}$	$m_{N_2,stech}^{sp}$	$\sum m_{spalin,stech}$	$h_{sp,stech}$	$T_{sp,stech}$
[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kJ/kg]	[K]
H₂ = 0 [mol%]					
2,341	2,716	12,86	17,92	2 743	2 299
H₂ = 5 [mol%]					
2,385	2,699	12,94	18,03	2 751	2 301
H₂ = 10 [mol%]					
2,433	2,68	13,04	18,15	2 760	2 304
H₂ = 15 [mol%]					
2,486	2,659	13,14	18,28	2 770	2 308
H₂ = 20 [mol%]					
2,545	2,636	13,25	18,43	2 780	2 311
H₂ = 25 [mol%]					
2,61	2,61	13,37	18,59	2 792	2 315
H₂ = 30 [mol%]					
2,683	2,581	13,51	18,78	2 804	2 319

6.4 Spalování směsi vodíku a zemního plynu s přebytkem vzduchu

Další výpočty berou v potaz spalování s přebytkem spalovacího vzduchu. Stechiometrické množství vlhkého spalovacího vzduchu je povýšeno o přebytek pomocí hodnoty součinitele přebytku vzduchu. To stejné platí i v případě určení množství vznikajících spalin. Volba hodnoty přebytku vzduchu vychází z omezení teploty spalin uvnitř spalovací komory. Ta byla stanovena na max. výši 1000 °C. To znamená, že nadbytečná část vzduchu slouží svojí funkcí ke chlazení vnitřních stěn komory.

6.5 Návrh dimenze spalovacího hořáku

Návrh velikosti a výkonu spalovacího hořáku vychází z velikosti a teplotních limitů spalovací komory, resp. z jejího objemového zatížení. Objemové zatížení komory ve tvaru válce o průměru 600 mm a délce 1 200 mm vychází ze vztahu

$$q_v = \frac{\dot{m}_{pal}^{mix}}{V_{komora}} \quad (6.33)$$

Výkon hořáku je součinem průtoku paliva a jeho výhřevnosti.

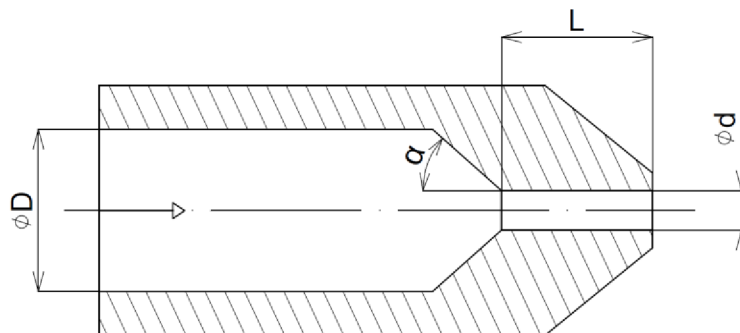
$$P_{horak}^{mix} = \dot{m}_{pal}^{mix} \cdot Q_{mass}^{mix} \quad (6.34)$$

Následně jsou v programu EES početně vyjádřeny hmotnostní i objemové průtoky zemního plynu a vodíku.

6.5.1 Výpočet dimenze palivové trysky

Trysku (jinak také dýzu) lze definovat jako prvek, který umožňuje plynulou změnou průřezného průřezu nastavit průtok tekutiny a výrazně ovlivnit její kinetickou energii. Tryska obecně má v energetice své nezastupitelné místo. V tomto případě plní palivová tryska funkci distribuce plynného paliva do spalovací komory. Palivovými tryskami se blíže zabývá vědní obor proudění plynů a par. Výpočty trysek obvykle pracují se **zjednodušujícími předpoklady**. Ty považují proudění uvnitř za jednorozměrné, spojitě (bez skokových změn), adiabatické a izoentropické. To kvůli tomu, že plyn proudí tryskou obvykle velkou rychlostí. Nedochozí tak téměř ke sdílení tepla, ani příliš vysokým tlakovým ztrátám. Mezi stěžejní rovnice pro řešení proudění v tryskách patří rovnice kontinuity a energetická rovnice.

V případě palivové trysky pro hořák spalovací komory byl pohled zaměřen na zužující se (konvergentní) trysku. Na její výsledný tvar má vliv několik parametrů zachycených v obrázku.



Obr. 28: Rozměrové parametry palivové trysky (dle [4])

Výpočet dimenze, resp. výstupního průřezu, trysky byl proveden celkem **čtyřmi** způsoby. K prvnímu spíše nepřesnému odhadu byla použita rovnice kontinuity. Tento prostý výpočet nepočítá s tlakovou ztrátou a bylo nutné odhadnout přibližnou výstupní rychlost, jejíž původní odhad se později ukázal jako velmi nepřesný.

Proto byl dále použit vztah pro návrh plynové trysky s přetlakem paliva do 10 kPa, který je uvedený v literatuře J. Fíka. Výstupní průřez trysky je zde odvozen následovně [9]

$$A_{FIK} = \frac{P_{horak} \cdot 10^6}{c_d \cdot Q_{mass}^{mix} \cdot \rho^{mix}} \cdot \sqrt{\frac{\rho^{mix} \cdot p_{tryska}}{p_o}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot p_p}} \quad (6.35)$$

kde

c_d ... rychlostní součinitel

p_{tryska} ... absolutní tlak paliva vstupující do trysky,

p_o ... referenční tlak,

p_p ... přetlak paliva v trysce.

Rychlostní součinitel c_d zachycuje disipaci energie při proudění, neboť plyny jsou ve skutečnosti viskózní, a lze tak proudění pouze při zjednodušení považovat za izoentropické. Skutečná výstupní rychlost plynu je tak menší než u ideálního, izoentropického proudění. Rychlostní součinitel lze tak definovat jako poměr skutečné a teoretické výstupní rychlosti plynu z trysky [39]. V literatuře [9] jsou uvedeny rychlostní součinitele v závislosti na tvaru trysky.

Ch. E. Baukal při kalkulaci trysky upozorňuje na variabilitu parametru plynové expanze podzvukovém a zvukovém proudění. K proudění o rychlosti zvuku v daném prostředí dochází při dosažení tzv. **kritického tlakového poměru**. Právě rychlost zvuku, kdy Machovo číslo je rovno jedné, může být maximální rychlostí, které lze dosáhnout na výstupním průřezu trysky. V tomto stavu je hodnota průtoku plynu tryskou maximální. Kritický tlakový poměr je funkcí druhu plynu, jak ukazuje další rovnice [4].

$$\beta_c = \left(\frac{2}{\kappa^{mix} + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6.36)$$

V tomto případě

$$\beta_c < \frac{p_o}{p_{tryska}} \quad (6.37)$$

vypovídá o to, že nedochází ke kritickému stavu. Proudění tak bude podzvukové. Pro výpočet průtoku tryskou tak lze dle literatury [4] použít rovnici.

$$\dot{m}_{pal}^{mix} = c_d \cdot \rho^{mix} \cdot Ma_e \cdot c_e \cdot A_{BAUKAL} \cdot 10^{-5} \quad (6.38)$$

kde

Ma_e ... Machovo číslo na výstupu z trysky,

c_e ... rychlost zvuku v proudu paliva na výstupu z trysky.

Pro výpočet předchozích veličin platí tyto vztahy [4].

$$Ma_e = \sqrt{\frac{2}{\kappa^{mix} - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{tryska}}{p_o} \right)^{\frac{\kappa^{mix}}{\kappa^{mix} - 1}} - 1 \right]}, \quad (6.39)$$

$$c_e = \sqrt{\kappa^{mix} \cdot T_e \cdot 1000 \cdot R \cdot \frac{1}{M_a^{mix}}}, \quad (6.40)$$

$$T_e = \frac{T_o}{1 + \left(\frac{\kappa^{mix} - 1}{2} \right) \cdot Ma_e^2}, \quad (6.41)$$

Poslední možností je využít teoretické rovnice výstupní rychlosti z trysky, která tvořila pravděpodobně odrazový stupeň i při tvorbě rovnic v předchozím představeném řešení. Jedná se o rovnici odvozenou z prvního termodynamického zákona pro proudění ideálního plynu. Bývá také nazývána jako **Saint-Venantova-Wantzelova rovnice** (SVWr) [39].

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa^{mix}}{\kappa^{mix} - 1} \cdot r^{mix} \cdot T_o \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{np}}{p_{tryska}} \right)^{\frac{\kappa^{mix}}{\kappa^{mix} - 1}} \right]}} \quad (6.42)$$

Na základě výsledného parametru této rovnice mohl být vyjádřen výstupní průřez trysky rovnice hmotnostního toku plynu.

$$\dot{m}_{pal}^{mix} = A_{SVWr} \cdot 10^{-5} \cdot \frac{w_2}{\left(\frac{p_{tryska}}{p_o} \right)^{\frac{1}{\kappa^{mix}}} \cdot r^{mix} \cdot \frac{T_o}{p_{tryska}}} \quad (6.43)$$

7 Konstrukční návrh spalovacího zařízení se směřováním plynů

Tato kapitola představí konstrukční návrh hořáku spalovací komory. Výchozím stavem pro návrh byla spalovací komora Laboratoře zplyňování Energetického ústavu Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Tato laboratoř slouží pro výzkum a vývoj v oblasti fluidního zplyňování biomasy [77]. Hlavní část tvoří experimentální jednotka atmosférického fluidního zplyňování BIOFLUID, jejíž součástí je také nechlazená spalovací komora, která byla využita.

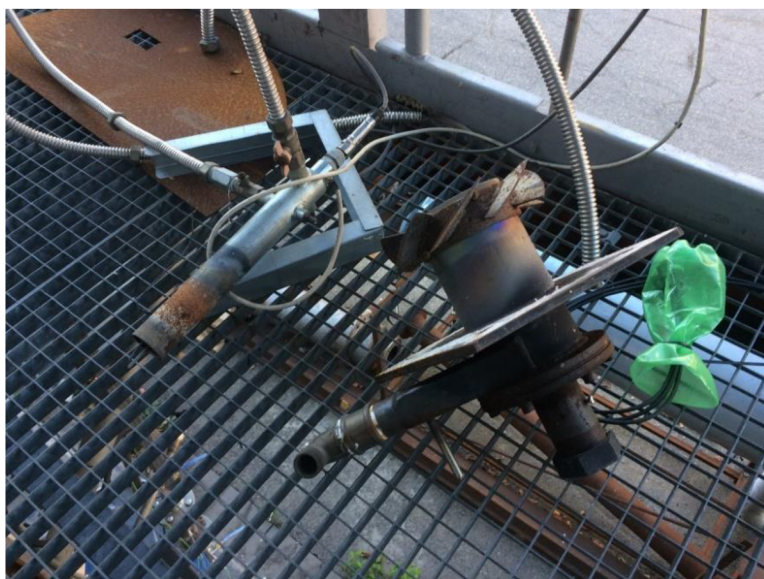


Obr. 29: Spalovací komora jako součást experimentálního zplyňovacího zařízení

Komora obsahuje v čele připravené ukotvení pro hořák a tři úrovně přívodu spalovacího vzduchu. Dosud sloužila komora zejména k výzkumu spalování nízko-výhřevného plynu vznikajícího při provozu zplyňovací jednotky. Obrázky 30 a 31 ukazují stav komory a hořáků na podzim 2021.



Obr. 30: Stav komory před zahájením prací



Obr. 31: Stav zapalovacího a hlavního hořáku před zahájením prací

7.1 Příprava a návrh technologie

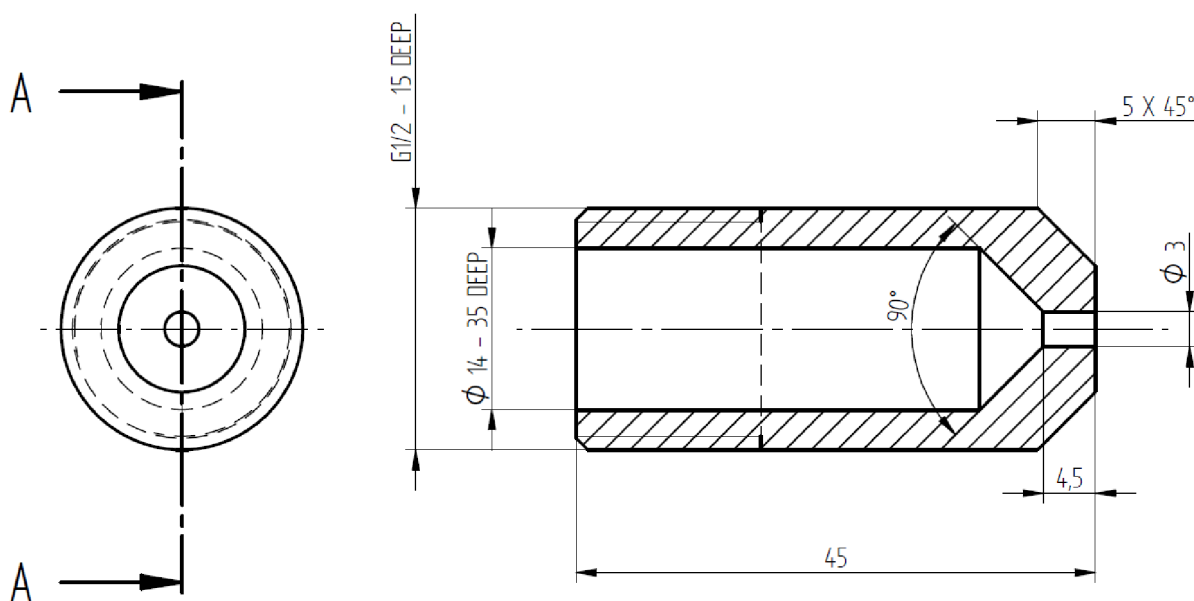
Během podzimních měsíců roku 2021 byla stanovena **vize** k tomu, sestavit technologii **směšovacího uzlu** k přípravě směsi vodíku a zemního plynu. Směs by následně vstupovala do hořáku již představené spalovací komory, kde by došlo ke shoření. Nejprve bylo nutné vypracovat výpočtový návrh dimenze celého zařízení. **Omezující podmínkou**, která formulovala první výpočty, byla velikost nechlazené spalovací komory, a to především z hlediska únosného výkonu hořáku. Mezi běžně používané parametry spalovacích komor patří objemové zatížení, tj. výkon na objemovou jednotku (nejčastěji kW/m^3). Vztah pro výpočet je uveden v rovnici 6.33. Intenzita uvolňování tepla v ohništi, jak lze také objemové zatížení charakterizovat, se u plynových ohnišť pohybuje ve velkém rozsahu. Dle aplikace od 100 do $2\,000\ \text{kW/m}^3$. Pro nechlazenou komoru bylo zatížení zvoleno ještě nižší. Prvotní bilanční výpočet byl proveden pro výkon 25 kW. V tomto případě zatížení komory dosahuje asi $35\ \text{kW/m}^3$.

Na základě představené počáteční podmínky objemového zatížení, resp. výkonu hořáku byl proveden **výpočet dimenze trysky**. Pro výkon hořáku 25 kW bez přídavku H_2 vycházela hodnota výstupního průměru dle BAUKALA a FÍKA srovnatelně 4 mm. S přídavkem H_2 průměr mírně rostl (pro 30 mol% H_2 přibližně 4,2 mm). Rychlostní součinitel ca byl stanoven na základě tvaru trysky z literatury J. Fíka (zvýrazněn rámečkem na obr. 33). Dle SVWr vycházela hodnota přibližně o dvě desetiny menší. A to proto, že výpočet uvažuje ideálně zužující se trysku (tj. $ca = 1$).

Tvar plynové trysky	l/D_1	Rychlostní součinitel plynové trysky φ	Tvar plynové trysky	l/D_1	Rychlostní součinitel plynové trysky φ
	$R_1=R_2=D_1$	0,97		1,5	0,9
	1,5	0,94		1,5	0,89
	1,5	0,92		1,5	0,87
	1,5	0,91		1,5	0,82
	1,5	0,905		0,5	0,75

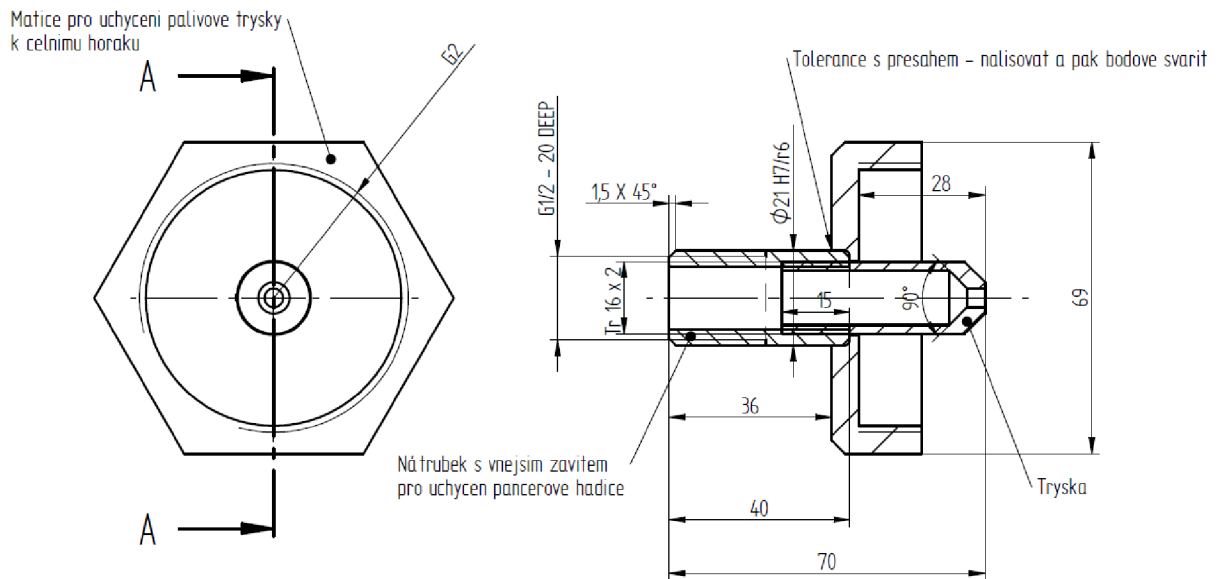
Obr. 32: Hodnoty rychlostních součinitelů v závislosti na tvaru [9]

Následně byl výkon hořáku snížen na 15 kW. Výstupní průměr tak dosahoval přibližně 3 mm. Na základě těchto výpočtů bylo rozhodnuto, že budou vyrobeny 3 palivové trysky o výstupním průměru 2 a 3 a 4 mm. Tvar odpovídá zvolenému rychlostnímu součiniteli. Na následujících obrázcích jsou detaily z výkresů pro výrobu trysek.



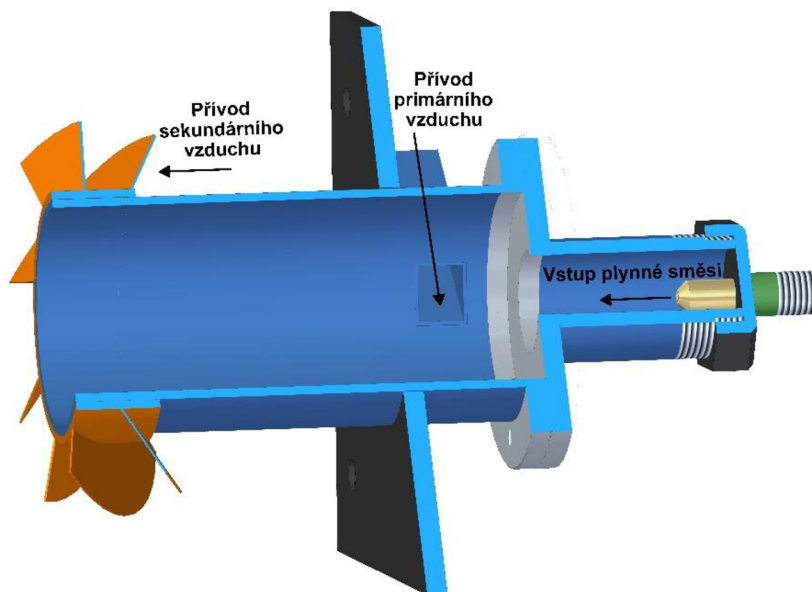
Obr. 33: Detail z výkresového modelu trysky – průměr 3 mm (vytvořeno v Solid Edge)

Pro upevnění do hořáku jsou trysky opatřeny vnějším trubkovým závitem. K hořáku je celý znázorněný systém uchycen pomocí vnitřního závitu (G2) velké matice s nátrubkem.



Obr. 34: Detail výkresu sestavy palivové trysky (vytvořeno v Solid Edge)

Sestava palivové trysky tvoří část přívodu paliva do hořáku. Tryskou vstupuje plyné palivo do primární zóny spalovací komory. Do ní je přiváděn také primární spalovací vzduch. Sekundární spalovací vzduch pro dokonalé vyhoření hořlaviny vstupuje na konci primární zóny prostorem mezi válcovými stěnami hořáku a spalovací komorou. V tomto prostoru se také nachází lopatkový víříč. Kompletní 3D model hořáku je zachycen na dalším obrázku.

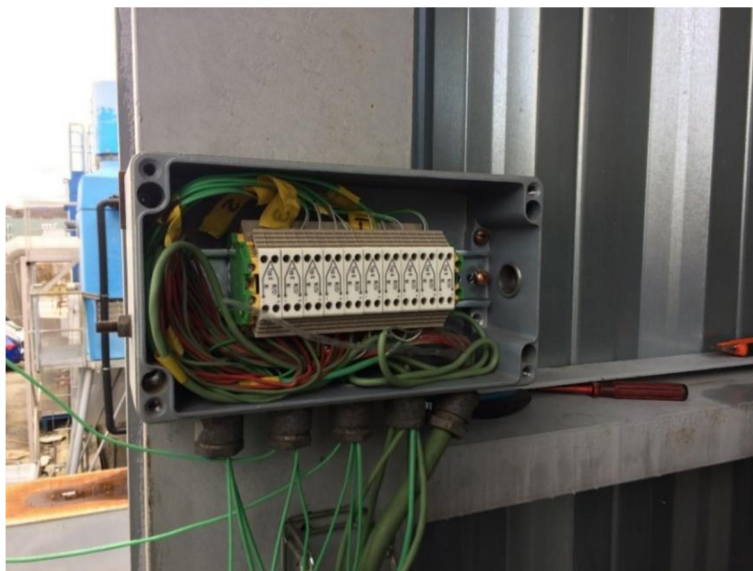


Obr. 35: Řez sestavou čelního hořáku spalovací komory (vytvořeno v Solid Edge)

7.2 Příprava spalovací komory a dopravy spalovacího vzduchu

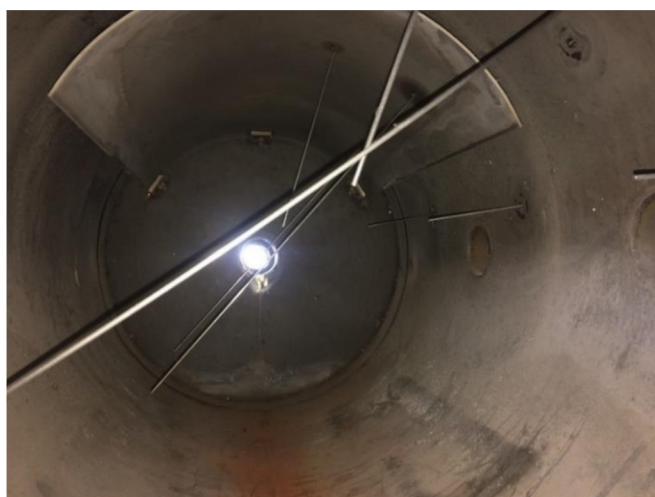
Reálná příprava technologie v prostředí laboratoře probíhala od února 2022. Nejprve byly zapojeny snímače pro měření teploty – termočláňkové sondy. Ty byly rozmístěny do několika míst vnitřního prostoru spalovací komory. Jde o 10 termočláňků typu K (NiCr/Ni).

Termočlánky vyhodnocují rozdíl teplot měřícího a vyrovnávacího spoje. Teplotní gradient na základě termoelektrického (Seebeckova) jevu vytváří elektrické napětí, které je následně vyhodnocováno v rozvaděči s řídicím panelem pro ovládání a sběr dat. Zapojené termočlánky ve svorkovnicích v bezprostřední blízkosti spalovací komory ukazuje fotografie pod odstavcem. Odtud je napětí po drátech přenášeno do rozvaděče.



Obr. 36: Zapojení termočlánků ze spalovací komory do svorkovnic

Rozmístění termočlánekových sond uvnitř komory je názorně vidět na další fotografii. Tento pohled pořízený z čela hořáku prozrazuje, že termočlánky se nacházejí ve třech úrovních, a to dva v blízkosti stěn a jeden v ose komory. Po délce komory jsou takto tři řady. Jeden snímač teploty je umístěn v komíně. Na fotografii je taktéž vidět vnitřní plech, který ovlivňuje proudění spalin uvnitř komory. Spaliny tak nemohou odcházet přímou cestou do komína, ale rozprostírají se ke stěnám. Komora byla následně zpět zaizolována v místech, kde byly vkládány termočlánky a bylo jí navraceno vnější opláštění.



Obr. 37: Pohled do spalovací komory na rozmístění termočlánekových sond

Dále se práce soustředily na přípravu přívodu spalovacího vzduchu. Ten se do spalovací komory dopravuje pomocí dmyhadla. V laboratoři EÚ bylo využito dmyhadlo LUTOS DT 6/42 s třízubými rotory Rootsova typu. Důležitou funkci zde plní dva rotory s rovnoběžnou

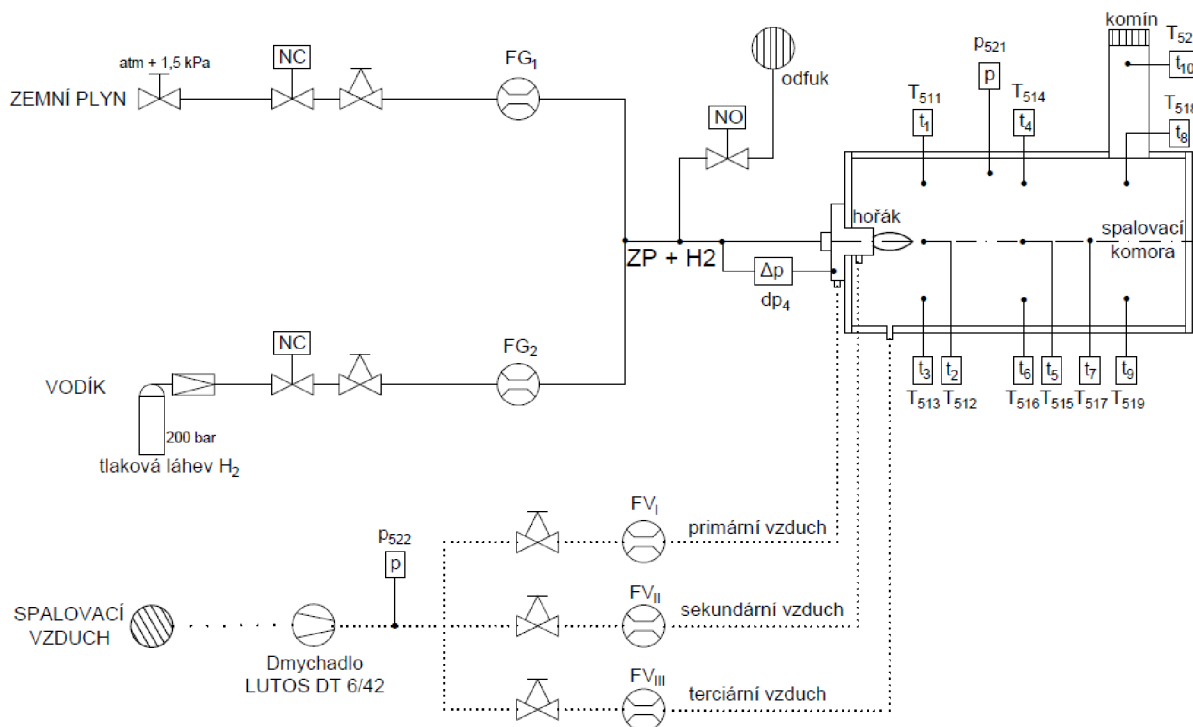
osou rotace otáčející se proti sobě. Tímto pohybem totiž vtlačují vzduch do výtlačného hrdla. Bezdotykové odvalování rotorů je zajištěno synchronizačním soukolím. Jako pohon slouží elektromotor a kroutící moment z hřídele motoru na hřídel dmyhadla přenáší řemenový převod. Potřebný stlačený vzduch je sacím potrubím vytlačován ke komoře, kde se nachází rozdělovač vzduchu. Ten je vidět v levém popředí na další fotografii. Vzduch zde vstupuje do tří větví, které jsou opatřeny regulačními ventily.



Obr. 38: Komora po dokončení příprav

8 Technologické zapojení a pilotní provoz

Kapitola 8 představuje konstrukci směšovacího uzlu včetně ovládacích a regulačních prvků, které obsahuje. Směšovací uzel se skládá ze dvou větví, které se ve směšovacím místě spojují v jednu a odkud pokračuje směs do návazné technologie, tj. hořáku. Do první větve vstupuje zemní plyn o přetlaku přibližně 1,5 kPa. Druhá větev je připravena na vstup vodíku z tlakové láhve. Zde je tlak regulován na výstupu láhve. Redukční ventil na výstupu vodíku z tlakové láhve by měl zajistit snížení přetlaku plynu k podobné hodnotě jako je přetlak zemního plynu z přípojky. Obě větve jsou osazeny ovládacím, regulačním a měřicím prvkem. Po smísení plynů pokračuje plyn už přímo do hořáku. Mezi směšovacím uzlem a hořákem se však nachází ještě bezpečnostní odfuk ovládaný elektromagnetickým ventilem. Ten zajišťuje odvod veškerého plynu ze směšovacího uzlu při přerušení provozu. Směšovací větev má také výstup pro připojení snímače tlakové diference. Celou technologii představuje následující schématické znázornění.



Obr. 39: Schématické znázornění technologie směšování a spalování plyné směsi

Z předchozího obrázku koncepce směšovacího uzlu mimo jiné vyplývá i to, že technologie obsahuje několik důležitých prvků. Ty tvoří ovládací, regulační i měřicí úlohu. Mimo jiné mohou zajišťovat také bezpečnost, a to v případě definování mimoprovozních stavů. Ovládání celého systému i sběr dat je zajištěn softwarem integrovaným v řídicí panelu rozvaděče. V další podkapitole budou tyto prvky podrobně představeny, včetně jejich funkce i začlenění do systému řízení.

8.1 Používané prvky měření a regulace (MaR)

Řízení jakéhokoliv technologického zařízení lze zajistit působením na regulované parametry řízeného systému. Jejich cílem je optimálně působit na výstupní proměnlivé parametry. Pro zajištění vhodné ovladatelnosti a také bezpečnosti při provozu představené technologie tak bylo umístěno do systému několik důležitých prvků. Mezi tři **ovládací prvky** patří elektromagnetické ventily a dmychadlo. Jejich specifikaci uvádí následující tabulka.

Tabulka 12: Ovládací a regulační prvky systému (z katalogových listů jednotlivých prvků)

Ovládací prvky		
Prvek	Typ	Specifikace
2x Elektromagnetický (solenoidový) ventil NC	BUSCHJOST 82540/82640 2/2	Funkce: otevírání Výchozí poloha: NC (Normally Closed) Pro rozsah teplot: -5... 110 °C Pro rozsah přetlaků: 0... 10 bar Napájení: 24 V (dc)
Elektromagnetický (solenoidový) ventil NO	BUSCHJOST 82540/82640 2/2	Funkce: zavírání Výchozí poloha: NO (Normally Open) Pro rozsah teplot: -5... 110 °C Pro rozsah přetlaků: 0... 10 bar Napájení: 24 V (dc)
Dmychadlo	LUTOS DT 6/42	Funkce: stlačování a doprava vzduchu Max. tlak: 70 kPa Výkonnost: 104 m ³ /hod Příkon elektromotoru: 3kW Napájení: 230 V
5x ručně ovládaný ventil s regulační kuželkou (i regulační prvek)	-	Funkce: regulace průtoku Standartní tlak PN: 16 bar Médium: plyn

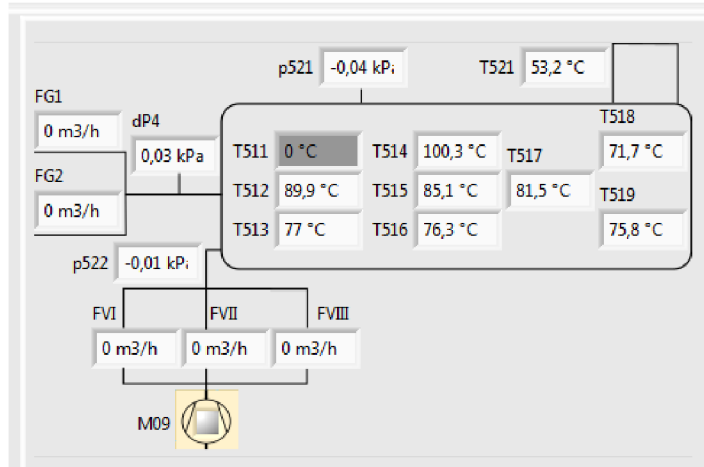
Systém dále obsahuje několik **měřících prvků**. Pro měření průtoků plynů a spalovacího vzduchu je rozmístěno celkem pět průtokoměrů VA 520. Tlakoměry jsou umístěny na výtlaku z dmychadla a uvnitř spalovací komory. Další měřenou hodnotou je tlaková diference na vstupu paliva do hořáku. A poslední měřenou veličinou je teplota. Děje se tak pomocí termočlánků, jak už bylo zmíněno při představení příprav spalovací komory. Tabulka 13 na další straně shrnuje všechny měřící prvky.

Tabulka 13: Měřicí prvky systému (z katalogových listů jednotlivých prvků)

Měřicí prvky		
Prvek	Typ	Specifikace
Průtokoměr pro ZP	CS INSTRUMENTS VA 520	Měřená veličina: průtok, spotřeba, rychlost Princip: kalorimetrické měření Rozsah: 0...3,9 Nm ³ /hod Přesnost: ± 1,5 % měřených hodnot Médium: zemní plyn Tlak PN: 16 bar Vnitřní potrubí: 5 mm Napájení: 12...36 V (dc) Výstup: po proudové smyčce 4...20 mA
Průtokoměr pro H ₂	CS INSTRUMENTS VA 520	Měřená veličina: průtok, spotřeba, rychlost Princip: kalorimetrické měření Rozsah: 0...1,8 Nm ³ /hod Přesnost: ± 1,5 % měřených hodnot Médium: vodík Tlak PN: 16 bar Vnitřní potrubí: 5 mm Napájení: 12...36 V (dc) Výstup: po proudové smyčce 4...20 mA
3x Průtokoměr pro stlačený vzduch	CS INSTRUMENTS VA 520	Měřená veličina: průtok, spotřeba, rychlost Princip: kalorimetrické měření Rozsah: 0...90 m ³ /hod Přesnost: ± 1,5 % měřených hodnot Médium: vzduch Tlak PN: 16 bar Vnitřní potrubí: 16,1 mm Napájení: 12...36 V (dc) Výstup: po proudové smyčce 4...20 mA
Snímač tlakové difference	BD SENSORS DMD 331	Měřená veličina: tlaková difference Princip: tlak oleje na piezo-keramickou membránu Tlak PN: 0,4 bar / max. 1 bar Rozsah difference: 0...40 mbar Napájení: 12...36 V (dc) Výstup: po proudové smyčce 4...20 mA
2x Snímač tlaku	DB SENSORS DMP 331	Měřená veličina: tlak Rozsah měřeného přetlaku: 0...1 bar (0...60 mbar) Napájení: 8...32 V (dc) Výstup: po proudové smyčce 4...20 mA
10x Snímač teploty	Termočlávková sonda – termočlánek typ K	Měřená veličina: teplota Rozsah: -100...1200 °C Standartní přesnost: 2 °C

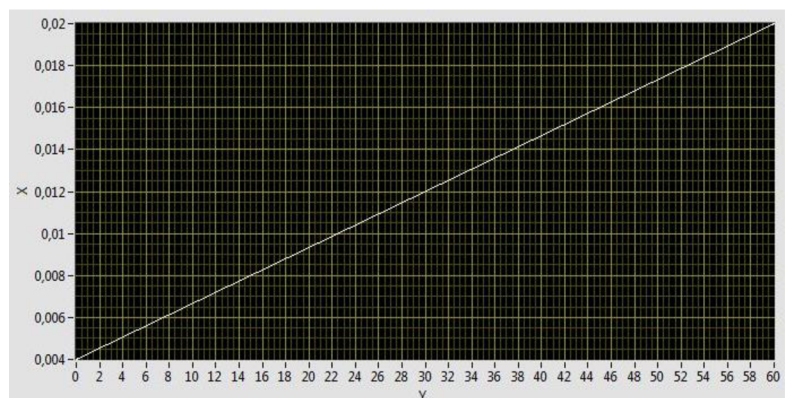
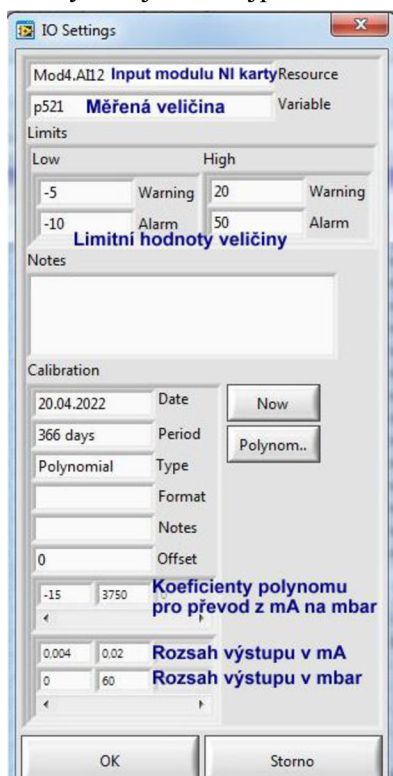
Celý systém byl díky technické podpoře z Ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky začleněn do softwaru Biofluid, jenž byl původně vytvořen pro účely řízení zplyňovacího zařízení. Biofluid je tedy součástí **rozvaděče s řídicím panelem k ovládnání a sběru dat.**

Pomocí softwaru je tak možné celou komoru ovládat centrálně, a to buď od rozvaděče, nebo vzdáleným připojením. Na obr. 41 je zachyceno začlenění technologického systému směšování a spalování v uživatelském prostředí Biofluidu.



Obr. 40: Technologie v uživatelském prostředí softwaru

Komunikace softwaru („master“ zařízení) a elektrických prvků probíhá dvěma způsoby. Průtokoměry přes komunikační protokol, tzv. **Modbus**. Pro ostatní prvky software posílá signál na sběrný **modul NI karty**, který poté ovládá příslušné relé, popř. stykač. Komunikační karty jsou umístěné uvnitř skříně rozvaděče. Většina představených měřících prvků poskytuje výstup ve formě **proudové smyčky** v rozsahu 4 až 20 mA. Takový výstup převádí software na skutečnou hodnotu měřené veličiny podle lineární funkce odpovídající rozsahu měřené veličiny. To je ale nejprve nutné nastavit uvnitř softwaru, jak je zachyceno na obr. 42.



Obr. 41: Nastavení měřené veličiny (tlaku) v softwaru - vlevo, vykreslení lineární funkce pro převod proudové veličiny na tlakovou - vpravo

Předchozí obrázek s výstřížky z obrazovky softwaru ukazuje konkrétní nastavení měřené veličiny tlaku. V horní části okna je nejprve nastavena vzájemná komunikace softwaru a zařízení. Tuto funkci zajišťuje konkrétní NI karta (obr. 43), do které jsou napojeny kabely. Měřenou veličinou je tedy tlak **p521** ve spalovací komoře (viz obr. 41). Dále jsou vyplněny rámečky limitních hodnot. Při jejich překročení systém zapíše výstražnou hlášku, dojde k podbarvení okna, případně by mohl ještě vydat zvukový signál, pokud by na to byl systém uzpůsobený. A ve spodní části okna je nastaven nejprve rozsah výstupu v mA a následně v mbar. Rozsah vychází z charakteristiky tlakoměru. Systém pak na základě koeficientů polynomu převádí výstupní proudovou veličinu na veličinu tlaku, kterou jako uživatele požadujeme.



Obr. 42: Napěťový / proudový výstupní modul NI 9207 s 16 vstupními (inputs) kanály [78]

8.2 Zkouška funkčnosti a pilotní provoz

Celé experimentální zařízení směšovacího uzlu bylo sestrojeno ve vnitřních prostorách technického zázemí EÚ. Pro usazení v blízkosti komory bylo ještě nutné postavit z lehkých ocelových profilů podpěrnou konstrukci. Po dokončení těchto příprav tak mohlo být zařízení instalováno na místo, kde byly již připravené elektrické kabely připojeny k jednotlivých ovládacím, regulačním a měřícím prvkům. Větev zemního plynu byla napojena k přípojce zemního plynu pomocí pancéřové hadice. A stejně tak byla propojena i spalovací komora se směšovacím uzlem a také spalovacím vzduchem od rozdělovače.



Obr. 43: Technologie směšovacího uzlu po elektrickém zapojení prvků a při zkouškách funkčnosti systému

Následně byla **vyzkoušena požadovaná funkčnost** všech komponent při ovládní z pozice řídicího systému. To znamená najetí dmyhadla, regulace průtoků jednotlivých větví vzduchu. Ověření požadované funkce elektromagnetických ventilů (NC, NO), a to i v případě odpojení systému červenou ovládací hlavici, po jejímž aktivování dochází k rozepnutí všech kontaktů uvnitř rozvaděče MaR. Po dokončení kontroly funkčnosti systému mohlo být přistoupeno k zapálení hořáku spalovací komory.

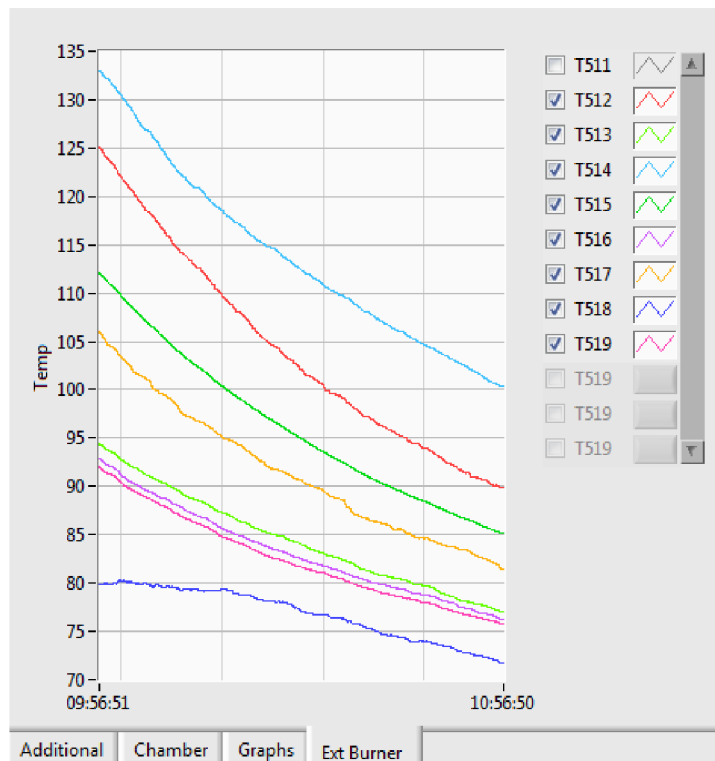
Pilotní provoz zařízení pro spalování zemního plynu proběhl 2. května 2022. Před spuštěním byla opět provedena kontrola správného elektrického připojení a ovladatelnosti důležitých prvků. Čelní hořák byl osazen tryskou o průměru 2 mm. Po spuštění dmyhadla a nastavení vhodných průtoků primárního, sekundárního a terciárního vzduchu dle výpočtů v EES, mohlo být přistoupeno k zapálení plamene nejprve zapalovacího hořáku. Ten je usazen z boku v přední části komory směrem k čelnímu hořáku. Po určité době provozu zapalovacího hořáku a ustálení teplot uvnitř komory bylo přistoupeno k otevření EMV na větví zemního plynu. Postupným otevíráním regulačního ventilu začíná palivo proudit do čelního hořáku. Průtok zemního plynu byl postupně navyšován až do plného otevření, tj. přibližně do hodnoty 0,9 m³/hod. Následně byl zastaven přívod paliva do zapalovacího hořáku. V dalším čase byl sledován trend teplot a tlaku uvnitř komory. **Plamen** čelního hořáku hořel po celou dobu **stabilně**. Lze tak považovat pilotní provoz zařízení pro spalování zemního plynu za **úspěšný**.

Fotografie na obr. 45 ukazuje vnitřek komory při současném provozu zapalovacího (vpravo) a čelního hořáku.



Obr. 44: Pohled průhledítkem zadního čela komory při provozu zařízení

Poslední fotografie (obr. 46) ukazuje měřené hodnoty teploty uvnitř komory v čase po ukončení pilotního provozu. Názorně je tak zachycen trend teplot při chladnutí komory.



Obr. 45: Spojité vykreslení měřených hodnot teploty v čase uvnitř komory v uživatelském prostředí softwaru

9 Model bilancí směšovací a spalovací technologie pro různé provozní režimy

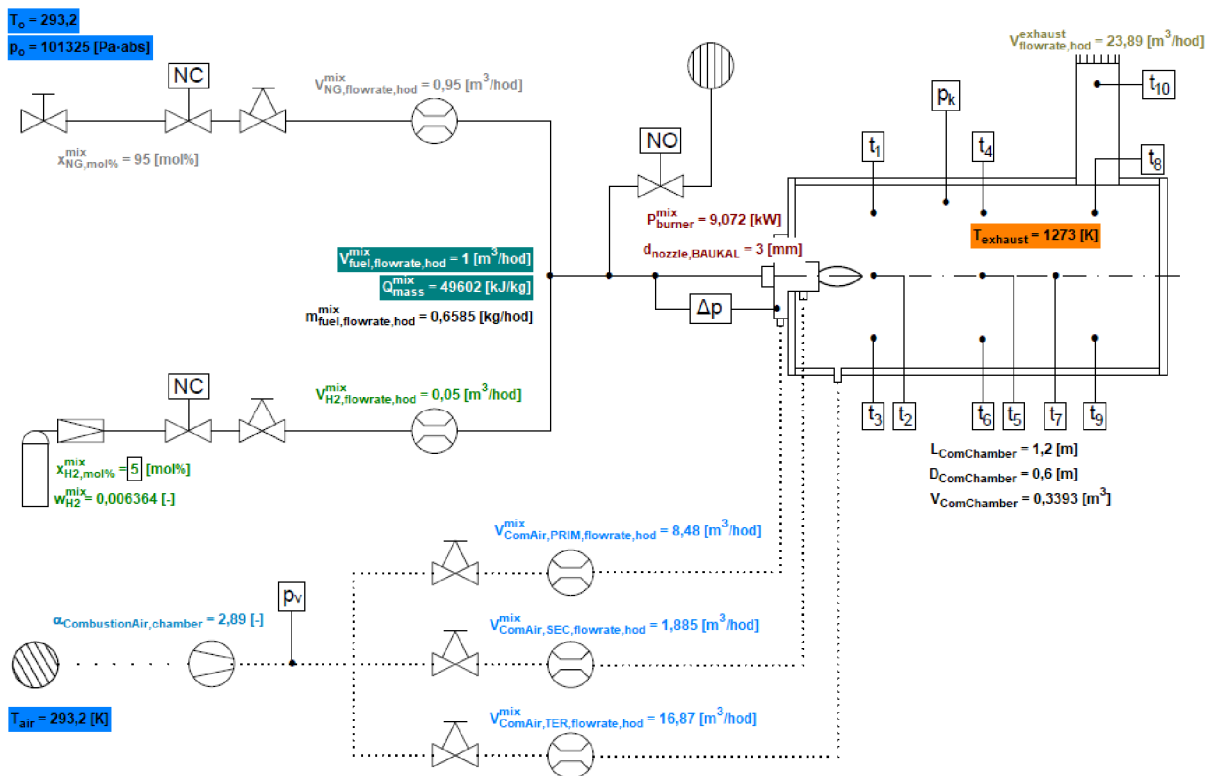
Pilotní provoz zařízení proběhl úspěšně. K uskutečnění dalšího experimentálního provozu i včetně přidávání vodíku do zemního plynu byl vytvořen na základě představených výpočtů **program** v sw EES. Ten tvoří základ k **nastavení podmínek** spalování, a to při změně vybraného vstupního parametru systému. Tím může být průměr trysky, celkový průtok paliva, molární koncentrace přídavku vodíku, teplota spalin. Pro názornost jsou na následujících diagramech představeny tři vybrané provozní stavy.

Za proměnnou vstupní podmínku je zvolena **molární koncentrace přídavku H₂** do systému:

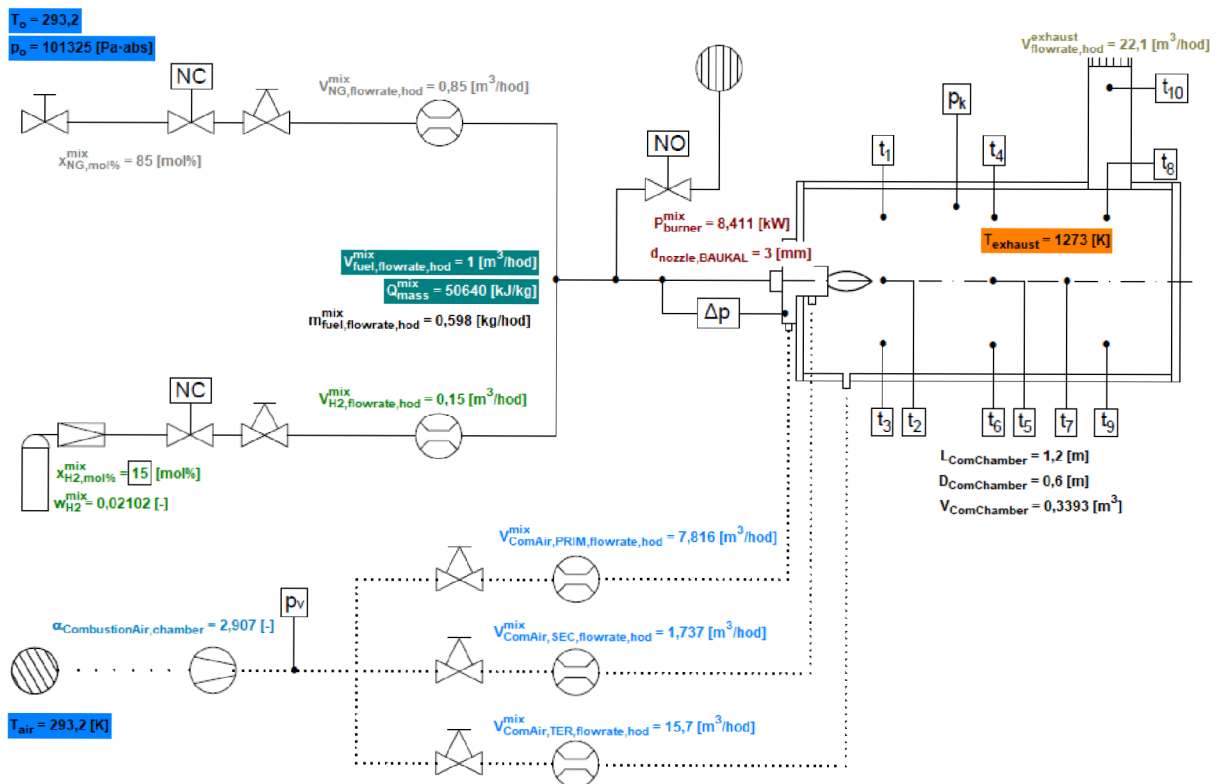
- 1) $x_{H_2, mol\%}^{mix} = 5 \text{ mol\%}$
- 2) $x_{H_2, mol\%}^{mix} = 15 \text{ mol\%}$
- 3) $x_{H_2, mol\%}^{mix} = 30 \text{ mol\%}$

Omezující podmínky byly nastaveny takto:

- průměr trysky
 $d_{nozzle, BAUKAL} = 3 \text{ mm}$
- celkový průtok paliva
 $V_{fuel, flowrate, hod}^{mix} = 1 \text{ m}^3/\text{hod}$
- teplota spalin
 $T_{exhaust} = 1273 \text{ K}$

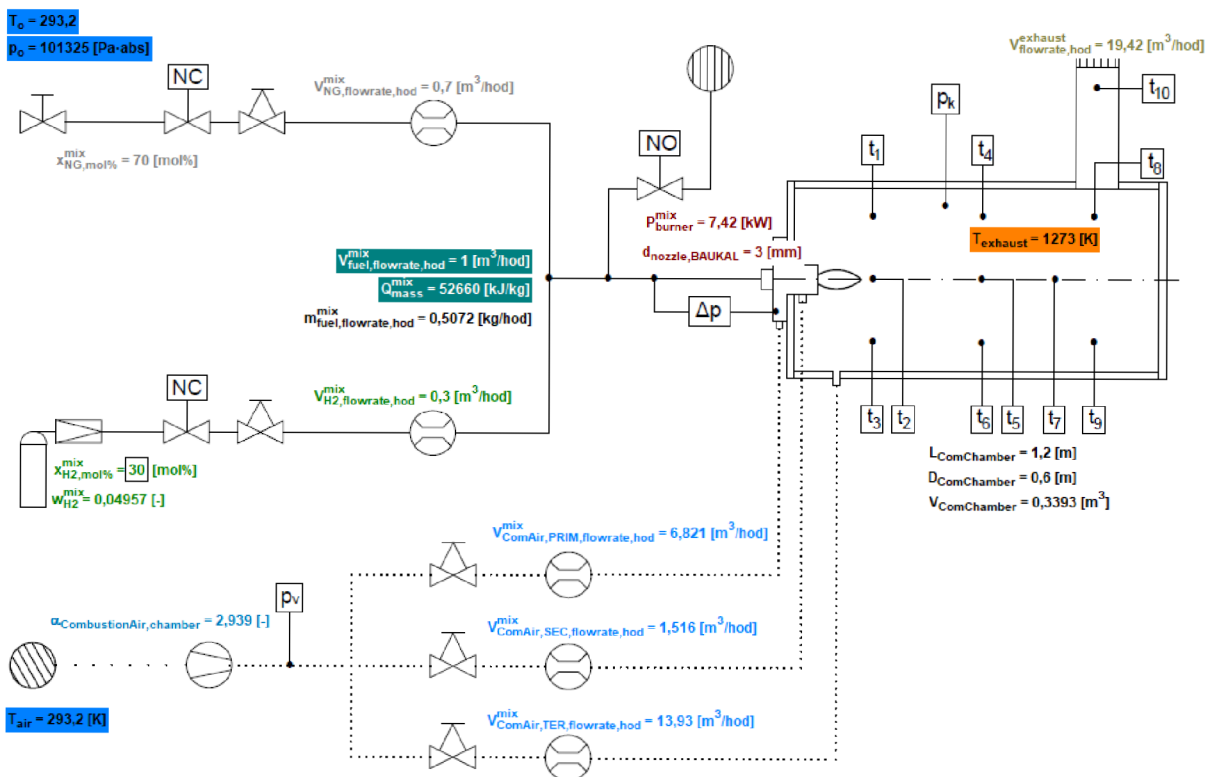


Obr. 46: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m³/hod a přídavku 5 mol% H₂

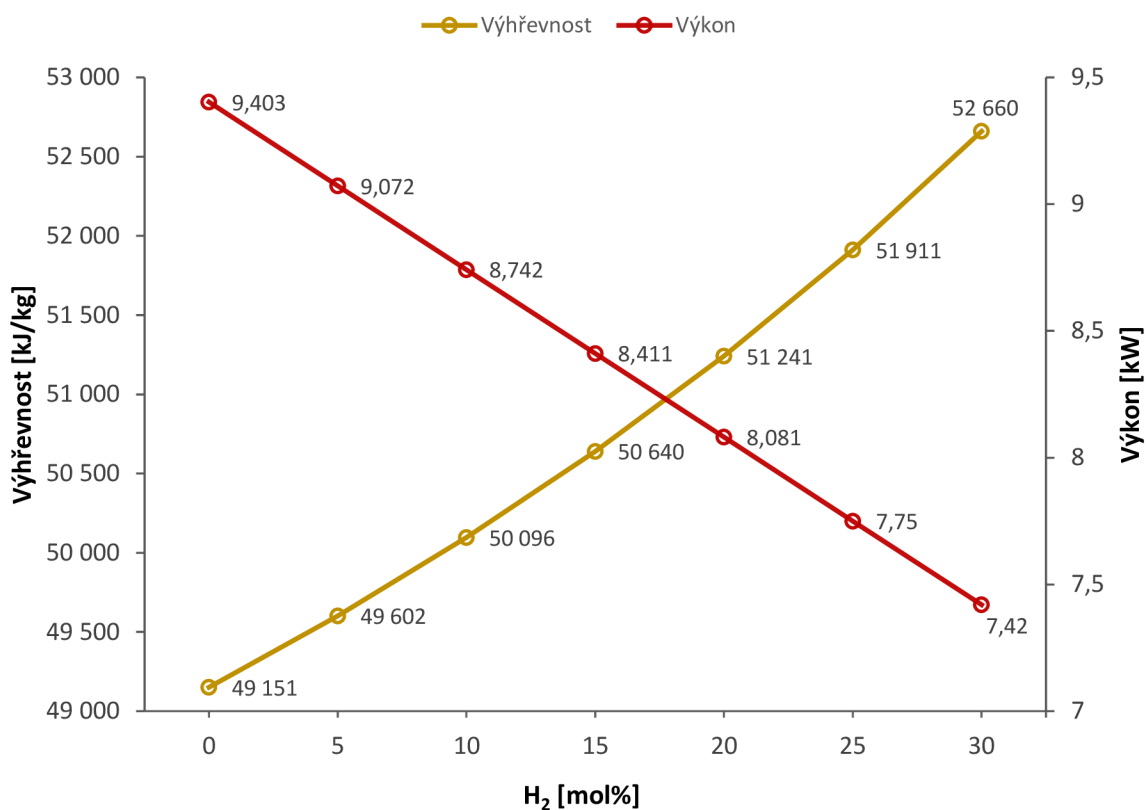


Obr. 47: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m³/hod a přidavku 15 mol% H₂

Na diagramech je možné názorně sledovat změnu ostatních parametrů v závislosti na změně přidavku H₂. Tyto změny jsou vykresleny v grafu na obr. 50.



Obr. 48: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m³/hod a přidavku 30 mol% H₂



Obr. 49: Závislost vybraných charakteristik spalované směsi na přídavku H₂

Na předchozím grafu je znázorněné **trendy** výhřevnosti a výkonu při změně přídavku H₂ ve spalované směsi. Ačkoliv výhřevnost při vyšším zastoupení H₂ roste, vlivem nižší hustoty a tedy nižšího hmotnostního průtoku paliva, výkon hořáku klesá.

ZÁVĚR

Práce **reaguje** na současnou vizi zapojení vodíkových technologií do sektoru energetiky. V úvodu byly nastíněny důležité poznatky z oblasti spalovacích komor kotlů na plyná paliva a plynových turbín. Tuto rešeršní část doplňují **realie** ohledně vodíkových plánů i už rozjetých projektů, kde jsou zapojeny vodíkové technologie. Dle představené teorie spalování plyných paliv byl proveden **bilanční návrh spalování vodíku a zemního plynu**, který se stal i podkladem pro návrh hořáku spalovací komory. Výpočty byly provedeny v softwaru EES a jsou součástí přílohy práce.

Vodík, ačkoliv byl objeven snad už v roce 1766 a je jedním z nejvíce zastoupených prvků ve vesmíru, **nedosahuje** přes své pozoruhodné vlastnosti významného využití v technických oblastech. Za překážky lze považovat především zanedbatelný výskyt v elementární formě a také jeho nízkou hustotu, která stěžuje skladování. Při přizpůsobení se těmto jeho charakteristikám se však může stát významným zdrojem **akumulace energie**. Z představené analýzy vodíku vyplývá několik důležitých faktů.

- Vodík je **nosič energie**, nikoliv primární.
- Vodík jako palivo není v současné době ekonomicky srovnatelný s jinými palivy (především fosilními).
- **Poptávka** po vodíku v jedné oblasti umožní nasazení vodíku v další oblasti.

V další části práce je představen výpočet a návrh **funkčního technologického zařízení** pro experimentální směřování a spalování zemního plynu s **variabilním přídatkem H₂**. Z principu lze technologii rozdělit do dvou částí. První tvoří část směšovací, kde dochází ke smísení zemního plynu a vodíku. Druhou je část spalovací. Jejimi stěžejními prvky jsou plynový hořák a nechlazená spalovací komora. Celý systém obsahuje několik ovládacích, regulačních a měřících prvků. Ovládací prvky zaručují především bezpečnost systému. Za regulační prvky lze považovat ručně ovládané ventily, jimiž je možné měnit směšovací i spalovací charakteristiky. Měřící prvky slouží k číselným výstupům měřených veličin. Celý systém je ovládán pomocí rozvaděče s řídicím panelem. **Funkčnost technologie** byla po dokončení ověřena pilotním provozem při spalování zemního plynu. I když se do doby odevzdání nepodařilo provést praktické měření spalování plyné směsi vodíku a zemního plynu, lze považovat cíle práce za **splněné**. Zařízení je součástí jedné z laboratoří Energetického ústavu. Může tak být v dohledné době využito pro **výzkum** vlivu přídatku H₂ na spalování. Experimentování může být i náplní závěrečných prací budoucích diplomantů.

Poslední kapitola představuje **program v sw ESS**. Jedná se o bilanci spalování směsi vodíku a zemního plynu. Může také sloužit k nastavení vhodných podmínek při práci s vytvořeným experimentálním zařízením. Představené diagramy simulují tři provozní stavy při nastavení počátečních a omezujících podmínek. Za vstupní variabilní proměnnou byla zvolena molární koncentrace H₂. Tyto simulace **potvrzují** již některé známé skutečnosti. Mimo jiné z nich vyplývá, že s **vyšším přídatkem vodíku ve směsi**

- klesá hmotnost tok paliva při konstantním objemovém průtoku,
- roste výhřevnost paliva na kilogram,
- klesá výkon hořáku,
- mírně roste součinitel přebytku vzduchu pro udržení max. limitu teploty spalín.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] GLASSMAN, Irvin a Richard A YETTER. *Combustion*. Fourth edition. San Diego: Elsevier Science & Technology, 2008. ISBN 978-0-12-088573-2. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-12-088573-2.X0001-2
- [2] PAVRI, Roointon a Gerald D MOORE. Gas Turbine Emissions and Control. In: *GE.com* [online]. Boston: General Electric Company, 2022 [cit. 2022-04-06]. Dostupné z: https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4211-gas-turbine-emissions-and-control.pdf
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. upr. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [4] BAUKAL, Charles E. *Industrial burners handbook*. Boca Raton: CRC Press, 2004, 790 s : il., čb. fot. ISBN 0-8493-1386-4.
- [5] GRECMAN, Daniel. Cena zemního plynu v EU letí stále raketově nahoru. A s ní i cena elektřiny. In: *OEnergetice.cz* [online]. Třebíč: OM Solutions, 2021 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/komoditni-trhy/cena-zemniho-plynu-eu-leti-stale-raketove-ni-i-cena-elektriny>
- [6] Velkoobchodní cena plynu pro evropský trh za týden klesla o 70 procent. In: *OEnergetice.cz* [online]. Třebíč: OM Solutions, 2021 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/komoditni-trhy/velkoobchodni-cena-plynu-pro-evropsky-trh-za-tyden-klesla-o-70-procent>
- [7] LEFEBVRE, Arthur H. *Gas Turbine Combustion*. 2 ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999, 400 s. ISBN 1-56032-673-5.
- [8] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory spalovacích turbín*. Vydání první. Brno: Galant Brno, s.r.o, 2007, 1149 stran : ilustrace, tabulky, grafy. ISBN 978-80-239-6657-2.
- [9] FÍK, Josef. *Spalování plyných paliv a plynové hořáky*. 1. vyd. Praha: GAS, 1998, 232 s. Informační systém GAS. ISBN 80-861-7601-0.
- [10] BENINI, Ernesto. *Progress in Gas Turbine Performance* [online]. 1. London: IntechOpen, 2013 [cit. 2022-03-01]. ISBN 978-953-51-6353-4. Dostupné z: doi:10.5772/2797
- [11] JONES, Robert, Jeffrey GOLDMEER a Bruno MONETTI. *Addressing Gas Turbine Fuel Flexibility* [online]. General Electric Company, 2011, -4601(052011) [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4601b-addressing-gas-turbine-fuel-flexibility-version-b.pdf
- [12] SVOBODA, Alexandr a kolektiv autorů. *Plynárenská příručka: 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě*. 1. vyd. Praha: GAS, 1997, 1192 s. ISBN 80-902339-6-1.
- [13] JIŘINEC, Pavel. Rozdělení typů hořáků. In: *Hořáky pro průmyslové aplikace* [online]. Klatovy, 2016 [cit. 2022-01-04]. Dostupné z: <https://www.horaky-pz.cz/>
- [14] HUDÁK, Igor. *Charakteristické parametry procesu spalování při využití vzduchu s obsahem kyslíku vyšším než 21 %* [online]. Brno, 2013 [cit. 2022-01-30]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/27679>. Diplomová práce.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Petr Bělohradský.

- [15] SKRYJA, Pavel. *Vliv konstrukčních parametrů návrhu procesního hořáku na stabilitu a parametry spalování* [online]. Brno, 2017 [cit. 2022-01-30]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/64983>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství.
- [16] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 3. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2019, 131 s. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [17] SMIL, Vaclav. *Energie: průvodce pro začátečníky*. 1. Praha: Kniha Zlin, 2018. Tema (Kniha Zlin). ISBN 978-80-7473-634-6.
- [18] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [19] Vitomax 300-HS M93A – Průmyslový kotel s vysokým výkonem. In: *Viessmann* [online]. Allendorf: Viessmann [cit. 2022-04-03]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/komercni-provozy/parni-kotel/stredotlake-parni-kotle/vitomax-300hs.html>
- [20] BUFKA, Aleš, Jana BLECHOVÁ TOURKOVÁ, Miloslav MODLÍK a Jana VEVERKOVÁ. Přehled trhu plynových kotlů 2017 – 2019, díl 1. – Kategorie kotlů, druhy plynů a spotřeby. In: *TZB-info* [online]. Topinfo, c2021-2022 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-plynem/20786-prehled-trhu-plynovych-kotlu-2017-2019-dil-1-kategorie-kotlu-druhy-plynu-a-spotreby>
- [21] *ROČNÍ ZPRÁVA O PROVOZU PLYNÁRENSKÉ SOUSTAVY ČESKÉ REPUBLIKY ZA ROK 2020* [online]. Jihlava: Energetický regulační úřad, 2021 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://www.eru.cz/cs/zpravy-o-provozu-plynarenske-soustavy#2020>
- [22] Kotle. In: *PBS POWER EQUIPMENT* [online]. Třebíč: PBS POWER EQUIPMENT, 2019 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.pbspe.cz/kotle/>
- [23] Teplovodní a horkovodní kotle. In: *Viessmann* [online]. Allendorf: Viessmann [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/prumysl/teplvodni-kotle.html>
- [24] Plynové kotle. In: *Přerovské kotlářny* [online]. Přerov: PŘEROVSKÉ KOTLÁŘNY MONTÁŽE, 2022 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.kotlarna.cz/index.php?oid=5553147>
- [25] Steam Generators. In: *Cannon Bono Energia* [online]. Peschiera Borromeo (Italy): Cannon S.p.A., c2017-2022 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.cannonbonoenergia.com/products/steam-generators/>
- [26] ŠEVELOVÁ, Kamila, Kamil STÁREK, Ivo BERKA, Jan HEROSCH a Petr SALVET. *Parní kotle (návody do cvičení)* [online]. 1. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://projekty.fs.vsb.cz/414/?ucebni-opory>
- [27] KOČIŠ, Štefan, Michal STÁŇA a Ladislav VILIMEC. *Provoz a regulace energetických zařízení (skripta, návody do cvičení)* [online]. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2007, 263 s. [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://projekty.fs.vsb.cz/414/?ucebni-opory>

- [28] Reduction of NO_x emissions. In: *Task Force on Techno-Economic Issues* [online]. Paris: TFTEI, 2022 [cit. 2022-04-07]. Dostupné z: <http://tftei.citepa.org/en/industrial-sources/reduction-of-nox-emissions#formation-process-in-combustion>
- [29] Low NO_x Burners. In: *VOLCANO* [online]. Osaka: Volvano, 2022 [cit. 2022-04-07]. Dostupné z: <http://www.volcano.co.jp/english/products/industrial/environmental-standards.html>
- [30] Staged fuel gas only burners. In: *International Combustion Equipment* [online]. Arcore (Italy): I.C.E., 2022 [cit. 2022-04-07]. Dostupné z: <https://it-ice.com/our-products/staged-fuel-gas-only-burners/>
- [31] MACENAUEROVÁ, Tereza. *Vliv vnitřní recirkulace spalin na charakteristické parametry spalování* [online]. Brno, 2015 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/39928>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Petr Bělohradský.
- [32] Reduction and Control Technologies: Combustion Control. In: *Boiler Technologies* [online]. Washington DC: Energy Solutions Center Inc. [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <http://cleanboiler.org/workshop/rctcombustion/>
- [33] ZROYCHIKOV, N. A, D. R GRIGORIEV, M GAMBURG a A. V PAY. Introduction of Burners with In-Furnace Flue Gas Recirculation at a Power Boiler. *Thermal engineering* [online]. Moscow: Pleiades Publishing, 2021, **68**(11), 865-872 [cit. 2022-04-08]. ISSN 0040-6015. Dostupné z: doi:10.1134/S0040601521110082
- [34] OLAND, C. B. *GUIDE TO LOW-EMISSION BOILER AND COMBUSTION EQUIPMENT SELECTION* [online]. U.S. Department of Energy, 2002 [cit. 2022-04-08]. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/amo/downloads/guide-low-emission-boiler-and-combustion-equipment-selection>
- [35] POURHOSEINI, S.H, I TAGHVAEI, M MOGHIMAN a M BAGHBAN. Tangential Flue Gas Recirculation (TFGR) technique for enhancement of radiation characteristics and reduction of NO_x emission in natural gas burners. *Journal of natural gas science and engineering* [online]. Elsevier B.V, 2021, **94**, 104130 [cit. 2022-04-08]. ISSN 1875-5100. Dostupné z: doi:10.1016/j.jngse.2021.104130
- [36] NHAN, Ho Ky, Minjun KWON, Sewon KIM a Jae Hyun PARK. CFD investigation of NO_x reduction with a flue-gas internal recirculation burner in a mid-sized boiler. *Journal of mechanical science and technology* [online]. Seoul: Korean Society of Mechanical Engineers, 2019, **33**(6), 2967-2978 [cit. 2022-04-08]. ISSN 1738-494X. Dostupné z: doi:10.1007/s12206-019-0546-0
- [37] ELCO Technologies. In: *ELCO* [online]. ELCO Burners, 2022 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://www.elco-burners.com/int/en/content/248/fgr-system>
- [38] Gas turbine. In: *Energy Education* [online]. Calgary: University of Calgary, 2018 [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: https://energyeducation.ca/encyclopedia/Gas_turbine
- [39] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2020. ISBN 978-80-214-5847-5.

- [40] BOYCE, Meherwan P. *Gas Turbine Engineering Handbook* [online]. 4. Waltham (Massachusetts): Elsevier, 2012 [cit. 2022-03-18]. ISBN 978-0-12-383842-1. Dostupné z: doi:10.1016/C2009-0-64242-2
- [41] HARBY, Jennifer. Frank Whittle: The underrated British hero who built a jet engine. In: *British Broadcasting Corporation* [online]. London: BBC, 2022 [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.bbc.com/news/uk-england-leicestershire-56155895>
- [42] Turbíny se protočily až do 21. století. In: *VISIONS: Magazín o technologiích, lidech a inovacích* [online]. Siemens, c1996-2022 [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.visionsmag.cz/turbiny-se-protocily-az-do-21-stoleti>
- [43] BROUWER, J. Hybrid fuel cell gas turbine (FC/GT) combined cycle systems. RAO, Ashok D. *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation*. 1. Cambridge: Woodhead Publishing, 2012, s. 265-282. ISBN 978-0-85709-013-3. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-85709-013-3.50009-2
- [44] LANDIS, Fred. Development of gas turbines. In: *Britannica* [online]. Encyclopaedia Britannica Inc, 2022 [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/technology/gas-turbine-engine/Development-of-gas-turbines>
- [45] *The Jet Engine*. 5th edition. Derby (England): Rolls-Royce plc, 1996. ISBN 0902121-235.
- [46] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory - Termodynamika a základy konstrukce: Učební texty pro vysoké školy technického zaměření*. 1. Brno: Galant Brno, 2007. ISBN 978-80-254-0418-8.
- [47] SANDHY, Akhil. How does continuously fuel burn in combustion chamber of gas turbine engine?. In: *Quora* [online]. Quora, 2022 [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://www.quora.com/How-does-continuously-fuel-burn-in-combustion-chamber-of-gas-turbine-engine>
- [48] Design Support – Annular Combustion Chamber Design. In: *David Lauder milch - Intelligent Product Design in Berlin* [online]. Berlin [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <http://laudermilch.de/portfolio/design-support-annular-combustion-chamber-design/>
- [49] Classification of combustion chamber. In: *AEROSPACE NOTES* [online]. Aerospace Notes, 2022 [cit. 2022-04-01]. Dostupné z: <https://aerospacenotes.com/classification-of-combustion-chamber/>
- [50] JOLLY, William Lee. Hydrogen: chemical element. In: *Britannica* [online]. Encyclopaedia Britannica Inc, 2022 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/science/hydrogen>
- [51] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. 4. vyd. Praha: Prometheus, 2007. Pomocné knihy pro žáky (Prometheus). ISBN 978-80-7196-345-5.
- [52] Comparative Properties of Hydrogen and Other Fuels. In: *Hydrogen Tools* [online]. Washington DC: The Pacific Northwest National Laboratory [cit. 2022-02-15]. Dostupné z: <https://h2tools.org/hyarc/hydrogen-data/comparative-properties-hydrogen-and-other-fuels>

- [53] Česká vodíková technologická platforma (HYTEP) [online]. Husinec: Česká vodíková technologická platforma, 2022 [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/>
- [54] Vodíková strategie České republiky. In: *Ministerstvo průmyslu a obchodu* [online]. Praha: MPO, c2005-2021 [cit. 2022-01-07]. Dostupné z: https://www.mpo.cz/assets/cz/prumysl/strategicke-projekty/2021/8/Vodikova-strategie_CZ_G_2021-26-07.pdf
- [55] KALAMARAS, Christos M. a Angelos M. EFSTATHIOU. Hydrogen Production Technologies: Current State and Future Developments. *Conference Papers in Energy* [online]. 2013, **2013**, 1-9 [cit. 2022-02-15]. ISSN 2314-4009. Dostupné z: doi:10.1155/2013/690627
- [56] Výroba vodíku. In: *DEVINN* [online]. Jablonec nad Nisou: DEVINN, 2022 [cit. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://www.devinn.cz/blog/vyroba-vodiku/>
- [57] TKÁČ, Martin a Karin STEHLÍK. Centrální výroba vodíku. *Chemické listy* [online]. 2017, **111**(2), 121-128 [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <http://www.chemicke-listy.cz/ojs3/index.php/chemicke-listy/issue/view/2>
- [58] Hydrogen Production: Natural Gas Reforming. In: *ENERGY.GOV* [online]. Washington DC: Energy Efficiency & Renewable Energy [cit. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/fuelcells/hydrogen-production-natural-gas-reforming>
- [59] Gov. Edwards, Air Products Announce \$4.5 Billion Blue Hydrogen Clean Energy Complex. In: *Office of the Governor* [online]. Louisiana, 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://gov.louisiana.gov/index.cfm/newsroom/detail/3421>
- [60] *Hydrogen Roadmap Europe* [online]. 1st edition. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2019 [cit. 2022-02-20]. ISBN 978-92-9246-331-1. Dostupné z: doi:10.2843/341510
- [61] MILLER, Hamish Andrew, Karel BOUZEK, Jaromir HNAT, Stefan LOOS, Christian Immanuel BERNÄCKER, Thomas WEIßGÄRBER, Lars RÖNTZSCH a Jochen MEIER-HAACK. Green hydrogen from anion exchange membrane water electrolysis: a review of recent developments in critical materials and operating conditions. *Sustainable Energy Fuels* [online]. 2020, **4**(5), 2114-2133 [cit. 2022-03-15]. ISSN 2398-4902. Dostupné z: doi:10.1039/C9SE01240K
- [62] SCHIEBAHN, Sebastian, Thomas GRUBE, Martin ROBINIUS, Vanessa TIETZE, Bhunesh KUMAR a Detlef STOLTEN. Power to gas: Technological overview, systems analysis and economic assessment for a case study in Germany. *International journal of hydrogen energy* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2015, **40**(12), 4285-4294 [cit. 2022-03-17]. ISSN 0360-3199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2015.01.123
- [63] TOCHÁČKOVÁ, Anna a Martin ŠILHAN. Využití vodíkových technologií v energetice. In: *ALL FOR POWER* [online]. Praha: AF POWER agency, c2009-2022 [cit. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://allforpower.cz/technologie-a-materialy/vyuziti-vodikovych-technologie-v-energetice-228>
- [64] Cíle a hodnoty. In: *Evropská Unie* [online]. Brusel: Evropská komise, Generální ředitelství pro komunikaci, 2022 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: https://european-union.europa.eu/principles-countries-history/principles-and-values/aims-and-values_cs

- [65] Bude v roce 2050 v plynovodech vodík, nebo syntetický metan?. In: *ALL FOR POWER* [online]. Praha: AF POWER agency, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://allforpower.cz/plynarenstvi/bude-v-roce-2050-v-plynovodech-vodik-nebo-synteticky-metan-391>
- [66] MAJLING, Eduard. Rada EU zveřejnila návrh budoucí podpory energetické infrastruktury: pro zemní plyn má dvě výjimky. In: *OEnergetice.cz* [online]. Třebíč: OM Solutions [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/plyn/rada-eu-zverejnila-navrh-budouci-podpory-energeticke-infrastruktury-zemni-plyn-ma-dve-vyjimky>
- [67] THE ECONOMICS OF HYDROGEN. *TURBOMACHINERY INTERNATIONAL: The Global Journal of Energy Equipment*. 2021, **62**(5), 28-29.
- [68] MOUSSU, Nelly. Europe rediscovers biogas in search for energy independence. In: *EURACTIV France* [online]. Efficacité et Transparence des Acteurs Européens., c1999-2022 [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.euractiv.com/section/energy/news/europe-rediscovers-biogas-in-search-for-energy-independence/>
- [69] BROWN, Andy. Hydrogen is recognised as a high purity premium product. Andy Brown describes some of its many roles. In: *The Chemical Engineer* [online]. Institution of Chemical Engineers, 2022 [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.thechemicalengineer.com/features/uses-of-hydrogen-in-industry/>
- [70] HÁJEK, Vojtěch. Muzejníci z Ústí nad Labem stěhovali obří stroje z bývalé výroby mýdel. In: *Zpravodajství ČT24* [online]. Praha: Česká televize, c1996-2021 [cit. 2021-10-16]. Dostupné z: <https://ct24.ceskatelevize.cz/regiony/3349412-muzejnici-z-usti-nad-labem-stehovali-obri-stroje-z-byvale-vyroby-mydel>
- [71] Hydrogen fueled gas turbines. In: *GE Gas Power* [online]. Boston: General Electric Company, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.ge.com/gas-power/future-of-energy/hydrogen-fueled-gas-turbines>
- [72] GE innovates Australia's first hydrogen-blend power plant. In: *GE Gas Power* [online]. Boston: General Electric Company, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.ge.com/gas-power/resources/case-studies/australias-first-dual-fuel-hydrogen-plant>
- [73] Long Ridge Energy Generation. In: *Long Ridge Energy* [online]. Canonsburg (USA): Long Ridge Energy, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.longridgeenergy.com/about/power-plant-project>
- [74] Siemens Energy to provide hydrogen-capable turbines to back up utility-scale solar installation in Nebraska. In: *SIEMENS Energy* [online]. Mnichov: Siemens Energy, c2020-2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://press.siemens-energy.com/global/en/pressrelease/siemens-energy-provide-hydrogen-capable-turbines-back-utility-scale-solar-installation>
- [75] *HYFLEXPOWER* [online]. Paris: Hyflexpower, c2020-2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.hyflexpower.eu/>
- [76] Kvalita plynu. In: *GasNet* [online]. Ústí nad Labem: GasNet, 2021 [cit. 2021-11-08]. Dostupné z: <https://www.gasnet.cz/cs/kvalita-plynu/>
- [77] Laboratoř zplyňování - experimentální jednotka atmosférického fluidního zplyňování BIOFLUID. In: *Energetický ústav* [online]. Brno: Energetický ústav,

Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, 2022 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://eu.fme.vutbr.cz/o-nas-laboratore-oei-laborator-zplynovani>

- [78] *National Instruments (NI)* [online]. Austin (USA): NATIONAL INSTRUMENTS, 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz.html>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Spalovací vzduch / palivo	-
A	Průřez trysky	m^2
c	Rychlost plamene	$m \cdot s^{-1}$
c_e	Rychlost zvuku v palivu	$m \cdot s^{-1}$
C_d	Rychlostní součinitel	-
C_p	Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
C_n	Měrná tepelná kapacita za konst. objemu	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
f	Palivový poměr	-
f_{stech}	Stechiometrický palivový poměr	-
h_{sp}	Entalpie spalin	$kJ \cdot kg^{-1}$
m_{O_2}	Množství kyslíku	kg
$m_{O_2,stech}$	Stechiometrické množství kyslíku	kg
m^{sp}	Množství spalin	kg
$m_{vzd,stech}$	Stechiometrické množství vzduchu	kg
$m_{vzd,stech,suchy}$	Stechiometrické množství suchého vzduchu	kg
\dot{m}_{pal}	Hmotnostní průtok paliva	$kg \cdot s^{-1}$
M	Molární hmotnost	$kg \cdot kmol^{-1}$
Ma_e	Machovo číslo na výstupu z trysky	-
p	Tlak	Pa
p_o	Vztažná hodnota tlaku	Pa
p_p	Přetlak	Pa
p_p''	Parciální tlak	Pa
P_{horak}	Výkon hořáku	kW
r	Měrná plynová konstanta	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
S	Parametr víření	-
q_v	Objemové zatížení komory	$kW \cdot m^{-3}$
Q_{mass}	Výhřevnost	$kJ \cdot kg^{-1}$
T_e	Termodynamická teplota na výstupu z trysky	K
T_o	Vztažná termodynamická teplota	K
T_{sp}	Termodynamická teplota spalin	K
u	Rychlost hoření	$m \cdot s^{-1}$
v	Měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
V_{komora}	Objem spalovací komory	m^3
w	Hmotnostní podíl	-
x	Molární podíl	-

$X_{mol\%}$	Molární koncentrace	$mol\%$
X	Množství spalin na kg spalované směsi	kg
α	Součinitel přebytku vzduchu	-
β	Součinitel přebytku paliva	-
β_c	Kritický tlakový poměr	-
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
κ	Poissonova konstanta	-
Ω	Charakteristický poměr	-
φ	Relativní vlhkost	-

Zkratka

Význam

BFG	Blast Furnace Gas
CCS	Carbon Capture and Storage
CCU	Carbon Capture and Utilization
CFD	Computational Fluid Dynamic
EES	Engineering Equation Solver
EMV	Elektromagnetický ventil
EU	Evropská unie
EÚ	Energetický ústav
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
LHV	Lower Heating Value
MaR	Měření a Regulace
MCFC	Molten Carbonate Fuel Cell
NC	Normally Closed
NO	Normally Open
NO_x	Oxidy dusíku
PEM	Polymer Electrolyte Membrane
SVWr	Saint-Venantova-Wantzelova rovnice

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Profil obecné exotermní (spalovací) reakce	11
Obr. 2: Náskres zapojení paroplynového cyklu – spalovací turbíny s kotlem na odpadní teplo	12
Obr. 3: Závislost tvorby emisí NO _x a CO na stechiometrickém poměru paliva a spal. vzduchu	16
Obr. 4: Žárotrubný parní kotel se třemi spalinovými tahy – provozní tlak páry do 2,5 MPa .	17
Obr. 5: Vznik termických, palivových a promptních NO _x v závislosti na teplotě	19
Obr. 6: Plynový hořák s odděleným přívodem primárního a sekundárního vzduchu	20
Obr. 7: Detailní pohled na plynový hořák se stupňovitým přívodem paliva (staged-fuel) pracující uvnitř spalovací komory	20
Obr. 8: Kotel se systémem vnitřní recirkulace spalin.....	21
Obr. 9: Koncepce spalovací turbíny	22
Obr. 10: Schéma plynové turbíny s otevřeným oběhem	23
Obr. 11: T-s diagram teoretického i skutečného cyklu spalovací turbíny	23
Obr. 12: Závislost účinnosti cyklu spalovací turbíny na tlakovém poměru a teplotě systému	24
Obr. 13: Podélný řez souproutou spalovací komorou	26
Obr. 14: Rozdělení přiváděného vzduchu do spalovací komory	27
Obr. 15: Řez trubkovou spalovací komorou CAN	28
Obr. 16: Spalovací komory v uspořádání CANNULAR.....	29
Obr. 17: Detail řezu spalovací komory koncepce ANNULAR.....	29
Obr. 18: SILO koncepce	30
Obr. 19: Klasifikace spalovacích komor – porovnání	32
Obr. 20: Přivádění vzduchu do plamence otvorem v plamenci vlevo, deflektorem vpravo ...	32
Obr. 21: Lopatkový vířič	33
Obr. 22: Schématické znázornění pracovního principu alkalického elektrolyzéro	37
Obr. 23: Schématické znázornění pracovního principu PEM elektrolyzéro	37
Obr. 24: Schématické znázornění pracovního principu vysokoteplotního elektrolyzéro.....	38
Obr. 25: Prognóza budoucí spotřeby nízkouhlíkového vodíku v jednotlivých odvětvích ČR	39
Obr. 26: Řez modelem spalovací turbíny SGT6-5000F společnosti SIEMENS ENERGY....	40
Obr. 27: Schématické znázornění vize projektu HYFLEXPOWER	41
Obr. 28: Rozměrové parametry palivové trysky	53
Obr. 29: Spalovací komora jako součást experimentálního zplyňovacího zařízení	56
Obr. 30: Stav komory před zahájením prací.....	56
Obr. 31: Stav zapalovacího a hlavního hořáku před zahájením prací	57
Obr. 32: Hodnoty rychlostních součinitelů v závislosti na rozměrových parametrech trysky	58
Obr. 33: Detail z výkresového modelu trysky – průměr 3 mm	58
Obr. 34: Detail výkresu sestavy palivové trysky	59
Obr. 35: Řez sestavou čelního hořáku spalovací komory	59
Obr. 36: Zapojení termočlánků ze spalovací komory do svorkovnic.....	60
Obr. 37: Pohled do spalovací komory na rozmístění termočlánkových sond	60
Obr. 38: Komora po dokončení příprav.....	61
Obr. 39: Schématické znázornění technologie směřování a spalování plyné směsi	62
Obr. 40: Technologie v uživatelském prostředí softwaru.....	65
Obr. 41: Nastavení měřené veličiny (tlaku) v softwaru - vlevo, vykreslení lineární funkce pro převod proudové veličiny na tlakovou - vpravo.....	65

Obr. 42: Napěťový / proudový výstupní modul NI 9207 s 16 vstupními (inputs) kanály	66
Obr. 43: Technologie směšovacího uzlu po elektrickém zapojení prvků a při zkouškách funkčnosti systému	67
Obr. 44: Pohled průhledítkem zadního čela komory při provozu zařízení.....	68
Obr. 45: Spojité vykreslení měřených hodnot teploty v čase uvnitř komory v uživatelském prostředí softwaru	68
Obr. 46: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m ³ /hod a přídavku 5 mol% H ₂	69
Obr. 47: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m ³ /hod a přídavku 15 mol% H ₂	70
Obr. 48: Bilanční schéma technologie při celkovém průtoku paliva 1 m ³ /hod a přídavku 30 mol% H ₂	70
Obr. 49: Závislost vybraných charakteristik spalované směsi na přídavku H ₂	71

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Klasifikace plyných paliv	14
Tabulka 2: Rozdělení plynových kotlů dle tlaku a teploty pracovního média	18
Tabulka 3: Shrnutí představených koncepcí spalovacích komor - specifika, přednosti a nevýhody	31
Tabulka 4: Vybrané vlastnosti vodíku.....	35
Tabulka 5: Složení zemního plynu (dle Protokolu naměřených průměrných hodnot v uzlovém bodě Velké Němčice za měsíc září 2021)	46
Tabulka 6: Zjišťované, dopočtené termomechanické vlastnosti jednotlivých složek plyné směsi	46
Tabulka 7: Termomechanické vlastnosti jednotlivých složek zemního plynu a vodíku	47
Tabulka 8: Potřebné množství kyslíku pro stechiometrické reakce složek plyné směsi	50
Tabulka 9: Souhrnná tabulka stechiometrického množství kyslíku, resp. atmosférického vzduchu pro různé koncentrace přídavku H ₂ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 mol% H ₂)	51
Tabulka 10: Množství jednotlivých složek spalin na kg paliva.....	51
Tabulka 11: Souhrnná tabulka stechiometrického množství spalin pro různé koncentrace přídavku H ₂ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 mol% H ₂)	52
Tabulka 12: Ovládací a regulační prvky systému (z katalogových listů jednotlivých prvků)	63
Tabulka 13: Měřicí prvky systému (z katalogových listů jednotlivých prvků).....	64

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Provedení bilančních výpočtů v softwaru EES