



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

VLIV KONSTRUKČNÍCH PARAMETRŮ NÁVRHU PROCESNÍHO HOŘÁKU NA STABILITU A PARAMETRY SPALOVÁNÍ

THE INFLUENCE OF OPERATING PARAMETERS AND CONSTRUCTION
PARAMETERS OF THE PROCESS BURNER ON STABILITY
AND COMBUSTION PROCESSES PARAMETERS

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Pavel Skryja

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

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

BRNO 2017

•ABSTRAKT

Předložená práce řeší vliv konstrukčních uspořádání na parametry spalování a na stabilitu hoření. Pozornost je věnována známým i novým perspektivním metodám spalování. Důležitou částí práce je vlastní návrhový postup výpočtu injektorového hořáku a zkoušky hořáku s potlačenou tvorbou oxidů dusíku.

Práce prezentuje návrh procesního injektorového hořáku s novým způsobem spalování pomocí vírového proudění. Hořák je tvořen dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu. V prvním stupni je pomocí ejekčního účinku plynného paliva přisáván spalovací vzduch do prostoru směšovače. Druhý stupeň spalovacího vzduchu je přisáván ejekčním účinkem plyno-vzdušné směsi prvního stupně, kde vstřikovací tryska je vybavena vnitřním axiálním vířičem. Spalovací vzduch druhého stupně je do hořáku přiveden radiálním vířičem a do spalovacího prostoru následně axiálním vířičem. Účinky všech tří vířičů se sčítají.

Další typ navrženého hořáku je hořák s difuzním plamenem. U tohoto hořáku byl modifikován jednostupňový přívod spalovacího vzduchu za dvoustupňový. Hořák byl testován pro různé nastavení axiálního vířiče a sekundárních trysek. Cílem bylo nalezení klíčových konstrukčních parametrů jak pro dobrou stabilitu plamene, tak pro nízkou tvorbu polutantů.

V případě injektorových hořáků, na základě analýzy proudění, se podařilo vytvořit postup konstrukčního uspořádání, kde vírové číslo dosahuje hodnotu kolem 2,6. Pro difuzní hořáky, byly nalezeny konfigurace, které vyhovují jak požadavkům stability hoření, tak snížení emisí, např. ze 70 ppm NO_x pro jednostupňové spalování na emise v hodnotě 30 ppm (vztaženo na suché spaliny při 3% O₂) pro dvoustupňové spalování.

Přínosem práce je aplikace poznatků z oblasti proudění a hoření při návrzích hořáků a dále návrhy nového uspořádání hořáků, které využívají produkty mikrovlnné pyrolýzy, zejména při zpracování biomasy pro energetické účely.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stabilita hoření, spalování, injektorový hořák, emise

ABSTRACT

The objectives of this paper focus upon composing recommendations with respect to burners design while observing aerodynamic, together with present and advanced developments in the field of flame technology principles. Specifically the aims are set at flame stability and pollutions. Important part of this paper is a novel design procedure dealing with premixed burners. Further, by exploiting the results of testing program enabled one to design burners exhibiting low level of nitrogen oxides emissions.

On the basis of aerodynamic analysis of premixed burners flow path several recommendations on the geometry resulted in proposing two ejectors, which transport the combustion air. In the first ejector the fuel jet, generated by flow through a nozzle, draws the specified part of the combustion air, and then the mixture is a driving agent of the second ejector. The remaining part of combustion air flows first through the radial curved vanes, and second its tangential velocity component is augmented by axial vanes prior it enters mixing part of the second ejector. For the additional contribution to the rotating motion the inclined axial vanes built inside the nozzle of the second ejector are responsible. The resulting swirling number reaches the values up to 2.6. For the burner so arranged fire stability and low NO_x emissions in the wide operating conditions can be expected.

Within the frame of extensive testing program in the field of diffusion burners several modifications have been carried out such as setting of axial vanes which secure the swirling motion, changes of combustion air flows path, and modifications of secondary nozzles, these resulted in extending zone of stabilized flame and reducing the formation of NO_x, e.g. NO_x emissions of 70 ppm, prior the modifications, have dropped to 30 ppm (dry flue gas 3% O₂).

The main contribution of this paper stands in applications of development activities results in aerodynamic and flame within their implementation in the field of burners design. Further, it is the proposed design of burners which are capable of simultaneously firing products of the biomass microwave pyrolysis, namely syngas and bio-oils.

KEYWORDS

Flame stability, combustion, burner, emission

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKRYJA, P. *Vliv konstrukčních parametrů návrhu procesního hořáku na stabilitu a parametry spalování*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 151 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.

Prohlášení o původnosti práce

Prohlašuji, že jsem dizertační práci vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Petra Stehlíka, CSc., dr. h. c., na základě vlastních poznatků získaných při studiu a konzultací s odborníky a že jsem veškeré literární a obrazové prameny správně a úplně citoval.

V Brně 24. 04. 2017

.....

Ing. Pavel Skryja

PODĚKOVÁNÍ

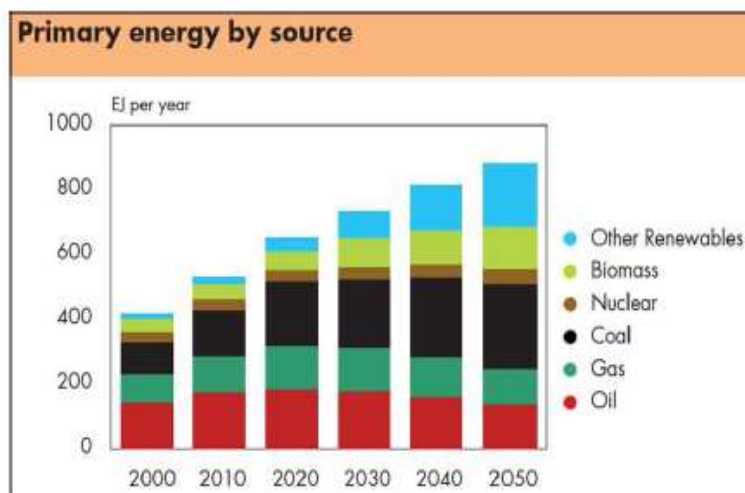
Děkuji tímto svému školiteli prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c. za odborné vedení a zabezpečení mého studia, dále pak kolegům za množství cenných rad a připomínek, bez kterých bych tuto práci nemohl dokončit. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své manželce, dětem a rodičům za jejich trpělivost a podporu.

OBSAH

1	Úvod	8
1.1	Motivace	8
1.2	Cíle.....	9
2	Stabilizace plamene	10
2.1	Struktura plamene	10
2.2	podmínky pro zapálení paliva	21
2.2.1	Způsoby zapálení.....	24
2.2.2	Detekce plamene.....	30
2.3	Vírové proudění	33
2.4	Rychlost hoření – stabilita plamene.....	36
2.4.1	Rychlost hoření plyných paliv	37
2.4.2	Životnost atomizovaných paliv	44
2.4.3	Podmínky stability plamene	57
3	Stabilita plamene dle způsobu stabilizace	66
3.1	Stabilizace plamene úplavem.....	66
3.2	Stabilizace plamene vírovým prouděním	74
3.3	Stabilizace plamene Coandovým jevem	88
3.4	Stabilizace plamene žhavenými lištami	92
4	Hořáky s nízkou koncentrací emisí oxidu dusíku a oxidu uhelnatého	95
4.1	Nízko-emisní hořáky.....	98
5	Experimentální část	104
5.1	Plynový hořák s před-mísenou směsí	104
5.1.1	Využití injektorových hořáků se stupňovitý přívodem paliva.....	111
5.2	Testování hořáku s difuzním plamenem	115
5.2.1	Plán zkoušek	117
5.2.2	Výsledky měření.....	117
5.3	Aplikace hořáku v pyrolýzní mikrovlnné jednotce.....	122
6	Závěr.....	128
7	Použité symboly	129
8	Použité informační zdroje.....	139
	Seznam příloh	144

1 ÚVOD

V současnosti jaderná energie, bio-energie a další obnovitelné energetické zdroje, pokrývají asi 20% světových požadavků na energii [1]. Z tohoto údaje vyplývá, že spalování fosilních paliv zůstane dominujícím procesem konverze na tepelnou energii nejméně dalších 50 roků, jak to ilustruje následující sloupcový diagram Obr. 1 [1]. S růstem spotřeby energie také úzce souvisí zvýšená tvorba emisí, jako jsou oxid uhličitý CO_2 , oxidy dusíku NO_x a oxidy síry SO_x , které ve velké míře zatěžují životní prostředí. Právě tyto důvody vyvolávají trvalý a zásadní vývoj v konstrukci spalovacích zařízení.



Obr. 1 Zastoupení způsobů výroby energie na celkové produkci. [1]

1.1 MOTIVACE

V průběhu posledních roků směřuje vývoj technologie spalování k flexibilitě z hlediska druhů alternativních paliv a bio-paliv. To je patrné zejména v oblasti plynových turbín a procesních pecí [1]. Tento trend je dán zejména vyhlídkou na omezené zásoby fosilních paliv. Z dlouhodobého hlediska jsou tyto alternativní paliva zajímavá i z hlediska ekonomického. Jedním z důvodů, proč je stále atraktivnější používání syntetických plynů (směs CH_4 , CO a H_2), je skutečnost, že tato paliva jsou založena na zplyňování bio-paliv nebo alternativních paliv. V této oblasti byl v posledních letech udělán velký pokrok. Jako prostředek pro termickou přeměnu paliv na energii se používá hořák.

Širokému spektru paliv odpovídají různá uspořádání hořáků. Hořák přesto musí splňovat nejméně následující podmínky:

- Plamen musí být stabilní v celém rozsahu výkonového zatížení.
- Provozování hořáku musí být bezpečné.
- Množství emitovaných škodlivin musí splňovat zákonné emisní limity.

V současnosti je k dispozici relativně velké množství výpočtových postupů, doporučení, vzorů a specifických norem, které jsou při návrhu a vývoji hořáku velmi potřebné. Příkladem může být pracovní diagram hořáku pro specifické palivo, který znázorňuje meze v relaci množství vyhořelého paliva a rychlostí hoření [2]. Velmi užitečnými jsou poznatky podmínek pro lokální stabilitu plamene vzhledem ke změnám průtočných rychlostí vzduchu nebo paliva [3]. Pro

kapalná paliva je pak velmi důležitá tlaková nebo pneumatická atomizace, která probíhá v rozprašovacích tryskách [4]. Při posuzování stability hoření kapalných paliv jsou významnými hodnotami doby potřebné do úplného vyhoření paliva [5].

Důležitou oblastí při vývoji hořáků je proudění, kterým se zabývá mnoho publikací. Ukazuje se, že proudová – rychlostní pole jak uvnitř tak i vně obálky plamene hrají významnou roli nejen pro stabilitu, ale také pro množství škodlivých emitentů. Významným poznatkem je skutečnost, že pro stabilitu a ostatní charakteristiky je důležité zpětné proudění. Příkladem zabezpečení tohoto typu proudění je řízený úplav [6]. Pro generování zpětného proudění uvnitř a vně obálky plamene je často používána indukce víření proudu. Pro docílení víření je používána i řada dalších uspořádání hořáků. Pro vyjádření míry intenzity víření je zavedeno tzv. vírové číslo „S“ [7]. K dosažení zejména vnějšího zpětného proudění se používá ochlazení proudu spalin relativně chladným proudem vzduchu. Zapálení směsi paliva a vzduchu je následně zabezpečeno horkou hranou vyzdívky hořáku [8]. Pro stabilizaci plamene v blízkosti ústí trysky se také využívá účinek Coandova jevu [9]. Pro výpočty a zobrazení proudových – rychlostních polí navrženého uspořádání hořáku je používán software CFD (*Computational Fluid Dynamics*), např. Fluent [10].

1.2 CÍLE

Práce je zaměřena na problematiku konstrukčních prvků hořáku a jejich vlivu na spalovací proces. Parametrů, které ovlivňují spalování je nespočetná řada, proto bylo jedním z prvních a základních úkolů provést výběr klíčových konstrukčních prvků, které významně ovlivňují spalovací proces. Práce se proto soustředí zejména na stabilitu hoření vírovým prouděním pomocí různých typů vířičů. Pozornost je věnována také predikci tvorby oxidu dusnatého a oxidu uhličitého z konstrukčního hlediska hořáku. Práce se také okrajově zabývá přenosem tepla z horkých spalin do stěn spalovací komory.

Pro splnění cílů práce byly stanoveny tyto dílčí úkoly:

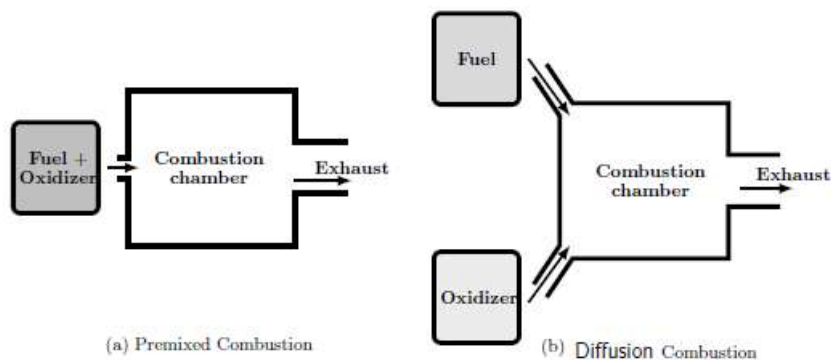
- Velmi rozsáhlá oblast publikací používá různé definice a popisy pojmů, které se vztahují k hořákům a procesům hoření. Jedním z vytyčených cílů je uvedení přehledu základních stavebních prvků hořáků.
- Návrh injektorového hořáku na plynná paliva s příslušnými výpočtovými postupy. V návrhu uspořádání je více stupňový ejektor – směšovač, který umožňuje udržovat specifikovaný ekvivalentní poměr paliva a spalovacího vzduchu i při změně výkonu. Soustavy skupin lopatek zabezpečují intenzivní víření výstupní plyno-vzdušné směsi.
- Popis vlivů změn uspořádání více palivového hořáku na charakteristiky hoření. Experimentální ověření vlivu úhlu nastavení lopatek axiálního vířiče, který ovlivňuje intenzitu víření a tím i vektory rychlosti zpětných toků. Vliv stupňovitěho přívodu paliva, který výrazně řídí rozložení teplot plamene podél osy hořáku.
- Práce popisuje použití navržených plynových injektorových hořáků v pecích výroby čpavku, vodíku a pyrolýzních pecí vyrábějících etylén a propylén. Práce uvádí aplikaci použití více palivových hořáků pro spalování směsných bio-paliv a produktů pyrolýz.

2 STABILIZACE PLAMENE

Stabilní plamen je základním předpokladem bezpečného a plynulého spalování. Při studování stability hoření je důležité se zabývat strukturou plamene. Z hlediska struktury je možné způsob spalování rozdělit dle způsobu kontaktu molekul paliva a okysličovadla plamene na spalování s před-míchanou směsí (*premixed flame*) a s difuzním hořením (*diffusion flame*). Důležitým stabilizačním prvkem hoření je způsob proudění. U hořáků je pro stabilizaci hoření často využíváno vírové proudění, které umožňuje tvorbu interních a externích recirkulačních zón - zpětného proudění. Tyto oblasti se vyznačují nižší rychlostí proudu okysličovadla a paliva na úroveň rychlosti hoření této směsi.

2.1 STRUKTURA PLAMENE

Pro stabilní podmínky hoření je důležité popsat strukturu plamene. Z tohoto hlediska literatura [11] názorně uvádí, jakým způsobem dochází ke kontaktu molekul kyslíku s molekulami paliva. Podle uspořádání hořáku se proud vzduchu (kyslíku) míchá s plynným palivem nebo rozprášeným kapalným palivem buď před, anebo současně s chemickou reakcí. Zavedenými názvy pro tato dvě uspořádání jsou plamen s před-mícháním nebo také kinetický plamen (*premixed flame*) a difuzní plamen (*diffusion flame*). V případě před-míchaného plamene se proudící vzduch míchá s plynným palivem ještě před místem, kde dochází k chemické reakci. U hořáků konfigurovaných pro difuzní plamen se kyslík dostává do kontaktu s plynným palivem nebo rozprášeným kapalným palivem, až po ukončení procesu difuze. Oba tyto případy jsou zobrazeny na Obr. 2.



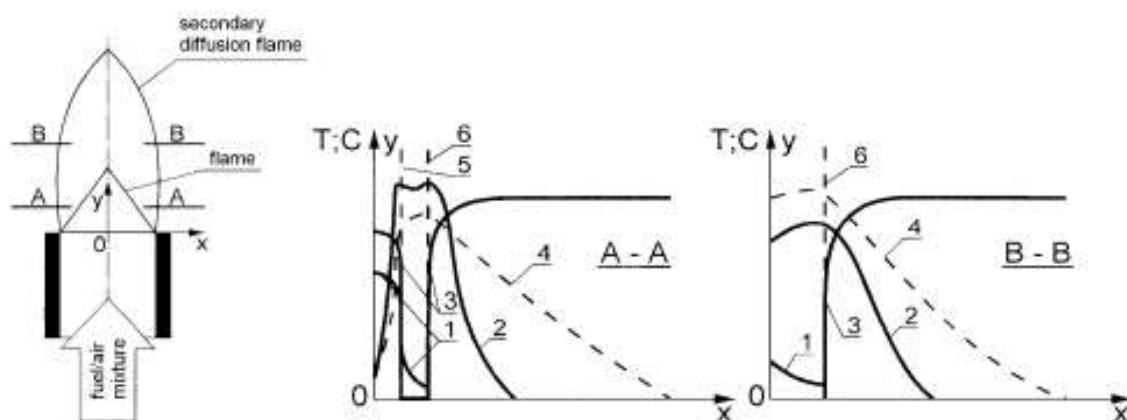
Obr. 2 Plamen s před-mícháním paliva a plamen při difuzním hoření. [12]

Pro před-míchaný plamen lze popsat následující tři zóny zobrazené na Obr. 3.

- Ohřev a iniciace, kde oxidační proces je iniciován ohřevem způsobeným tepelným tokem a radikály, které přicházejí z reakční zóny. Po ukončení procesu před-míchání je dosaženo stavu stechiometrické koncentrace, takže dochází ke spontánní oxidaci.
- Hlavní reakční zóna – čelo plamene, je charakterizována intenzivní oxidační reakcí při vzniku meziproductů, tzv. radikálů, a finálních produktů. Teplota rychle vzrůstá. Tato zóna je velmi tenká.

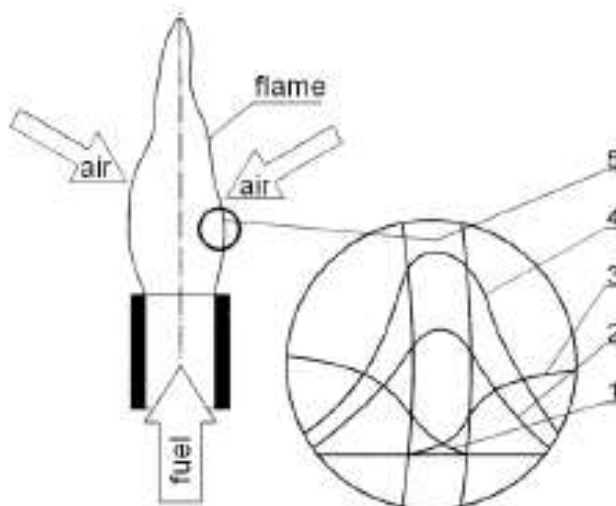
- Následně za zónou plamene dochází ke snižování teploty a produkty hoření nabývají rovnovážnou koncentraci.

Jestliže množství oxidantů v reakční zóně není dostatečné, vytvářejí se v této oblasti podmínky pro sekundární difuzní dohořívání.



Obr. 3 Závislost koncentrace a teploty plamene v závislosti na vzdálenosti od hořáku: (1) palivo, (2) proud plynu, (3) oxidace, (4) teplota, (5) před-míchaný plamen, (6) sekundární difuzní plamen. [11]

Obr. 4 znázorňuje prostředí při difuzním hoření. Při tomto uspořádání se plamen tvoří v hraniční vrstvě mezi hořlavým plynem a oxidantem. Před začátkem hoření musí dojít ke směšování procesem difuze a ke zvýšení teploty. Difuze může mít charakter molekulární nebo turbulentní. Intenzivní reakce je lokalizována do prostoru, kde poměr paliva a oxidantu odpovídá stechiometrickým podmínkám.

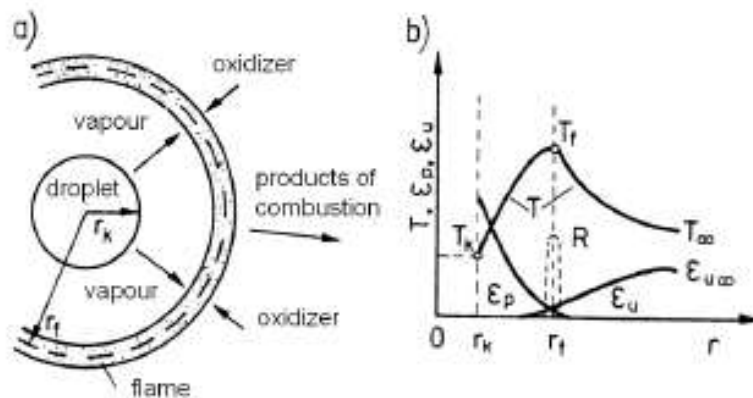


Obr. 4 Laminární difuzní plamen: (1) plyn, (2) proud plynu, (4) teplota, (5) plamen. [12]

Popsaný průběh hoření odpovídá situaci, kdy palivo je ve stavu plynném. V případě kapalného paliva je nutný proces jeho rozprašování (atomizace) na kapičky. Tedy důležitým mechanismem hoření je hoření jedné kapičky, jak je to naznačeno na Obr. 5.

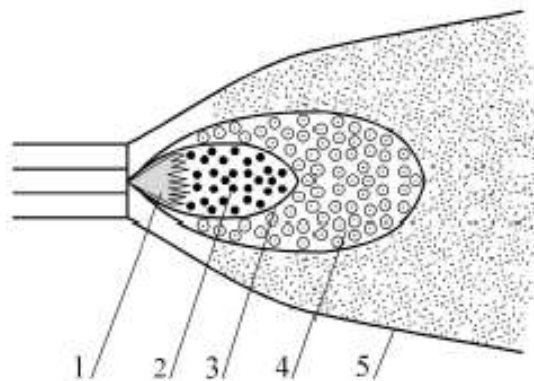
Hoření kapalného paliva probíhá ve dvou fázích, tj. odpařování a hoření par. Rychlost hoření kapalných paliv je určována následujícími faktory:

- Rychlostí odpařování kapaliny, což je v relaci s tepelným výkonem absorbovaným kapalným palivem.
- Rychlostí směšování par se vzduchem.
- Kinetikou chemické reakce.



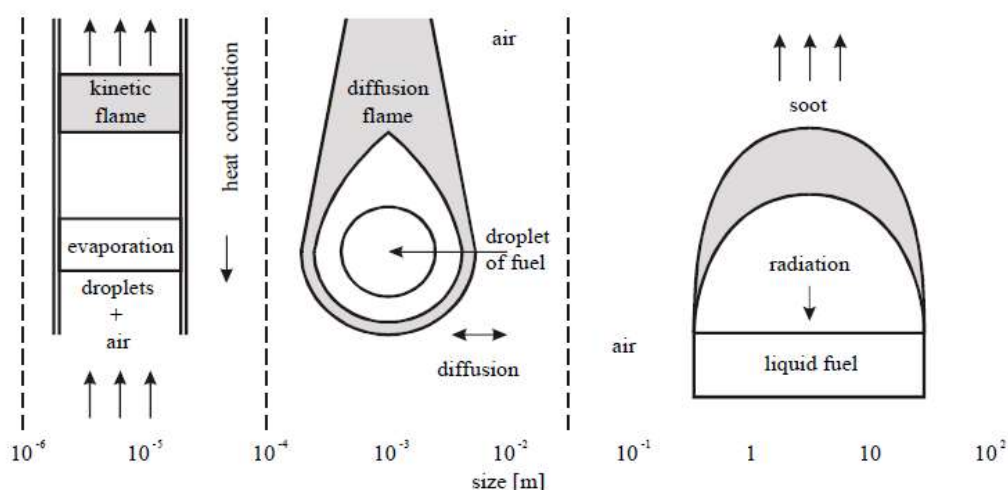
Obr. 5 Model difuzního spalování jedno-tryskového kapalného hořáku: a) geometrie plamene, b) teplota (T), koncentrace paliva (ϵ_p) a kyslíku (ϵ_u). [11]

Po výtoku z trysky lze popsané fáze postupně identifikovat v různých oblastech plamene, jak to naznačuje Obr. 6.



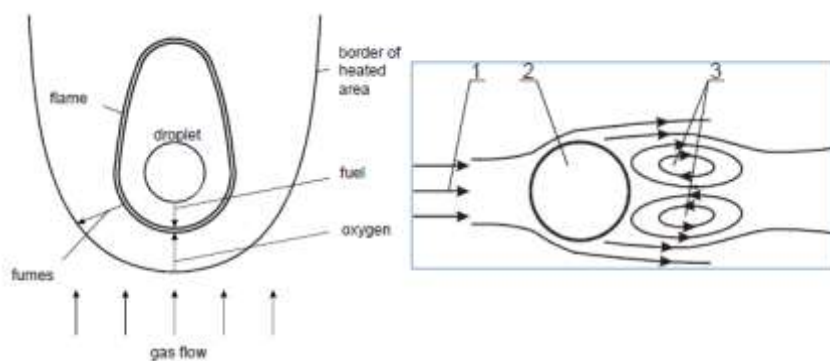
Obr. 6 Struktura plamene rozprášeného kapalného paliva: 1 – proud kapiček paliva, 2 – fáze ohřevu a odpaření, 3 – fáze zapálení, 4 – fáze oxidační reakce, 5 – obálka plamene [11].

Podrobný popis procesů při spalování kapalného paliva lze nalézt v [13]. Obr. 7 ukazuje prostorovou posloupnost dějů na kapičkách. Počátek je představován ohřevem a odparem konvekcí tepla za přítomnosti vzduchu. Dochází též k reakcím řízených chemickou kinetikou. V následném ději se ve větším prostoru objem kapiček zmenšuje a dochází k difuzi se vzduchem za vzniku difuzního plamene. Ve větším prostoru, v prostředí vzduchu, horké plyny emitují radiální teplo a v produktech se objevuje uhlík - saze.



Obr. 7 Schéma dějů při spalování kapičky paliva. [11]

Vliv proudění na proces hoření je patrný z Obr. 8. Vlevo je znázorněna přirozená konvekce a vpravo nucená konvekce. Význam označení je následující: 1 - proud, 2 – kapka, 3 – recirkulační zóna.



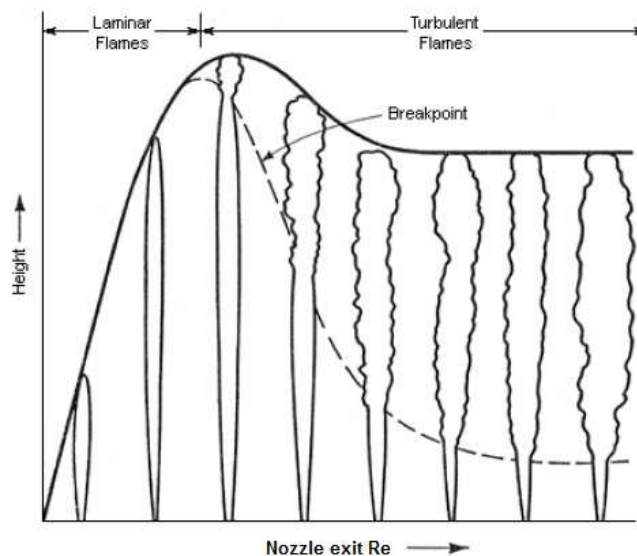
Obr. 8 Vliv proudění na proces hoření. [11]

Obraz proudnic je ovlivněn distribuovanými kapičkami atomizovaného paliva. S odkazem na popsané procesy spalování je přivedené teplo úměrné tepelnému toku radiace a konvekce a současně povrchu kapky, tj. je úměrné druhé mocnině průměru. Teplo absorbované je úměrné třetí mocnině průměru. Doba potřebná k ohřevu a odpaření je úměrná průměru. Tedy proces atomizace je orientován na vznik kapiček, které mají malou velikost [11].

Obr. 9 ukazuje, že proudnice za kapičkou vytvářejí recirkulační zónu. Je obvyklé, že zóny takového charakteru, tzv. vnitřní recirkulační zóny (*Internal Recirculation Zone – IRZ*), lze identifikovat v celém objemu plamene [14]. V další části této práce je popisován způsob indukování a význam IRZ, zejména při stabilizaci plamene.

Při výtoku vzduchu, nebo směsi vzduchu a plynného paliva, do volného prostoru, se vytvoří proud ve tvaru paprsku. Charakter je určen podmínkami proudění v přívodním kanále, resp. v trysce. Zda je typ proudění laminární nebo turbulentní určuje hodnota Reynoldsova čísla. Změny v podmínkách hoření, délka plamene, ke kterým dochází při

přechodu z proudění laminárního do turbulentního, znázorňuje diagram na Obr. 9. Měřítka na vodorovné ose je definováno hodnotami Reynoldsova čísla, které odpovídá podmínkám proudění na výstupu z trysky [14]. Na svislé ose je pak znázorněna výška plamene.



Obr. 9 Ilustrace proudnic za kapičkou. [14]

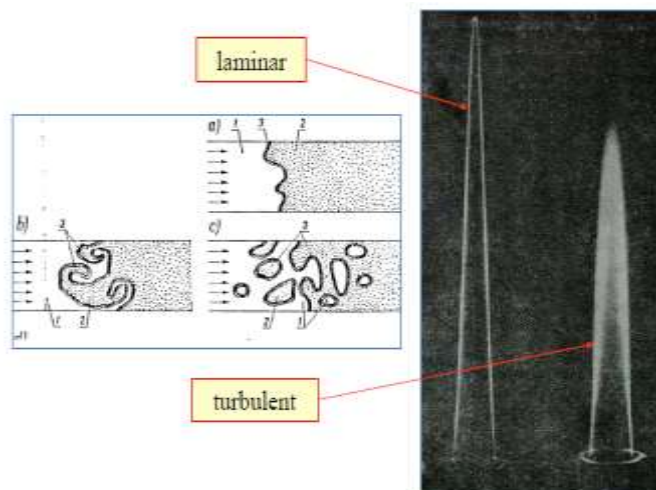
Na Obr. 10 je znázorněn pohled na Bunsenův hořák s před-míchaným plamenem a laminárním prouděním. Z obrázku je patrný vliv laminárního a turbulentního proudění na tvar a rozložení proudnic v plameni [15].



Obr. 10 Rozložení proudnic pro před-míchaný plamen Bunsenova hořáku. [15]

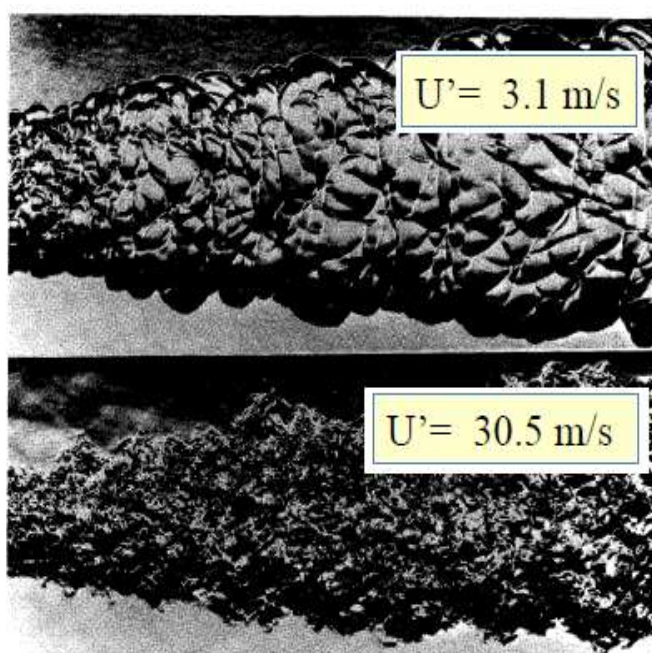
Povrch plamene je hladký, pouze zvlněný. V první části, na výstupu z trysky, má plamen tvar kužele. Celý plamen je protáhlý.

Při přechodu z laminárního do turbulentního plamene se mění pohled na jeho obálku. Tento jev je ilustrován na Obr. 11. Povrch přestává být hladký, vytváří se zvlnění a víry. Dochází ke zvětšení hodnoty intenzity výměny hmoty mezi plamenem a okolím a plamen se zkracuje.



Obr. 11 Přechod z laminárního do turbulentního plamene. [15]

Intenzita turbulence specifikovaná velikostí turbulentní složky rychlosti se projevuje tvarem vírů ve vrstvě obálky plamene. Šířka plamene se zvětšuje, viz Obr. 12.



Obr. 12 Zvětšování šířky plamene s rostoucí turbulentní složkou rychlosti. [15]

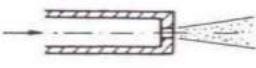
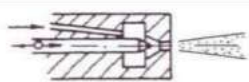
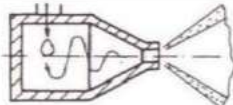
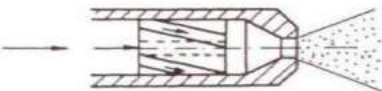
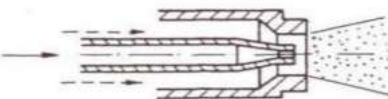
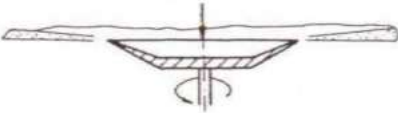
U spalování kapalných paliv je velmi důležité, krom proudění, také způsob a kvalita atomizace. Přehled způsobů atomizace kapalných paliv je uveden na Obr. 13 [16]. Mechanizmy tvorby kapiček se liší formou dodávané energie. Desintegrace kapalinového

paprsku do vrstev a potom do malých kapiček vyžaduje překonání povrchového napětí. To lze uskutečnit následujícími třemi způsoby:

- Působením na povrchové napětí v proudu paprsku kapaliny, které zapříčiní desintegraci.
- Využitím odstředivých sil v rotujícím kapalinovém paprsku.
- Využitím vnějších mechanických a elektrostatických sil a supersonické akustiky.

Z energetického hlediska může být kapalina rozprašována:

- Energií potřebnou pro stlačení vlastní kapaliny - paliva.
- Energií dalšího stlačeného plynu (vzduch nebo pára).
- Mechanickou energií při rotaci kapaliny.

Tlakové rozprašování	
	
	
	
Pneumatické rozprašování	
Mechanické rozprašování	
Vibrační, elektrická energie, atd.	akustické, ultrazvukové, elektrostatické a další atomizéry

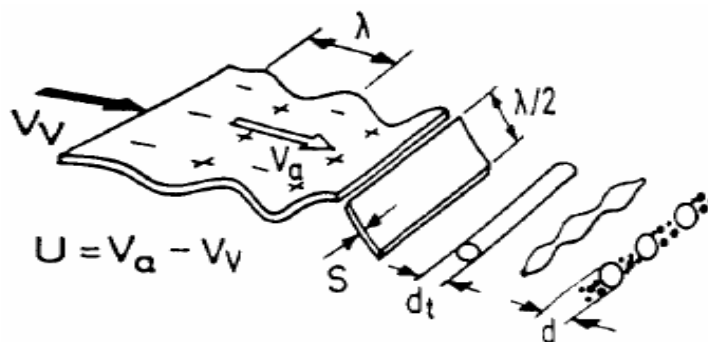
Obr. 13 Přehled postupů atomizace kapalných paliv [16].

Část energie pro atomizaci je potřebná pro vlastní vytváření kapiček. Literatura [17] ukazuje jednotlivé stupně tohoto procesu. V případě pneumatického rozprašování vzduchem se nejprve vytváří blána (*ligament*), která se postupně vlní, vytvářejí se shluky

a oddělují se jednotlivé kapičky, viz Obr. 14. Rozdružovací síly jsou úměrné relativní kinetické energii vzduchu. Naopak, síly které konsolidují spojitý stav kapaliny, jsou závislé na povrchovém napětí. Poměr těchto vlivů je vyjádřen Weberovým číslem dle rovnice (2-1).

$$We = \frac{\rho_{\text{air}} \cdot U_{\text{rel}}^2 \cdot d_o}{\sigma} \quad (2-1)$$

kde: We Weberovo číslo (-)
 ρ_{air} měrná hmotnost vzduchu ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 U_{rel} relativní rychlost vzduchu ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
 σ povrchové napětí (Pa)
 d_o průměr trysky – paprsku (mm)



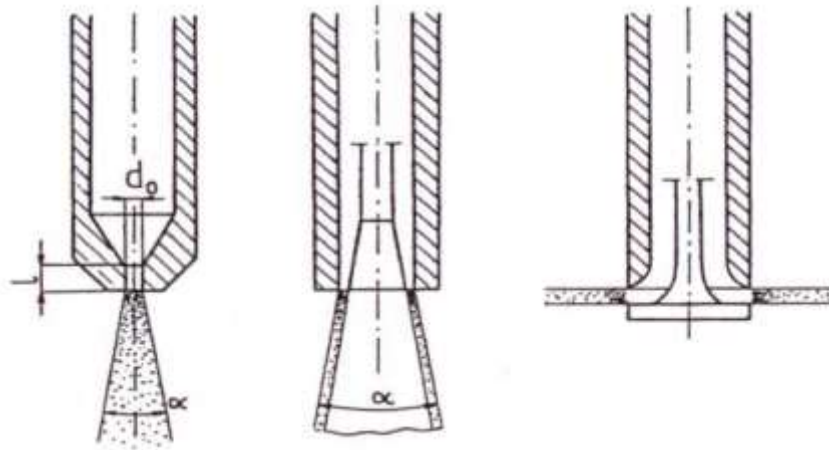
Obr. 14 Tvorba kapiček při pneumatickém rozprašování. [17]

Rozdružovací mechanismus se obvykle kvantifikuje hodnotou čísla „Z“ dle rovnice (2-2):

$$Z = \frac{We^{0.5}}{Re} = \frac{\mu_L}{\sqrt{\sigma \cdot \rho_L \cdot d_o}} \quad (2-2)$$

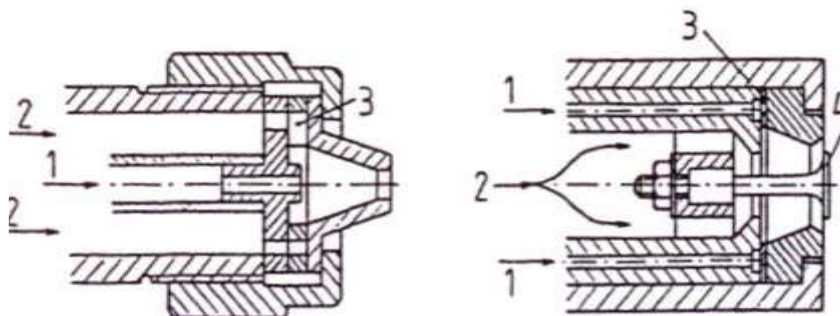
kde: Z (-)
 μ_L dynamická viskozita kapaliny ($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$)
 ρ_L měrná hmotnost kapaliny ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 Re Reynoldsovo číslo (-)

Základní atomizéry s tlakovou rozprašovací tryskou jsou zobrazeny na Obr. 15. Zleva je zobrazena: jednoduchá tryska, prstencová tryska a radiální tryska.



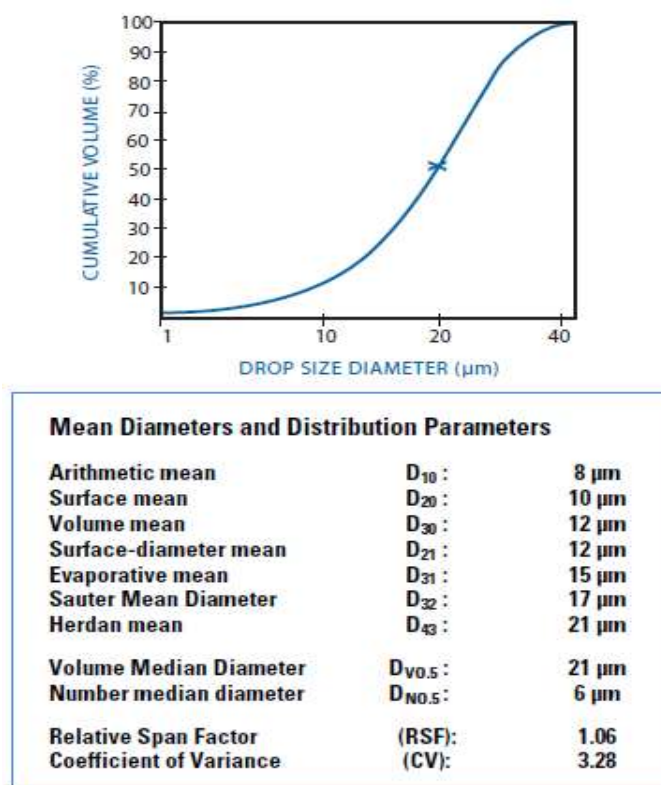
Obr. 15 Příklady trysek s atomizéry [16].

Na Obr. 16 jsou zobrazeny trysky pro pneumatické rozprašování. Na levém obrázku je zobrazena tryska s vířivým prouděním atomizačního média, a na pravém obrázku je zobrazena tryska s vířivým prouděním kapaliny. Označení na obrázcích je následující: 1. kapalina, 2. plyn, 3. kroužek s tangenciálními otvory, 4. difusor.



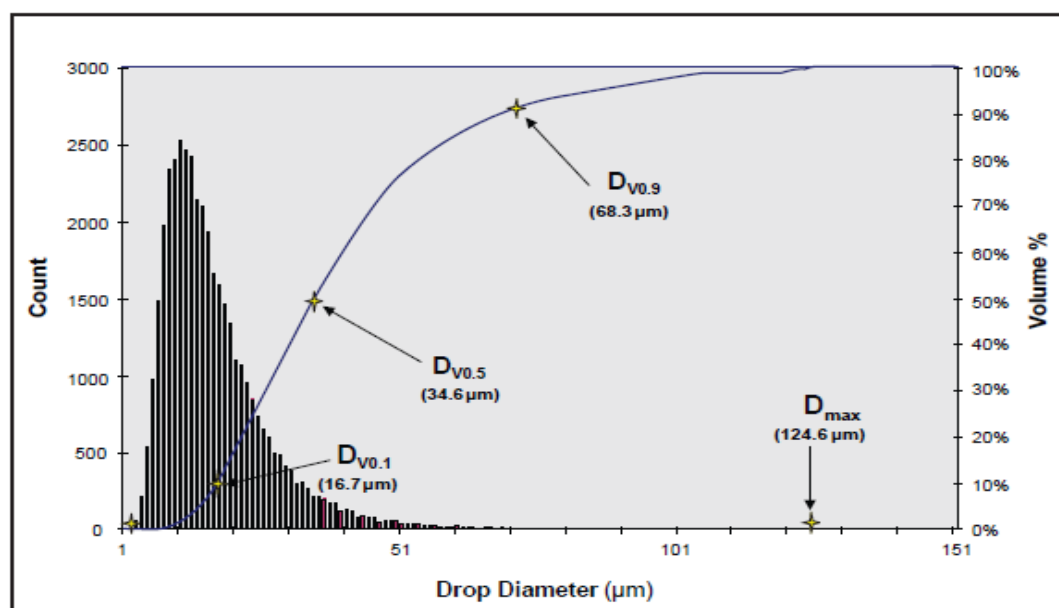
Obr. 16 Tryska s pneumatickým rozprašováním [16].

Při atomizaci vznikají kapky různých velikostí definované svými průměry, které jsou odvozeny ze specifikovaného rozložení jejich velikosti [18]. Obvykle se jedná o následující střední průměry: Střední aritmetický (*Aritmetic mean*), střední objemový (*Volume mean*), střední povrchový průměr (*Surface – diameter mean*), střední Sauterův průměr (*Sauter Mean Diameter*). Uvedené průměry jsou shrnuty na Obr. 17.



Obr. 17 Průměr kapek na rozložení jejich velikosti. [18]

V souvislosti s podmínkami a způsoby atomizace kapalin odpovídají průměry kapek určitému rozložení. Obvykle je používána aproximace dle Rosin – Rammer, ASTM Standard E799-03 a log-normální rozdělení. Literatura [14] uvádí ilustrativní příklad, viz Obr. 18.

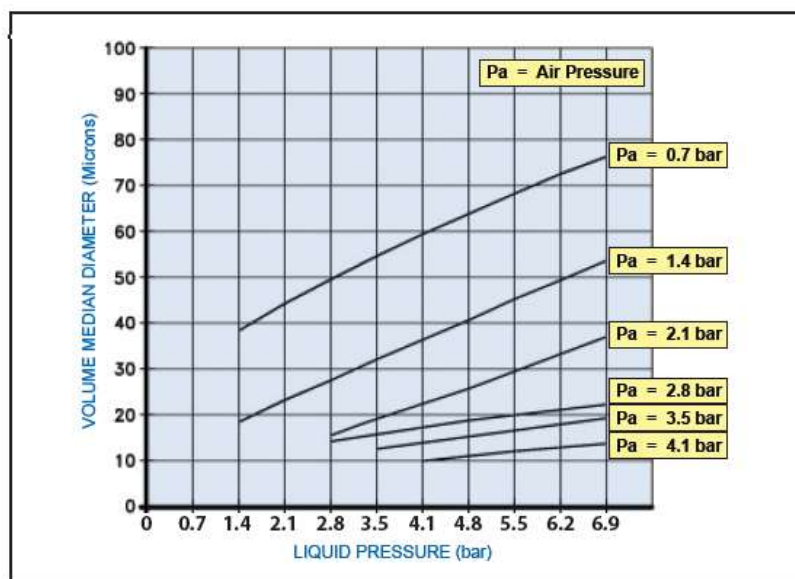


Obr. 18 Aproximace průměru kapky na způsobu atomizace. [14]

Způsob atomizace kapalných paliv ovlivňuje velikost kapek [18]. Důležitými parametry pro atomizaci je viskozita paliva, uspořádání trysek, tlak kapalného paliva a tlak atomizačního vzduchu. Zásady pro atomizaci lze shrnout následujícími výroky:

- Kapky jsou větší pro kužel plný ve srovnání s kuželem dutým.
- Kapky jsou menší při atomizaci vzduchem ve srovnání s hydraulickým tlakem.
- Zvětšení průtočného množství tryskou způsobí zvětšení velikosti kapek.
- Zvýšení viskozity a povrchového napětí vede ke zvětšení velikosti kapek.
- Větší úhel rozstříku způsobí menší velikost kapek.

Na Obr. 19 je zobrazena závislost mezi středním objemovým průměrem kapičky, tlakem kapaliny a tlakem atomizačního vzduchu. Z grafu je patrné, že lze významným způsobem zmenšit velikost průměru kapičky zvýšením tlaku atomizačního média.



Obr. 19 Vztah mezi středním objemovým průměrem kapičky, hydraulickým tlakem a tlakem atomizačního vzduchu. [18]

Detailní informace z oblasti atomizace kapalin lze nalézt v literatuře [4]. Jsou zde analyzovány funkce, které popisují rozložení velikosti kapek. V další části jsou posuzovány způsoby měření velikosti kapek. Zajímavá je část, která uvádí vliv rozložení velikosti kapek na koncentraci škodlivých emisí, viz ilustrativní diagramy na Obr. 20.

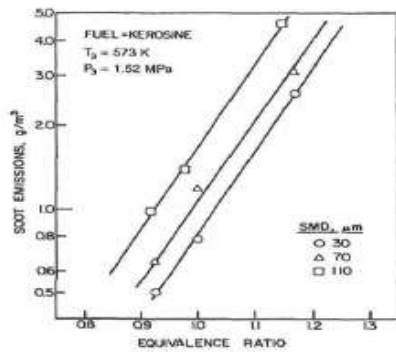


Figure 2: Influence of fuel mean droplet size on soot formation

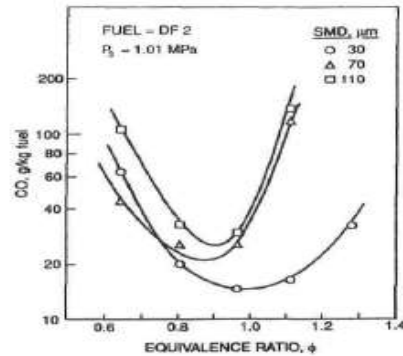


Figure 4: Influence of fuel atomization on CO emissions

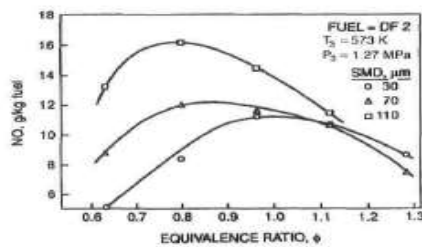


Figure 3: Influence of fuel atomization on NO emissions

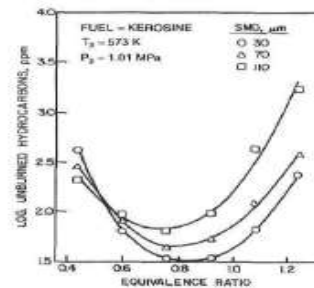


Figure 5: Influence of fuel atomization on UHC emissions

Obr. 20 Rozložení velikosti kapek na koncentraci škodlivých emisí. [4]

2.2 PODMÍNKY PRO ZAPÁLENÍ PALIVA

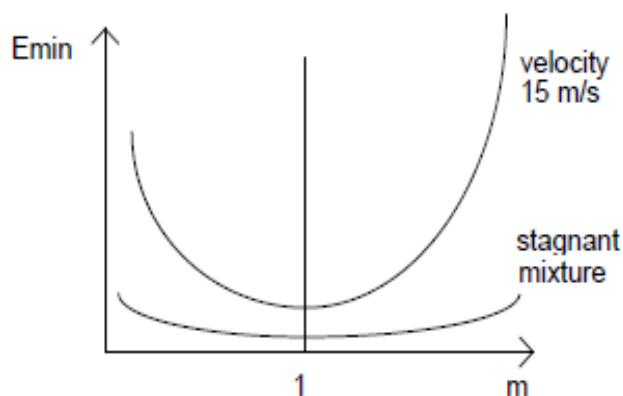
Jednou z hlavních funkcí hořáků je řízené a spolehlivé zapalování paliva a následné kontinuální spalování [19]. Zapálení plynného paliva, které má přístup k dostatečnému množství kyslíku, nastane po dosažení zápalné teploty, tzv. teploty plamene. Je obvyklé, že externí zdroj dodává teplo, tzv. zapalovací energii, pro ohřev na teplotu plamene. Minimální zápalná energie je definována jako externí teplo potřebné k ohřátí kritického objemu na teplotu plamene – zápalnou teplotu [17]. Minimální zápalná energie je definována rovnicí (2-3):

$$E = V_{cr} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_f - T_{in}) \quad (2-3)$$

kde: E minimální zápalná energie (J)
 V_{cr} kritický objem plyno-vzdušné směsi (m^3)
 ρ měrná hmotnost plyno-vzdušné směsi ($kg \cdot m^{-3}$)
 c_p měrná tepelná kapacita plyno-vzdušné směsi ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
 T_f teplota plamene - zápalná (K)
 T_{in} teplota počáteční (K)

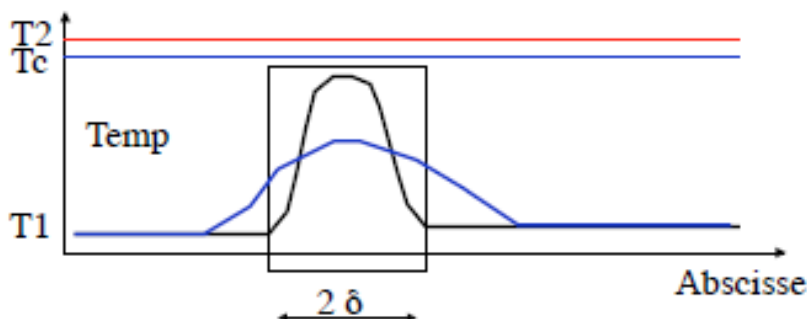
Pro minimální zápalnou energii se předpokládá, že energie uvolněná vnějším zdrojem se homogenně a okamžitě spotřebuje v celém kritickém objemu. V případě, že doba pro zapálení je příliš dlouhá, část dodané vnější energie se vlivem tepelné vodivosti přenesou do okolí.

Ovšem v kritickém objemu nemůže dojít k zapálení, pokud teplota směsi je nižší než zápalná teplota plamene. Pro minimální zápalnou energii, která je obvykle měřena v jednotkách mJ, musí být energie uvolněna v řádu několika mikrosekund tak, aby nedošlo k přenosu tepla do okolí ve významném množství. Tato podmínka je závislá na rychlosti proudění směsi. Tyto vazby zobrazuje diagram na Obr. 21 [17].



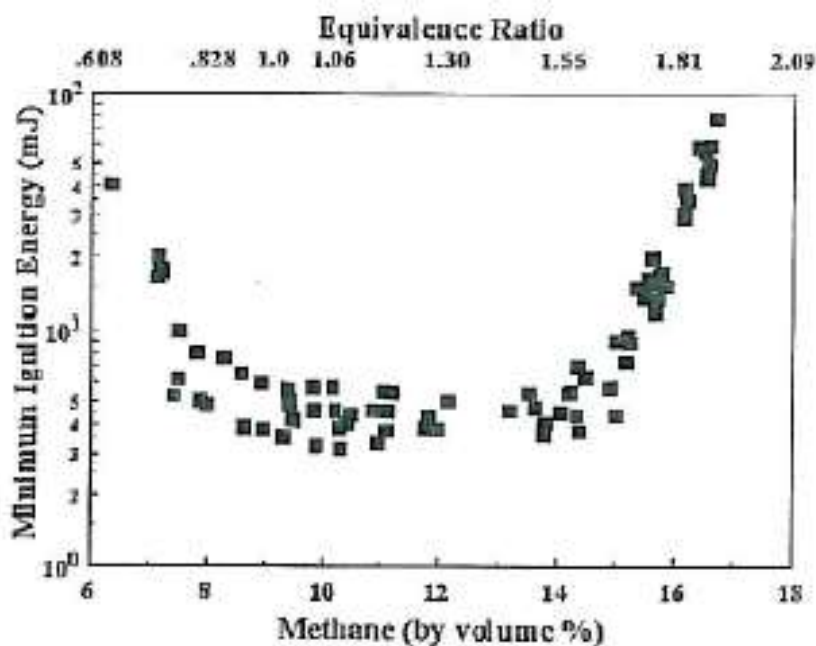
Obr. 21 Závislost minimální zápalné teploty. [17]

Obr. 22 ukazuje zapálení paliva vnější energií elektrického výboje, který vytvoří oblast (kritický objem) spalin se specifickou šířkou [20]. Aby nedošlo k uhasnutí plamene difuzí (přenosem tepla), musí být šířka oblasti větší než dvě tloušťky plamene a zároveň teplota musí být větší, než je teplota zápalná.



Obr. 22 Oblast kritického objemu spalin ze zapalovacího výboje. [20]

Důležité pro zapálení paliva je také vztah mezi minimální zápalnou energií směsi metanu a vzduchu při různých hodnotách ekvivalentního poměru [20]. Ekvivalentní poměr je definován jako poměr mezi skutečným a stechiometrickým poměrem množství paliva a vzduchu. Pro ekvivalentní poměr menší než jedna je směs palivo – vzduch bohatá. Pro ekvivalentní poměr větší než jedna je směs chudá. Pro ekvivalentní poměr roven jedné je směs stechiometrická. Z diagramu na Obr. 23 je patrné, že nízké hodnoty pro zápalnou energii odpovídají ekvivalentním poměrům kolem hodnoty 1,3.



Obr. 23 Závislost minimální zápalné energie na obsahu metanu ve vzduchu.[20]

Minimální zápalná energie pro různá plynná paliva má jinou hodnotu [21]. Pro vodík, metan a propan je v Tab. 1 uvedena měrná hmotnost, výhřevnost, mez zápalnosti směsi se vzduchem, stechiometrická koncentrace směsi se vzduchem a rychlost hoření plamene. Uvedené údaje minimální zápalné energie se pro směs metanu a vzduchu liší od hodnot uvedených v [20]. Přesto jsou pozoruhodné hodnoty minimální zápalné energie a rychlosti hoření pro vodík a metan. Vodík má ve srovnání s metanem téměř třicetkrát nižší minimální zápalnou energii a sedmkrát větší rychlost hoření.

Tab. 1 Vlastnosti vybraných paliv. [21]

Vlastnost	Vodík	Metan	Propan
Měrná hmotnost paliva - kg/m^3	0,0828	0,6512	1,87
Výhřevnost paliva – MJ/m^3	10,78	35,80	91,03
Mez zápalnosti směsi paliva se vzduchem - %	4,1 - 75	5,3 - 15	2,1 - 10
Min. zápalná energie - mJ	0,02	0,29	0,20
Rychlost hoření – cm/s	237	42	46

Přes dobré vlastnosti hoření vodíku se však při jeho použití setkáváme s několika úskalími. Vzhledem k malé hodnotě měrné hmotnosti je pro jeho skladování a transport potřebné použít buď kompresi obvykle na tlak vyšší než 30 MPa, rozpouštění v hydridech anebo zkapalňování. Ve všech případech se jedná o procesy nákladné. Produkce vodíku např. elektrolýzou, při využití elektrické energie z rozvodné sítě, je také značně nákladné.

K výraznému zlevnění výroby vodíku elektrolyzou dochází při využívání větrné energie [22]. Vzhledem k širokému rozmezí zápalnosti směsi vodíku se vzduchem nese manipulace s vodíkem i bezpečnostní rizika.

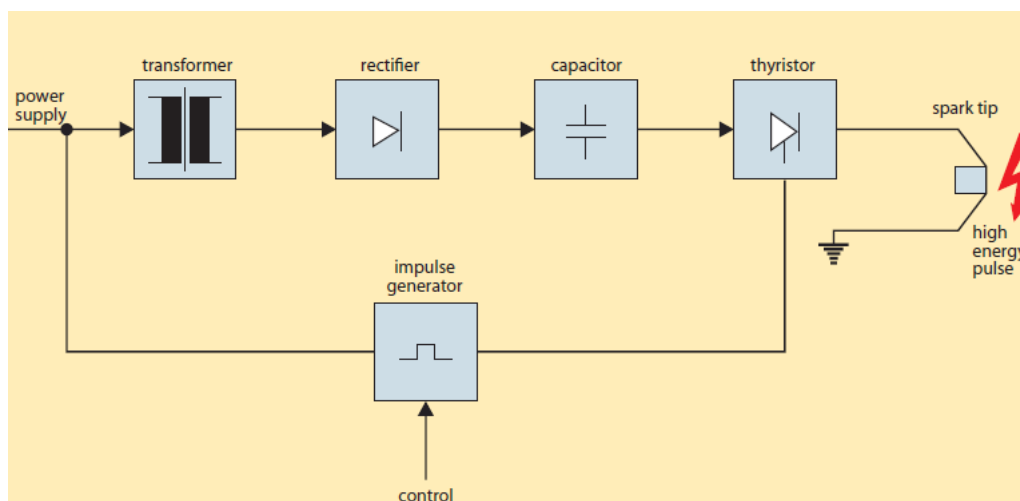
Řada vývojových projektů i provozních zkušeností naopak ukazuje výhody při použití směsi vodík a metanu (nebo zemního plynu) označované jako *Hythane*, viz např. [22]. Při porovnání emisí spalování plyných paliv s kapalnými palivy je zjevné, že plyná paliva produkují významně nižší množství skleníkových plynů a škodlivých emisí (uhlovodíky o 50%, NO_x o 60%, CO_2 o 25% a CO o 80%). Dalšího snížení škodlivých emisí u plyných paliv, zejména NO_x , lze dosáhnout přidáním 5% až 7% vodíku, vyjádřeno v energetických jednotkách. Tento efekt je způsoben výše zmíněnou výrazně vyšší rychlostí hoření vodíku, což také umožňuje spalovat chudší směs paliva se vzduchem. Metan je totiž stabilní molekula, která se obtížně zapaluje. Ovšem přidáním vodíku s výrazně menší hodnotou minimální zápalné energie dochází k úplnému vyhoření směsi. Vodík je i v takto malých koncentracích významným stabilizačním prvkem hoření.

2.2.1 ZPŮSOBY ZAPÁLENÍ

Jedním z užívaných vnějších zdrojů energie pro zapálení je elektrický, tzv. elektronický systém [23]. Systém je založen na principu vybíjení kondenzátoru na speciálně vytvořeném zařízení. Zařízení je konstruováno jako izolátor, který obsahuje polovodičové prvky. Izolátor a kladné a záporné elektrody jsou integrovány do jiskřiště, které je odolné vysokým teplotám. Při vybíjení kondenzátoru vznikne elektrický výboj. Celý proces má následující sekvenci: (1) nabíjení kondenzátoru, (2) připojení kondenzátoru k jiskřišti vysokonapětovým tyristorem a (3) vybíjení kondenzátoru přes polovodičový izolátor. Prostor nad izolátorem je ionizován. Doba pro průchod proudu 300 – 1000 A je 5 až 15 mikrosekund. Výsledný výboj má charakter plazmy, viz Obr. 24. Diagram na Obr. 25 zobrazuje elektrické obvody a konfiguraci jiskřiště.



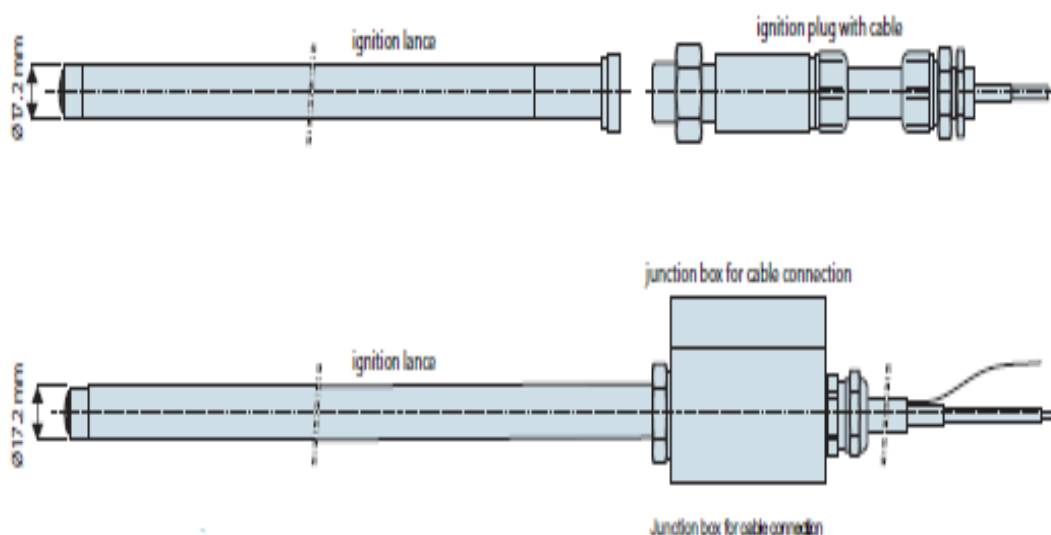
Obr. 24 Výboj jiskřiště. [23]



Obr. 25 Schéma konfigurace jiskřiště. [23]

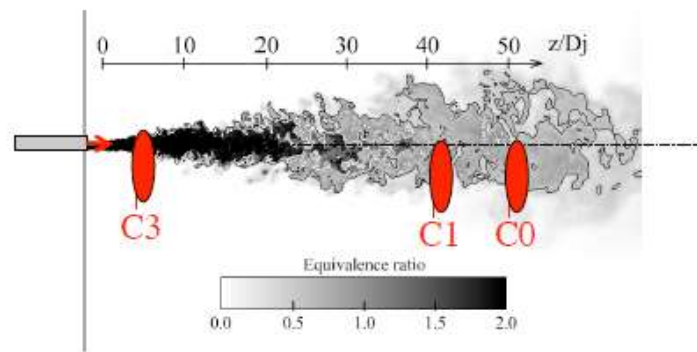
Z diagramu je patrné, že zařízení má vlastní transformátor a dodávku elektrického příkonu je možné měnit. Řídící elektronika umožňuje měnit jak frekvenci pulzů, tak i kapacitu výbojů. Jiskřiště je uspořádáno tak, že má samo-čistící vlastnosti. Celá konfigurace vyhovuje proti explozním bezpečnostním požadavkům.

Popsaný zapalovací systém je dodáván i ve formě výsuvného jiskřiště (*ignition lance*). Na Obr. 26 jsou zobrazeny příklady, kde průměr zapalovacího tyče má hodnotu 17,2 mm a délku od 200 mm do 3000 mm. Uspořádání je rovné nebo tvarované podle požadavků. Systém je vybaven kabely, přívody a spojkami, které jsou odolné teplotám do 775°C. Výkonová kapacita je charakterizována energií pulzu 2 J při frekvenci 2 Hz a napětí 2 kV.



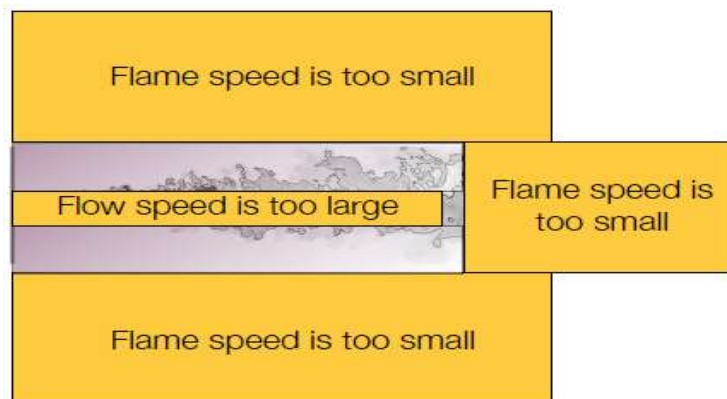
Obr. 26 Zapalovací systémy. [23]

Reference [20] ukazuje, že úspěšnost zapálení výbojem je závislá na vzájemné pozici místa výboje vzhledem k proudu směsi paliva a vzduchu. Na Obr. 27 jsou zobrazeny příklady analyzovaných vzájemných lokalit.



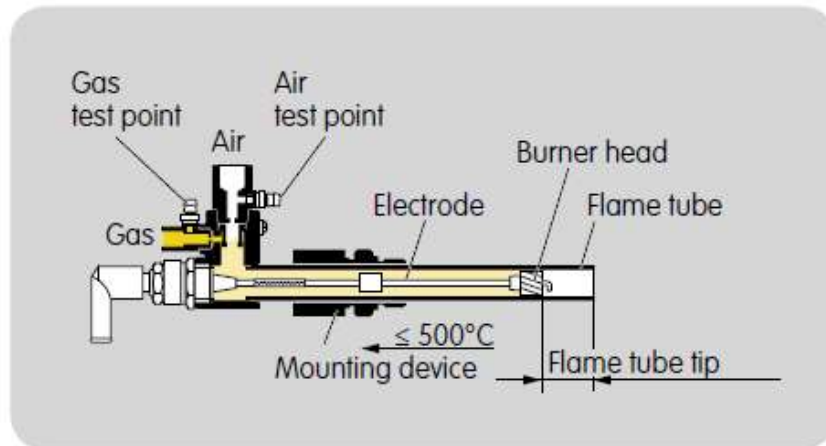
Obr. 27 Úspěšnost zapálení v závislosti na pozici výboje a paprsku hořlavé směsi. [20]

Tato analýza umožnila zmapovat místa, ve kterých jsou rychlosti hoření pro úspěšné zapálení výbojem příliš nízké a rychlosti proudění příliš vysoké. Výsledkem je doporučující mapa s indikací míst, kde by měl být umístěn výboj. Mapa je uvedena na Obr. 28.



Obr. 28 Mapa míst, kde by měl být umístěn výboj. [20]

Stabilizační hořáky (pilot burners) přináležejí do skupiny zapalovacích systémů. Jde o plynový hořák, kde je palivem např. zemní plyn, propan nebo rafinerný plyn. Palivo je přivedeno do hořáku pod tlakem. Dodávka vzduchu může být přetlaková nebo samonasávací. Typické uspořádání stabilizačního hořáku je zobrazeno na Obr. 29 [24]. Hořák je opatřen říditelnými tryskami paliva a vzduchu. Tyto proudy vstupují odděleně, k jejich míchání dochází v samotném tělese hořáku. Směs je zažehnuta elektrickým výbojem. Plamen, o délce až 6 cm, je vnořen do koncového pláště hlavního hořáku. Délky pilotního hořáku jsou obvykle stupňovány po 100 mm. Kapacity těchto hořáků se při použití zemního plynu pohybují v rozmezí od 1 kW do 120 kW.



Obr. 29 Stabilizační hořák ZMI. [24]

Další příklady stabilizačních hořáků středních výkonů v rozsahu 10 kW až 29 kW jsou uvedeny na Obr. 30. Vlastní zapálení hořáku je zajištěn výše popsáním elektro – elektronickým systémem. Uspořádání hořáku může být přímé s délkami 1200 mm a 2500 mm, nebo úhlové. Průměr trubice je čtyři palce.



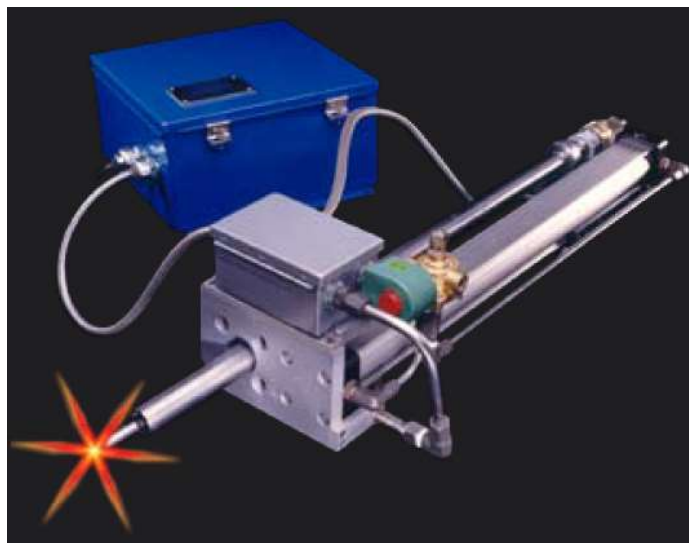
Obr. 30 Stabilizační hořáky středních výkonů. [23]

Některé zapalovací systémy a stabilizační hořáky umožňují posun zapalovacího zařízení do a z oblasti plamene (*retractable position*) [25]. Jako příklad je na Obr. 31 uvedeno posuvné zapalovací zařízení pro hořáky, které jsou instalovány ve stěně spalovací komory.



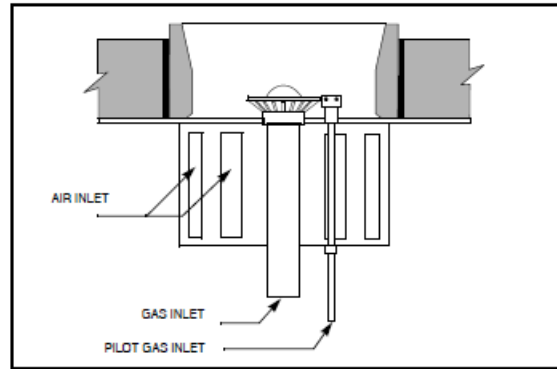
Obr. 31 Posuvný pilotní hořák. [25]

Podobné zařízení vybavené možností posuvu pro zapalovací systém, s výbojem, je zobrazeno na Obr. 32. Umístění výboje vzhledem k hořáku je nastavitelné. Pohon posuvu je zajišťován pneumaticky. Výkon výboje je 16 J s frekvencí 5 až 10 Hz. Zátěžový cyklus je charakterizován hodnotami 1 min ON, 1 min OFF, 10 cyklů s následnými 30 min OFF.

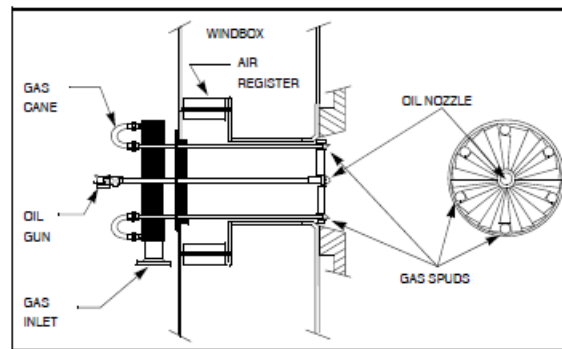


Obr. 32 Posuvný pilotní hořák jiného provedení. [25]

Na Obr. 33 a Obr. 34 jsou zobrazeny typická uspořádání hořáků, u kterých se používají zapalovací zařízení. Dodávka spalovacího vzduchu pro tyto hořáky jsou buď indukční, přírodním tahem nebo nuceným přívodem. U hořáků olejových nebo kombinovaných je obvykle rozlišován způsob atomizace paliva buď tlakovým způsobem, mechanickým nebo pneumatickým, tj. např. vzduchem nebo parou.



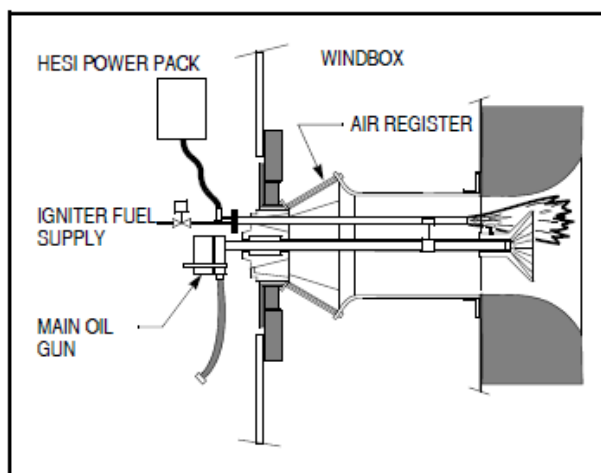
Obr. 33 Typické uspořádání vertikálních hořáků. [19]



Obr. 34 Typické uspořádání horizontálních hořáků. [19]

Zapalovací soustavy těchto hořáků jsou dle použití rozděleny do tří tříd:

- třída 1 - *Class 1 – High energy igniter (HEI)* - mají dostatečnou schopnost přímo zažehnout hlavní přívod paliva. Jde obvykle o systémy s výbojem. U této třídy se nevyžaduje kontinuální způsob provozu.
- třída 2 - *Class 2 – Medium capacity igniter* - je používán u plynových a olejových hořáků k přímému zapálení paliva podle předepsaných podmínek. Obvykle pracuje trvale se spotřebou 4 až 10% nominálního množství plynného paliva hořáku. Obvykle se používá jako stabilizační hořák.
- Třída 3 - *Class 3 – High capacity igniter* - je schopen zažehnout hlavní přívod paliva hořáku. Jeho výkon významně přispívá ke zvýšení nominálního výkonu hlavního hořáku. Obvykle se používá jako stabilizační hořák s vyšším výkonem.

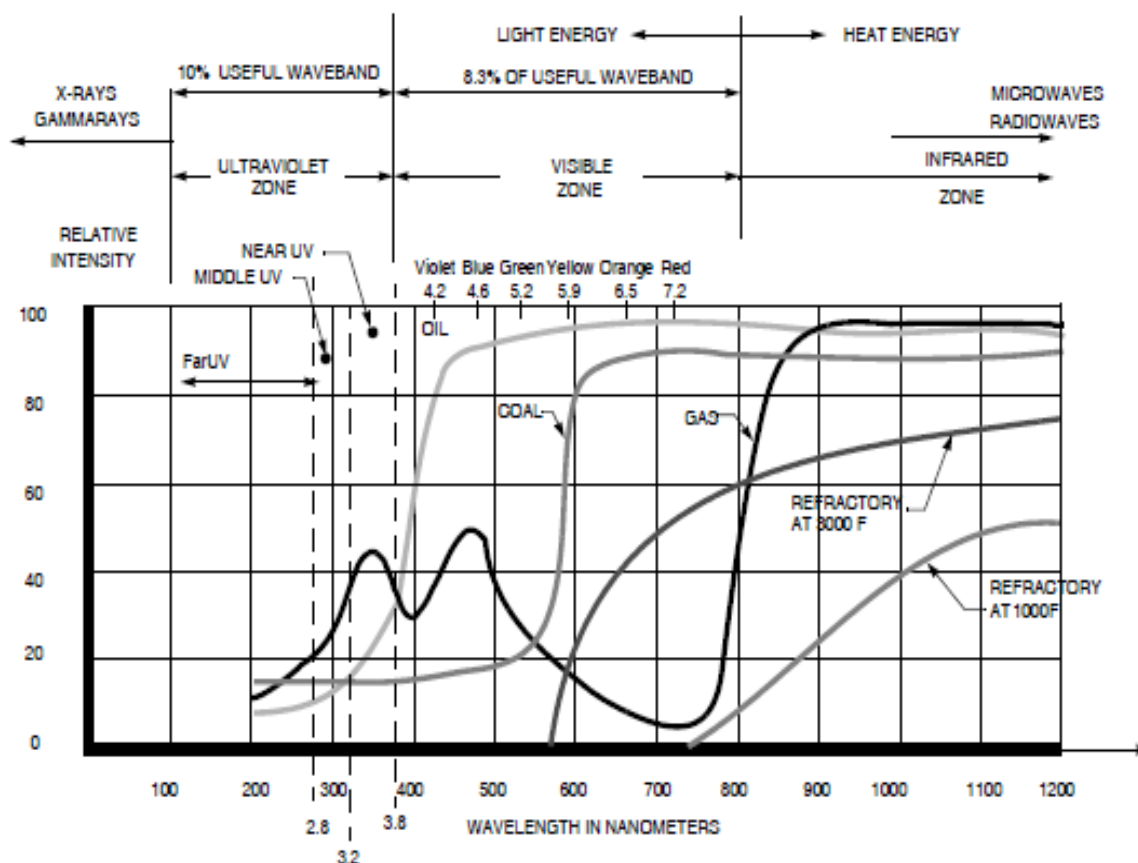


Obr. 35 Náskres uspořádání zapalování třídy 3 u olejového hořáku. [19]

2.2.2 DETEKCE PLAMENE

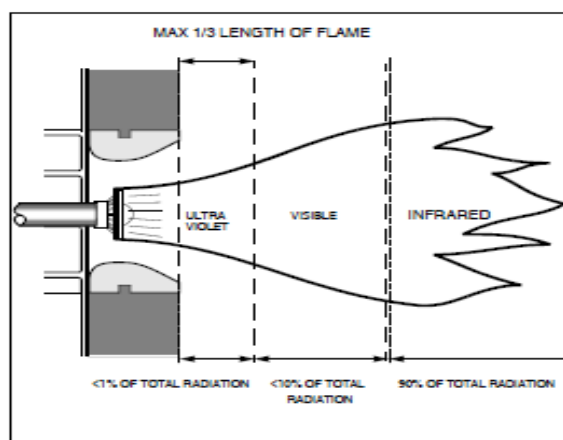
Důležitým provozním a bezpečnostním zařízením je tzv. hlídač plamene. Hlídač plamene monitoruje funkci hořáku – hoření. Tento bezpečnostní systém, v případě samovolného zhasnutí plamene, provede předem stanovené sekvence instrukcí pro zajištění bezpečného provozu hořáku nebo provede jeho odstavení např. zastavením přívodu paliva k hořáku. Pro detekci plamene se používá několik způsobů. Např. se vyhodnocuje produkce spalin, emise nebo radiace a ionizace uvnitř plamene [19]. Rozpoznání takovéto události musí proběhnout během krátkého časového intervalu, tzv. „*Flame Failure Response Time (FFRT)*“. Z těchto způsobů se často používá princip založený na využití radiačních vlastností plamene.

Plamen emituje radiaci v širokém pásmu elektromagnetického spektra. Spektrální diagram na Obr. 36 zobrazuje rozdělení spektra na oblasti typické pro určitá frekvenční pásma. V diagramu jsou vyznačena různá paliva, ale i radiační vlastnosti vyzdívky při různých teplotách. Důležitým faktem je procentuální obsazení frekvenčních pásem. Rozdělení těchto pásem je v poměru 10% ultrafialové zóně (UV), 8,3% viditelné zóny (VZ) a zbytek pásma přísluší infračervené zóně (IR).



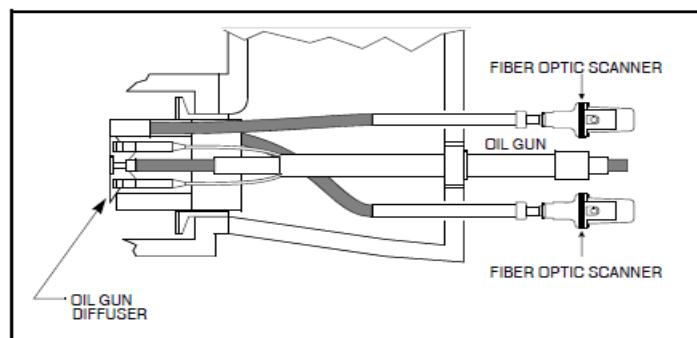
Obr. 36 Spektrální diagram. [19]

K využití spektra pro detekci plamene je potřebné přiřadit jednotlivá pásma specifickým místům v oblasti plamene. Pro tyto účely poslouží níže uvedený ilustrativní Obr. 37. Z obrázku je patrné, že ultrafialovou zónu lze identifikovat v bezprostřední blízkosti ústí trysky. Největší část přináleží infračervené zóně. Při volbě pásma je potřebné posoudit několik hledisek. Např. ultrafialová zóna vyžaduje velmi přesné zaměření oblasti a intenzita radiace je velmi slabá. Pro infračervenou zónu je nutné uvážit nutnost odfiltrování vlivu radiace vyzdívky a případně i okolních hořáků.

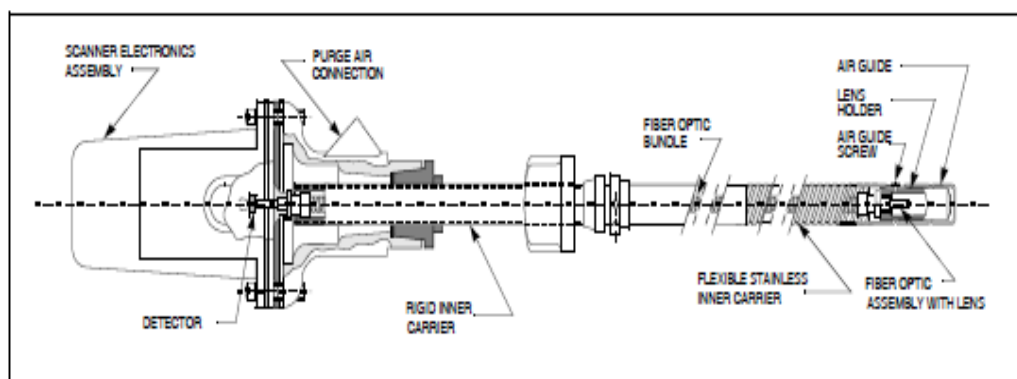


Obr. 37 Pásma plamene pro jednotlivá spektra. [19]

V referenci [19] lze nalézt stručný přehled postupů a metod při detekci plamene. Pro názornost je uvedena metoda, při které jsou využívána optická vlákna. Tento přístup umožňuje „průhled“ v soustavách zaplněných řadou funkčních prvků jako jsou např. vzduchové klapky, hořákové hlavice a další části. Ukázky optických metod jsou uvedeny na Obr. 38 a Obr. 39.

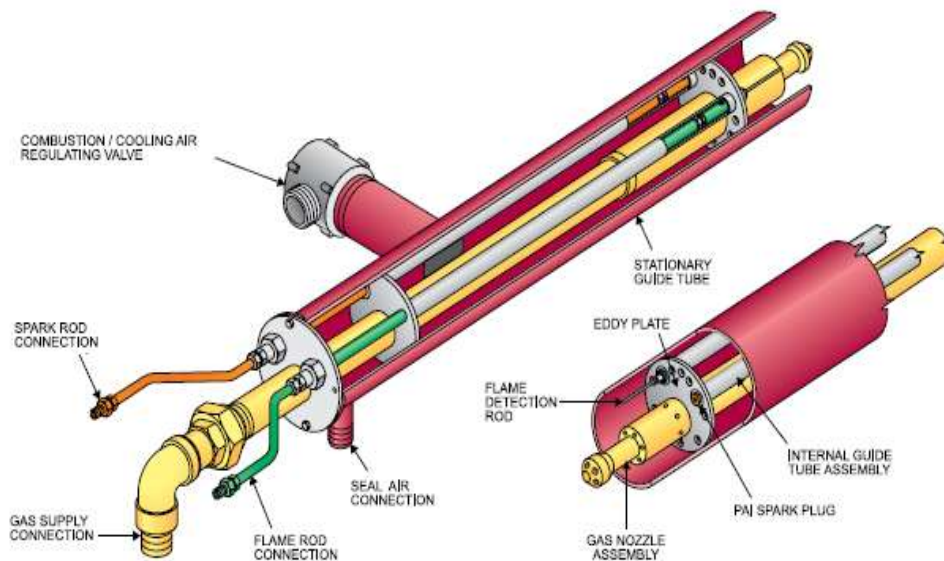


Obr. 38 Optická metoda pro detekci plamene s optickými kabely. [19]



Obr. 39 Optická metoda pro detekci plamene s přímou detekcí. [19]

V některých případech je detekce plamene prováděna pomocí ionizačního proudu. Tyto systémy jsou obvykle zabudovány do zapalovacího systému paliva. Stabilizační hořák s kombinací zapálení výbojem, a čidlem, které detekuje plamen na základě ionizace je zobrazen na Obr. 40.

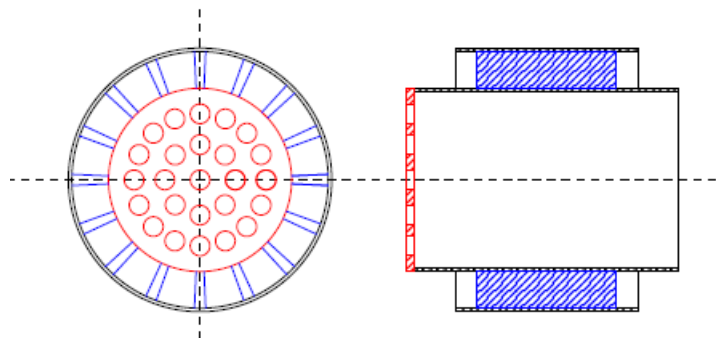


Obr. 40 Sestava pilotního hořáku s iniciací výbojem a senzorem plamene. [26]

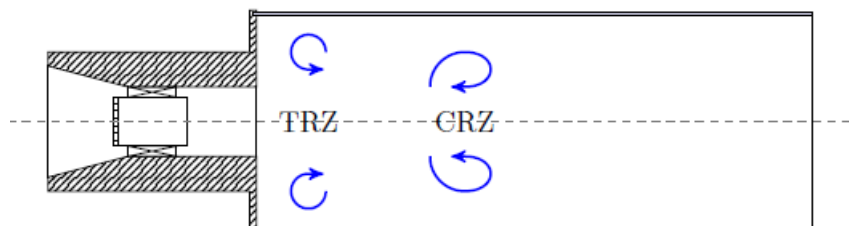
2.3 VÍROVÉ PROUDĚNÍ

Vliv axiálních vířičů na stabilitu plamene je popsán v [27]. Práce se zabývá spalovacími komorami plynových turbín. V těchto případech je stabilizující mechanismus vírového proudění poněkud odlišný od obvyklé tvorby recirkulační zóny s vysokou intenzitou.

Uspořádání experimentální soustavy je znázorněno na Obr. 41 a Obr. 42. Generátor vírů je tvořen lopatkami, které jsou umístěny v mezi-kruhovém kanálu (označený modře). Průtočné množství směsi je rozděleno do dvou proudů, a to tak, že jeden proud protéká řadou lopatek a druhý středovou trubkou, která je opatřena perforovanou přepážkou (označená červeně). Dělicí poměr proudů je určen hydraulickými odpory jednak mezi-kruhového kanálu s lopatkami, ve kterém se vyskytuje vírové proudění, a kanálu v centrální trubce, ve kterém se vyskytuje proudění „přímé“. Na výstupu se oba proudy mísí. Hodnota výsledného vírového čísla je ovlivňována dělicím poměrem. Za vstupem do spalovací komory charakterizovaným náhlým zvětšením průměru je generována recirkulační zóna, (*Toroidal Recirculation Zone*) – TRZ a dále po proudu centrální recirkulační zóna (*Central Recirculation Zone*) – CRZ.



Obr. 41 Experimentální soustava. [27]



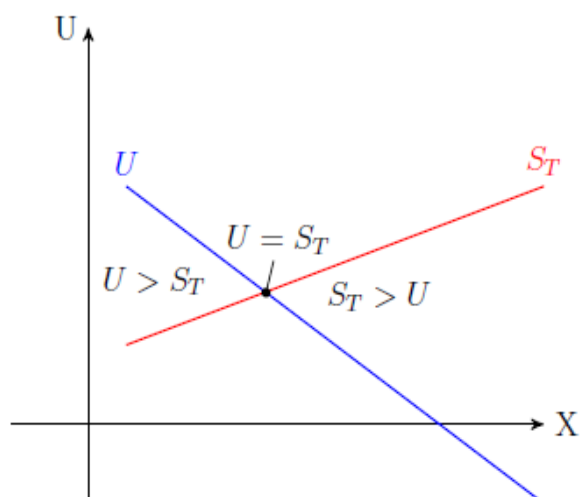
Obr. 42 Experimentální soustava. [27]

Vírové číslo, které charakterizuje intenzitu vířivého proudění, je podle [27] funkcí dělicího poměru, poměru průřezu středové trubky a průřezu vnějšího kanálu s úhlem nastavení lopatek. Tedy:

$$S = \frac{2}{3} \cdot \tan(\alpha) \cdot \frac{1 - R_d^3}{1 - R_d^2 + \left[M^2 \cdot \left(\frac{1}{R_d^2} - 1 \right)^2 \right] \cdot R_d^2} \quad (2-4)$$

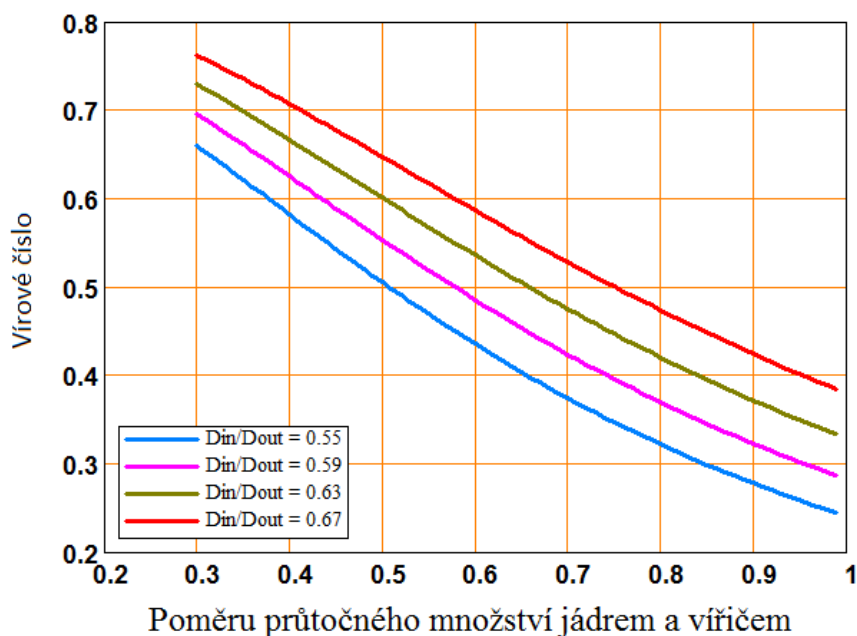
kde: S vírové číslo (-)
 R_d poměr průřezů středové trubky a vnějšího kanálu(-)
 M poměr průtočných množství ve středové trubce a vnějším kanálu (-)
 α úhel nastavení lopatek ($^\circ$)

Při stabilizaci plamene vírovým prouděním má hlavní roli interní recirkulační zóna IRZ, která je mimo jiné charakterizována jako zásobník tepla. Intenzita recirkulace zpětného proudění je úměrná hodnotě vírového čísla. Při ekvivalentním poměru v hodnotě kolem jedné je teplota v TRZ nižší ve srovnání s jinými postupy stabilizace plamene, což se projevuje následným snížením tvorby NO_x . Ve snaze o další snížení tvorby NO_x s využitím chudé směsi, např. stechiometrický poměr menší než 0,6, vzniká nebezpečí ztráty stability plamene i při velké hodnotě vírového čísla. V takovémto případě je účelné ověřit stabilitu plamene přímo, tj. rovnost rychlosti hoření a rychlosti proudění. Podle [27] jsou rychlost hoření turbulentního plamene a rychlost proudění v přímé relaci s divergencí paprsku. Pro specifikované podmínky lze nalézt lokalitu v paprsku, tzv. fokus, s rovností rychlostí. Takovéto podmínky jsou zakresleny na Obr. 43. Červený průběh znázorňuje rychlosti hoření turbulentního plamene a modrý průběh znázorňuje rychlosti proudění. Fokus leží v průsečíku obou průběhů. Při posunu vpravo od průsečíku je rychlost hoření větší než rychlost proudění a proces hoření má snahu se vrátit do rovnováhy vlivem změn difuzních vlastností paprsku. Při posunu vlevo se situace obrátí, ale stabilizační účinek rozdílu rychlostí zůstává.



Obr. 43 Závislost rychlosti hoření plamene na rychlosti proudění. [27]

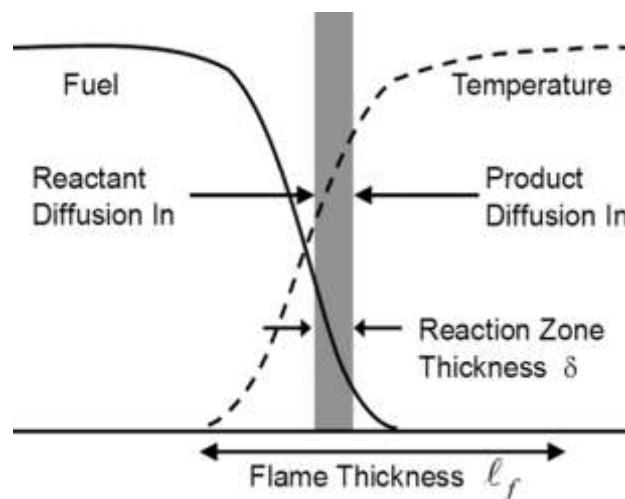
Dále práce ukazuje na vzájemnou vazbu mezi hodnotami vírového čísla a průběhy rychlostí [27]. V specifických podmínkách zvětšení vírového čísla může způsobit i zvětšení hodnot směrnic průběhů rychlostí s následným zkrácením doby odezvy při eliminaci odchylky od stabilního stavu plamene. Pro představu, diagram na Obr. 44 zobrazuje vírové číslo jako funkci poměru průtočného množství jádrem a generátorem vírového proudění pro specifikovaný poměr vnitřního a vnějšího průměru generátoru, přičemž úhel nastavení lopatek je 45° .



Obr. 44 Závislost proudění na vírovém čísle.

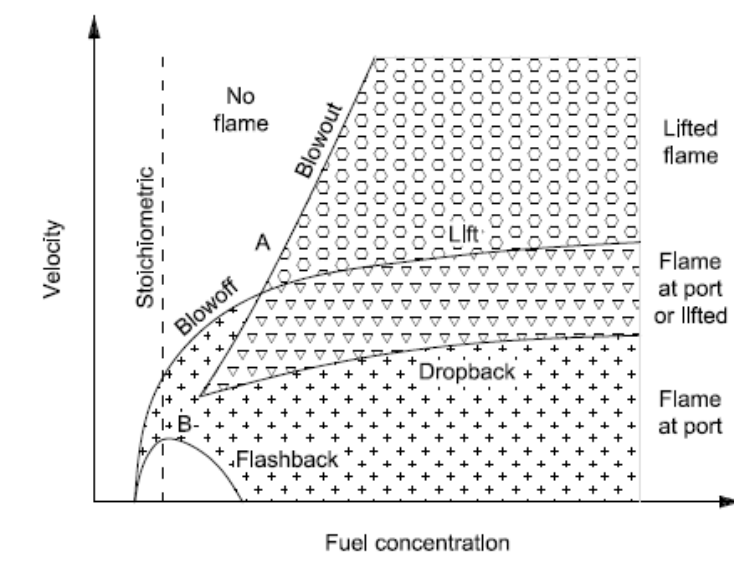
2.4 RYCHLOST HOŘENÍ – STABILITA PLAMENE

Podmínkou pro hoření jsou palivo, přístup k okysličovacímu (nejčastěji atmosférický vzduch) a zapalovací teplota. Reakce hoření probíhá v tenké vrstvě. Teplota je udržována horkými produkty hoření. Palivo a okysličovadlo (vzduch) vstupují do reakční zóny odděleně v případě difuzního plamene, nebo jako směs paliva a okysličovadla u hořáků s kinetickým plamenem. Podmínky pro difuzní plamen jsou zobrazeny na Obr. 45.



Obr. 45 Podmínky hoření pro difuzní plamen. [27]

Z hlediska podstaty je chemickým reaktorem, kde probíhá proces hoření, tenká vrstvička. Formulace podle Arrhenius ukazuje, že rychlost reakce hoření je ve vztahu s koncentrací reaktantů a produktů, tj. paliva, okysličovadla a spalin. Podmínky stability plamene pro různé stavy procesu hoření jsou vyjádřeny formou diagramu vztahu rychlosti proudění směsi paliva a spalovacího vzduchu v závislosti na obsahu paliva v této směsi (Obr. 46).



Obr. 46 Podmínky pro různé stavy procesu hoření. [2]

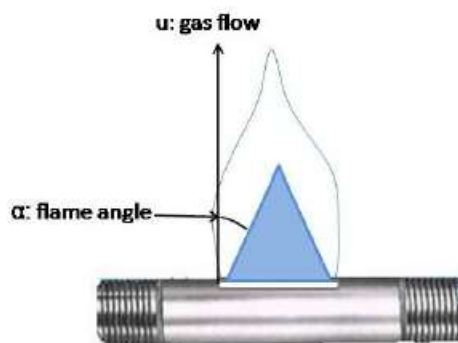
Vyznačené oblasti odpovídají daným stavům. Stechiometrická koncentrace vzduchu je vyznačena svislou čárkovanou čarou. Při zvětšení rychlosti množství směsi, pro danou koncentraci paliva větší než oblast A, je jeho rychlost větší než rychlost plamene. Dochází tak k odtržení plamene od ústí trysky a tento stav je označován jako „*Lifted flame – lift-off*“. Pro koncentrace paliva menší než oblast A plamen zhasne a nastane stav označovaný jako „*Blowoff*“. Při zmenšování rychlosti vzduchu do stavu označeného hranicí „*Lift*“, se obálka plamene vrátí do polohy nad ústím trysky, a plamen se bude nacházet v oblasti označované jako „*Flame at port or lifted*“. Při dalším zmenšení rychlosti vzduchu tak, že rychlost hoření bude menší než hranice „*Dropback*“, se obálka plamene vrátí na ústí trysky. Pro oblast označenou „*Flashback*“ je rychlost hoření větší než rychlost proudícího vzduchu a dochází ke zpětnému zahoření plamene do tělesa hořáku. Pro předmíchaný plamen je stav „*Flashback*“ nežádoucím nebezpečným jevem.

Informace, které znázorňuje tento diagram, jsou významné pro vývoj a konfiguraci hořáku. Základním požadavkem na hořák je stabilita plamene. Z digramu též vyplývá regulační pracovní rozsah hořáku (*turndown ratio*). Nepřímou informací je velikost pracovních intervalů v režimu bohaté a chudé směsi, což je důležité hledisko pro návrh hořáku s nízkou tvorbou škodlivých emisí.

2.4.1 RYCHLOST HOŘENÍ PLYNNÝCH PALIV

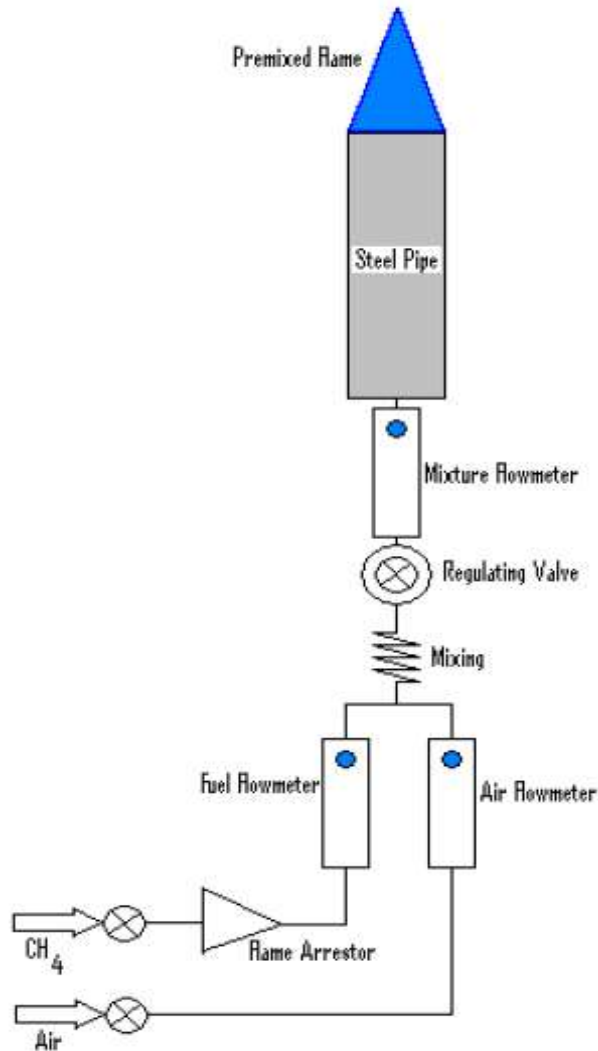
Hoření je relativně pomalý ($v \sim 45$ cm/s), pozvolný a rovnoměrný děj, projevující se převážně svými tepelnými účinky. Většinou jej doprovází i emitace světla - tedy plamene. Některé látky však hoří i bez něj. Jasný plamen je ve skutečnosti příznakem nedokonalého spalování - vytvářejí jej nespálené, rozžhavené částičky. Nejdokonalejší spalování proto probíhá bez plamene, například při spalování koksů nebo dřevěného uhlí. Rychlost, jakým probíhá hoření, je důležitou veličinou při návrhu hořáku jak z hlediska stability hoření, tak z hlediska tvorby nežádoucích emisí. K dispozici je velký počet prací, které jsou věnovány rychlosti hoření plyných paliv. Analytický přístup je založen na řešení soustav parciálních diferenciálních rovnic, specificky Navier-Stokes, viz např. [12]. V [28] lze nalézt podrobnější popis několika metod. Jmenovitě jde o následující postupy:

Metoda „šěrbinového hořáku“ využívá trysku s ústím ve tvaru šěrbiny, takže plamen je plochý. Průtočné množství je určeno mimo průtočný průřez šěrbiny tlakem a teplotou směsi na vstupu do trysky. Laminární plamen je charakterizován bočním úhlem obálky plamene, viz schéma na Obr. 47.



Obr. 47 Nákres metody šěrbinového hořáku. [28]

Metoda s hořákem Bunsen vyžaduje vyhodnocení velikosti povrchu obálky plamene. Jeden z postupů spočívá v tom, že definovaná část vrcholu a báze kužele se vynechá. Celkové uspořádání měřicí trasy je patrné z diagramu na Obr. 48.



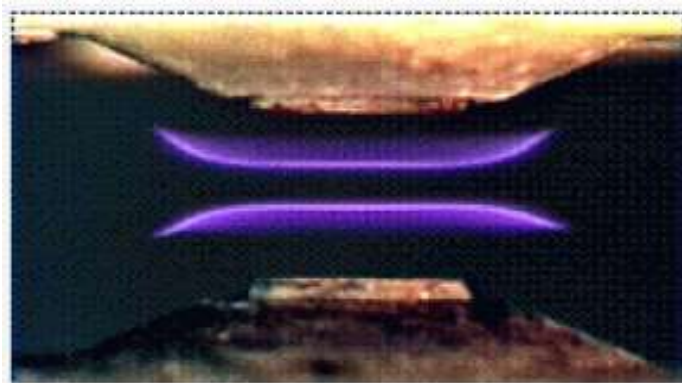
Obr. 48 Měřicí trasa hořáku Bunsen. [28]

Metoda mýdlové bubliny. Mýdlová bublina je naplněna směsí plyn – vzduch. Po zapálení kapacitním zapalovačem vznikne sférický plamen a objem bubliny se zvětší. Ze známých objemů původní směsi a spalin po shoření a současně časovým záznamem průběhu hoření lze vyhodnotit rychlost hoření, viz schéma na Obr. 49. Předností této metody je skutečnost, že zkouška vyžaduje relativně malý vzorek plynného paliva.



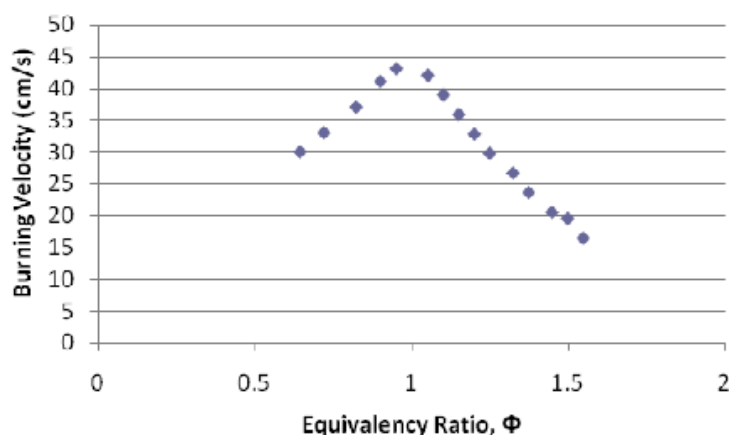
Obr. 49 Metoda mýdlové bubliny. [28]

Metoda zrcadlově orientovaných difuzních hořáků. Dva protilehlé proudy identických směsí palivo – vzduch se střetnou, takže se vytvoří stagnační rovinný plamen a symetrické geometrické tvary obálek plamene (Obr. 50). Z geometrie lze vyhodnotit rychlost laminárního hoření.



Obr. 50 Zrcadlově orientovaných difuzních hořáků. [28]

Reference [28] uvádí několik sérií měření se směsí metanu a vzduchu metodami štěrbinového hořáku a Bunsen pro řadu hodnot ekvivalentního poměru. Ekvivalentní poměr je definován jako poměr mezi skutečným a stechiometrickým poměrem množství paliva a vzduchu. Souhrnné výsledky měření rychlosti hoření směsí metan – vzduch jsou uvedeny na Obr. 51.



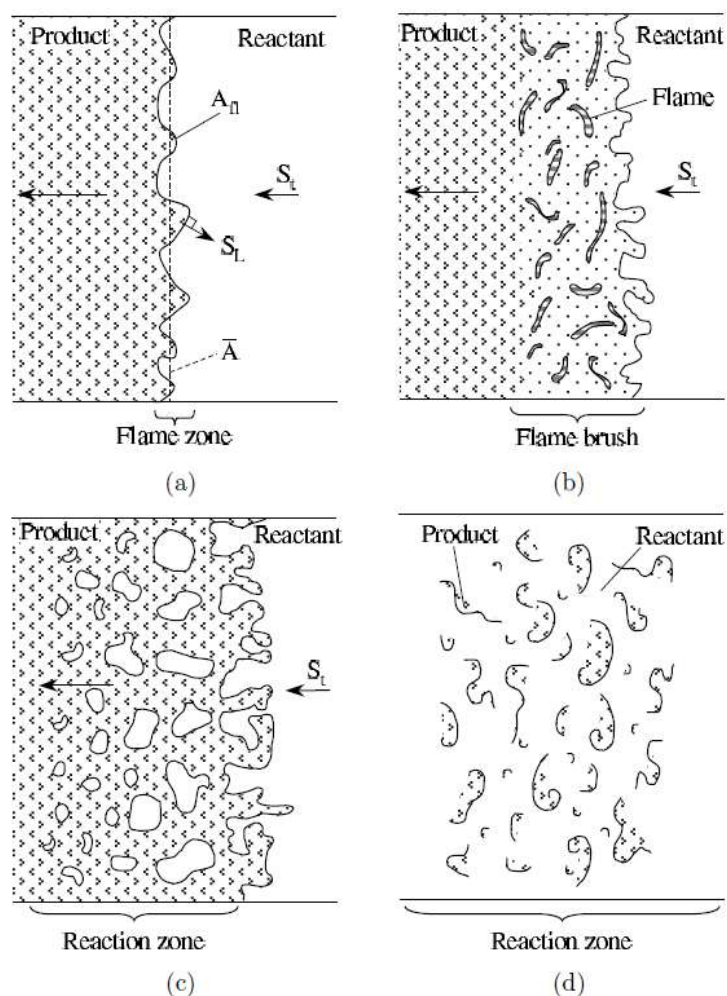
Obr. 51 Závislost rychlosti hoření na stechiometrickém poměru zemní plyn – spalovací vzduch. [28]

Tento diagram, který je odvozený z rychlostí hoření pro různé druhy paliv, je velmi důležitý nástroj pro správný výběr typu hořáku nebo vývoj hořáku pro konkrétní palivo.

S odkazem na výše citovanou literaturu [14], při dosažení určité hodnoty Reynoldsova čísla, která odpovídá podmínkám v prostředí ústí trysky, dochází ke změně proudění z laminárního na turbulentní. Tato změna se projevuje ve zkrácení délky plamene, ve změně tvaru proudnic na povrchu obálky proudu a také ve změně rychlosti hoření. Turbulence dává vznik mikro-vířům s návazným zvětšením intenzity procesů přestupu tepla a hmoty. Postupný vznik a růst turbulence s jejími následnými projevy je zobrazen na Obr. 52.

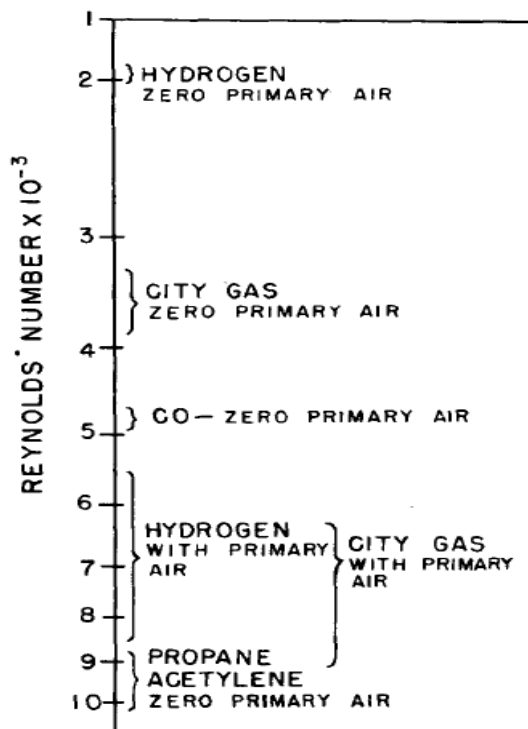
Zobrazení uvádí postupný vývoj turbulence s příslušnými fázemi.

- Zvlněný povrch.
- Tenký reakční film.
- Reakce v turbulentních vírech.
- Dispergovaná reakční zóna.



Obr. 52 Postupný vznik a růst turbulence. [8]

Kvantifikaci vlivu turbulence na charakteristiky plamene lze provést pomocí Reynoldsova čísla, které odpovídá vzniku turbulence. Poznatky uvedené v referenci [29] ukazují, že tyto hodnoty jsou závislé na druhu paliva. Graf na Obr. 53 uvádí příklad takovéto závislosti.



Obr. 53 Doporučené Reynoldsovo číslo pro spalování daného typu paliva. [29]

Řada publikací se zabývá vlivem turbulence na charakteristiky plamene. Pro konstrukci spalovacího diagramu jsou potřebné data o rychlosti hoření. Např. literatura [30] se touto problematikou zabývá. Z řady měření rychlosti hoření pro vrtání trysky o průměrech 1,365 mm, 2,18 mm, 2,718 mm, Reynoldsových čísel v rozmezí od 2300 do 18000 a směsí acetylen, etylen, propan se vzduchem byla odvozena regresní funkce v následujícím tvaru [30]:

$$U_T = 0,18 \cdot U_N \cdot d^{0,26} \cdot Re^{0,24} \quad (2-4)$$

kde: U_T rychlost hoření turbulentního plamene ($\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$)

U_N rychlost hoření laminárního plamene ($\text{cm} \cdot \text{s}^{-1}$)

d průměr vrtání trysky (cm)

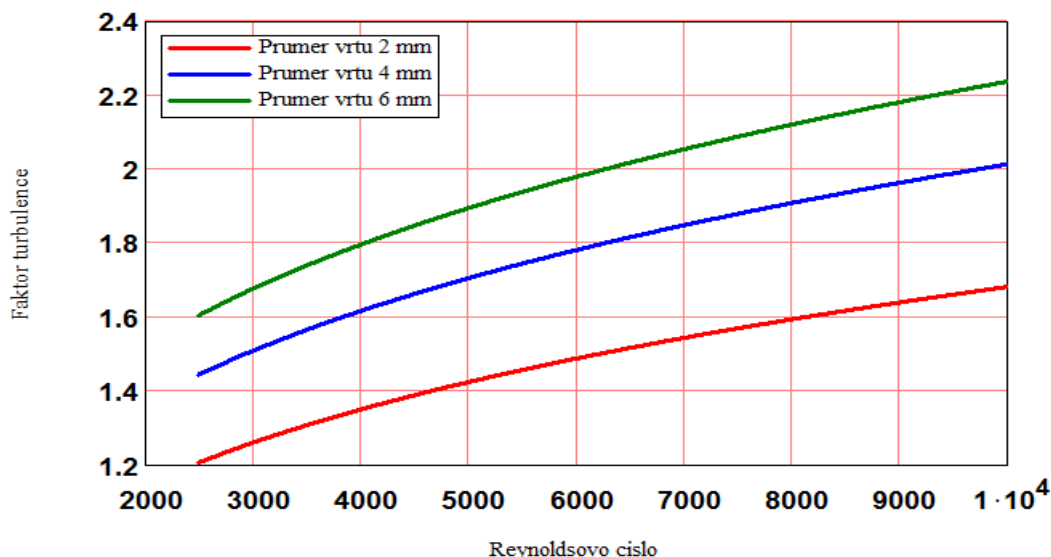
Re Reynoldsovo číslo (-) $Re = \frac{V \cdot d}{\nu \cdot 100}$

V rychlost plynu v ústí trysky ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

ν kinematická viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Z regresního vztahu je patrné, že rychlost hoření v případě turbulentního plamene je úměrná rychlosti hoření laminárního plamene. Faktor úměrnosti je funkcí průměru vrtání trysky a Reynoldsova čísla, které odpovídá proudovým podmínkám plynu v ústí trysky.

Diagram na Obr. 54 uvádí hodnoty faktoru turbulence, poměr rychlostí hoření turbulentního a laminárního plamene, pro průměry vrtání trysky 2 mm, 4 mm, 6 mm a Reynoldsova čísla v rozmezí od 2500 do 10000. Z diagramu je patrné, že s rostoucí hodnotou Reynoldsova čísla se zvyšuje i intenzita turbulence spojená s větší efektivitou přenosu hmoty difuzí a lokálního míchání. Tento proces je též výše ilustrován vztahem mezi podmínkami hoření a Reynoldsovým číslem.



Obr. 54 Závislost faktoru turbulence na Reynoldsově čísle.

Turbulence je definována jako flukтуаční pohyb malých klastrů, který se přiřazuje k hlavnímu proudu tekutiny. Turbulentní pohyb je náhodný. Pro proces hoření je důležitá distribuce rychlosti. K základní rychlosti se při turbulenci přidává další turbulentní složka. Turbulentní pohyb je důsledkem vytváření vírů, které se formují mícháním proudů s různou rychlostí vlivem viskozity. Velké víry vzájemně interferují, přičemž se vytvářejí víry malé. Tedy spektrum turbulentních složek rychlosti je široké. Při úvaze, že průměrné hodnoty složek turbulentních rychlostí ve třech souřadnicových směrech jsou stejné izotropní turbulence, potom kinetická energie vztažená na jednotku objemu je následující [30]:

$$KE = \frac{3}{2} \cdot u_{av}^2 = \frac{1}{2} \cdot (u_{av}^2 + v_{av}^2 + w_{av}^2) \quad (2-5)$$

kde: KE kinetická energie (J)
 u_{av}, v_{av}, w_{av} průměrné hodnoty turbulentních složek rychlosti ($m \cdot s^{-1}$)

Výskyt velkých vírů je menší, než je tomu u vírů menších. Přiřazením výskytu vírů k frekvenci lze ke každé frekvenci vyhodnotit příslušnou kinetickou energii podle velikosti složek turbulentní rychlosti. Obr. 55 znázorňuje výkonové spektrum turbulence (*turbulent energy spectrum*), což je závislost kinetické energie $E(k)$ na frekvenci k [7]. Pásmu nízkých frekvencí jsou přiřazeny víry s velkým měřítkem (*large scale eddies*) a vysokými hodnotami kinetické energie. Měřítko je obvykle označováno výrazem směšovací délka (*mixing length*). Malé víry, které jsou hlavně generovány interakcí vírů

velkých a smykovým napětím způsobeným viskozitou, jsou v pásmu vysokých frekvencí. Jejich kinetická energie je absorbována ve formě tepla.

Při turbulentním proudění tekutin je obvyklé rozlišovat, zda převažují víry s velkým nebo malým měřítkem. To se projevuje formou zdánlivé viskozity [29]. Pro oblast malých vírů (*fine scale turbulence*) je vztah mezi kinematickou a turbulentní viskozitou vázán rychlostmi hoření turbulentních a laminárního plamene. Tedy [30]:

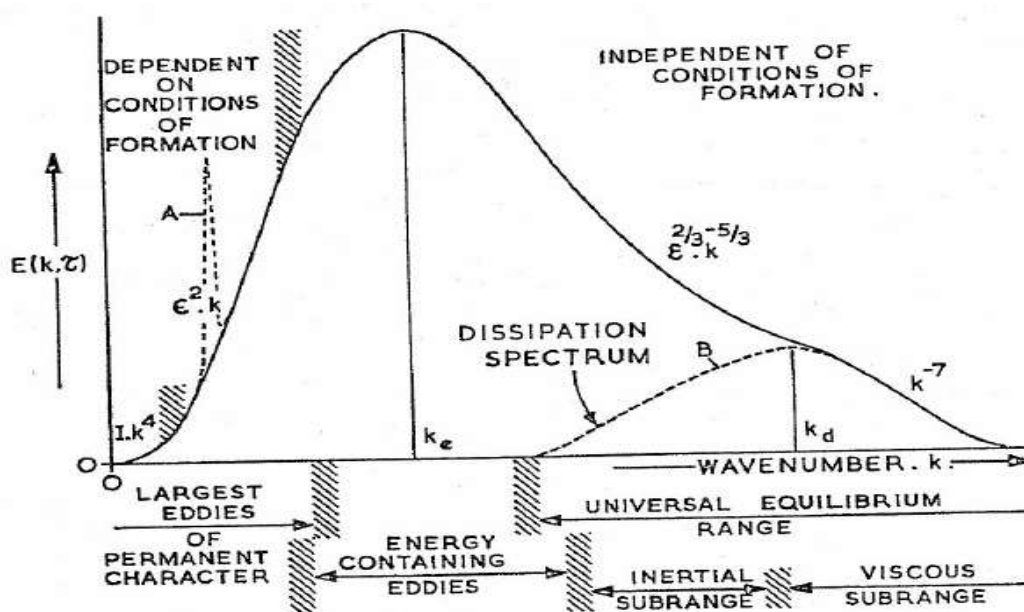
$$\frac{U_T}{U_N} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\nu}} \quad (2-6)$$

kde: ε viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Pro turbulenci, kde převažují víry velkého měřítka (*large scale turbulence*), je turbulentní viskozita dána vztahem [30]:

$$\varepsilon = l \cdot \sqrt{u_{av}}^2 \quad (2-7)$$

kde: l směšovací délka (m)



Obr. 55 Výkonové spektrum turbulence. [7]

80% energie turbulence je obsaženo ve frekvencích, které jsou vyšší, než je frekvenční pásmo vírů s velkým měřítkem [7]. Turbulence v této oblasti, ve které současně probíhá mikro-míchání a proces hoření, má izotropní charakter (tj. ve všech směrech má stejné vlastnosti). Na základě tohoto zjištění je možné provést energetickou bilanci [31]. Jednotlivé členy energie jsou následující:

- Tlaková ztráta způsobená generátorem turbulence.
- Průměrná hodnota kinetické energie.

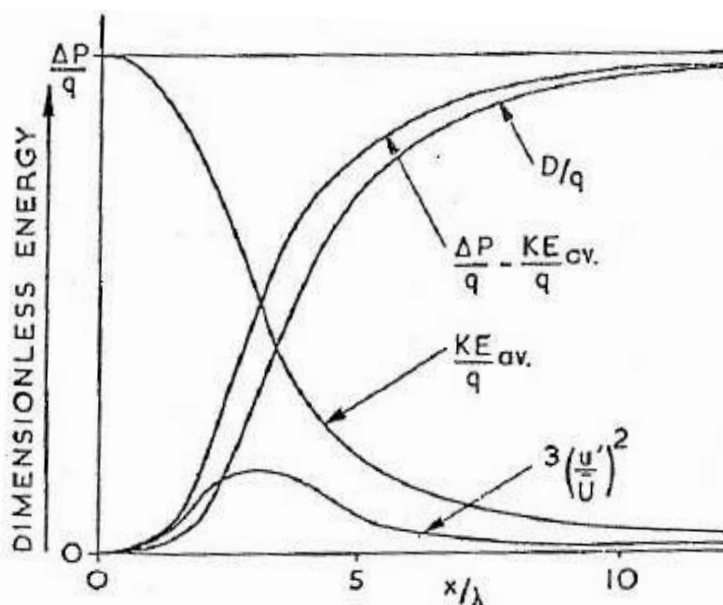
- Kinetická energie turbulentních fluktuací.
- Energetická disipace turbulentního mikro-míchání a současně složek hoření.

Energetická bilance je vyjádřena takto [31]:

$$\frac{\Delta P}{q} = \frac{KE_{av}}{q} + 3 \cdot \left(\frac{u}{u_{av}} \right)^2 + \frac{D_E}{q} \quad q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{av}^2 \quad (2-8)$$

kde: ΔP tlaková ztráta generátoru turbulence (Pa)
 KE_{av} průměrná kinetická energie (J)
 u hodnota okamžité složky turbulentní rychlosti ($m \cdot s^{-1}$)
 u_{av} průměrná hodnota složky turbulentní rychlosti ($m \cdot s^{-1}$)
 D_E disipace turbulentní energie a složek procesu hoření (J)
 ρ měrná hmotnost směsi ($kg \cdot m^{-3}$)

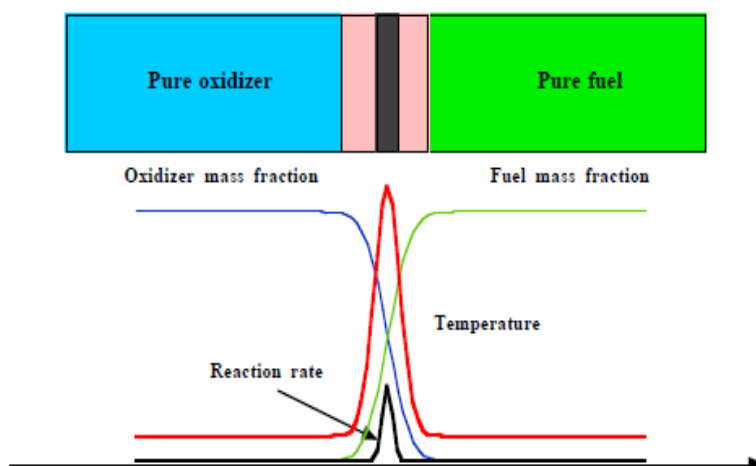
Graf na Obr. 56 zobrazuje velikosti jednotlivých složek energie podél směru počínaje generátorem turbulence.



Obr. 56 Velikosti jednotlivých složek energie. [31]

2.4.2 ŽIVOTNOST ATOMIZOVANÝCH PALIV

Průběh hoření kapalných paliv probíhá v několika fázích. Konkrétně jde o atomizaci, ohřev kapiček paliva, odpaření, difuzi par se vzduchem a oxidační reakce. Významnou úlohu zaujímá přenos tepla z produktů hoření konvekcí i radiací. Pro analýzu celého procesu je výhodné použít jednotek času. Např. časové úseky difuzního plamene jsou zobrazeny na schématu na Obr. 57.



Obr. 57 Časové úseky difuzního plamene. [32]

Podrobný popis ohřevu a odpaření kapiček je uveden v referenci [33]. Při atomizaci je významná velikost kapiček. Malé kapičky mají relativně velký povrch, což zvětšuje přenos tepla z okolního plynu do paliva. Vlivem přeneseného tepla se kapička ohřívá a zmenšuje svojí hmotnost vlivem odparu a difuze do okolního plynu. Přenos tepla a hmoty je ovlivněn Reynoldsovým číslem paliva, jehož hodnota se mění se zmenšující se velikostí (průměrem) kapičky. Dalšími změnami prochází i vzájemná relativní rychlost kapičky a okolního plynu, která závisí na odporu proti proudění. Po určitém časovém intervalu se každá kapička dostává do ustáleného stavu, který odpovídá tzv. „teplotě vlhkého teploměru“.

Výraz ustálený stav je v podstatě nesprávný, je-li aplikován na zdržnou dobu odpařování kapičky. Ovšem ukazuje se, že při použití ustáleného stavu a analýze spalování se kvantitativní vyhodnocení příliš neliší od naměřených hodnot.

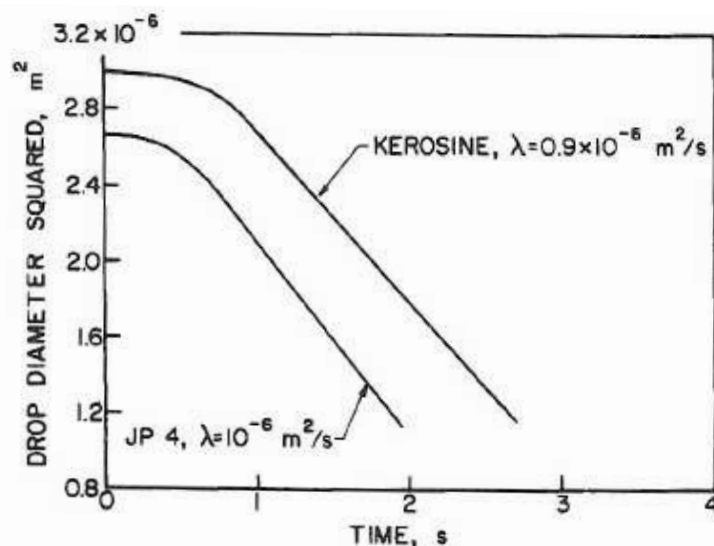
Pro rychlost odpařování kapičky je zavedena veličina odpařovací konstanty λ . Hodnota odpařovací konstanty je definována změnou kvadrátu průměru kapičky s časem [33]:

$$D_0^2 - D^2 = \lambda \cdot t \quad (2-9)$$

kde: D_0 průměr kapičky při nástřiku (mm)
 D průměr kapičky v průběhu odpařování (mm)
 λ odpařovací konstanta ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
 t čas odpařování (s)

Význam lze popsat příkladem. Teplota kapičky je při vstřiku paliva do horkého prostředí nízká, takže koncentrace kapalného paliva v parách je také nízká. Výsledkem je malá rychlost zmenšování hmotnosti kapičky. V této počáteční fázi se vlivem malé hodnoty tepelné vodivosti paliva kapička ohřívá stejně rychle jako jiné pevné těleso. Jakmile se teplota kapaliny zvětší, začne se na povrchu kapičky formovat pára, která má dvojitý účinek: (1) část tepla dodaného horkým plynem se spotřebuje na odpaření a (2) vzhledem k tomu, že parní obal je účinný tepelný izolant, růst teploty kapičky se zpomalí. V této již ustálené fázi se dodané teplo spotřebuje na odpaření. Důsledkem je konstantní rychlost

úbytku hmotnosti kapičky. Popsaný proces je znázorněn vztahem mezi kvadrátem průměru kapičky a časem na Obr. 58. Směrnice tohoto vztahu je funkce odpovídající hodnotě odpařovací konstanty. V počáteční fázi při vstřiku paliva je odpařovací konstanta malá, kapička se ohřívá. V další fázi procesu odpařování je směrnice téměř konstantní, a tím i odpařovací konstanta. Znázorněné relace odpovídají kerosinu a leteckému palivu.



Obr. 58 Závislost kvadrátu průměru kapičky na čase. [33]

Výraz pro odpařovací konstantu lze odvodit z přenosu hmoty. Při difuzi je koncentrační gradient hnací veličinou pro přenos hmoty. Tedy pro kapičku, která se odpařuje, lze zapsat [33]:

$$\frac{d}{dr} \cdot Y_F = \frac{R \cdot T}{D_C \cdot P} \cdot m_F \cdot Y_A \quad (2-10)$$

kde: Y_F hmotnostní zlomek pro páry paliva (-)
 Y_A hmotnostní zlomek pro vzduch (-)
 m_F rychlost přenosu hmoty na jednotku plochy ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 D_C koeficient difuze (-)
 P tlak plynu - vzduchu (Pa)
 T teplota plynu - vzduchu (K)
 R molární plynová konstanta ($\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$)
 r poloměr; střed $r = 0$, povrch $r = r_s$ (m)

Z rovnice kontinuity se zahrnutím povrchu kapičky, vztahu mezi hmotovými zlomky v páře a vzduchu, lze po úpravě psát [33]:

$$m_{F_s} \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_s^2 = m_F \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \quad Y_A = 1 - Y_F \quad (2-11)$$

$$\frac{d}{dr} \cdot Y_F = \frac{R \cdot T}{D_C \cdot P} \cdot (1 - Y_F) \cdot m_{F_s} \cdot \frac{r_s^2}{r^2}$$

kde: $m_{F,s}$ rychlost přenosu hmoty na jednotku plochy na povrchu kapičky ($m \cdot s^{-1}$)
 r_s poloměr kapičky k povrchu (m)

Z řešení okrajové úlohy pro rychlost přenosu hmoty na poloměru r za předpokladu, že Lewisovo číslo se rovná jedné [34], vyplývá:

$$m_F = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot \frac{k_g}{cp_g} \cdot \ln(1 + B_M) \quad B_M = \frac{Y_{F,s}}{1 - Y_{F,s}} \quad (2-12)$$

kde: D průměr kapičky (mm)
 k_g tepelná vodivost plynu ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
 cp_g měrná tepelná kapacita plynu ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
 B_M počet přenosových jednotek hmoty (-)

Zatímco pro přenos hmoty je využit gradient koncentrace na rozhraní odpařená pára – vzduch, druhou podmínkou je přenos tepla potřebného k odpaření paliva tenkou vrstvou páry na povrchu kapičky. Tedy podobně lze definovat počet přenosových jednotek tepla [34]:

$$B_T = \frac{cp_g \cdot (T_g - T_s)}{L} \quad (2-13)$$

kde: B_T počet přenosových jednotek tepla (-)
 L výparné teplo paliva ($J \cdot kg^{-1}$)
 T_g teplota plynu (K)
 T_s teplota na povrchu kapičky (K)

Úvahou pro ustálený proces odpařování je skutečnost, že povrch kapiček je ve stavu vlhkého teploměru a veškeré teplo přicházející na povrch je využito k odpaření. Tedy pro známou teplotu povrchu kapiček lze zapsat [34]:

$$Y_F = \left[1 + \left(\frac{P_S}{P_F} - 1 \right) \cdot \frac{M_A}{M_F} \right]^{-1} \quad (2-14)$$

kde: P_F tlak páry na povrchu kapičky (Pa)
 P_S součet parciálních tlaků (Pa)
 M_F molární hmotnost paliva (mol)
 M_A molární hmotnost vzduchu (mol)

Pro ustálené podmínky potom platí:

$$B_M = B \quad B_T = B \quad m_F = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot \frac{k_g}{cp_g} \cdot \ln(1 + B) \quad (2-15)$$

kde: B relevantní číslo přenosových jednotek tepla (-)

Uvedené výrazy lze využít k výpočtu odpařovací konstanty. Pravidlo kvadratur průměrů kapiček, kde odpařovací konstanta je směrnici, můžeme zapsat takto [34]:

$$D_0^2 - D^2 = \lambda \cdot t \quad \lambda = \frac{d}{dt} \cdot D^2 \quad (2-16)$$

Pro podmínky ustáleného stavu se odpařovací konstanta nemění. Z těchto vztahů je patrné, že rychlost změny hmotnosti kapičky, a odtud počet přenosových jednotek hmoty i tepla, je vyjádřena následovně [34]:

$$m_F = \frac{\pi}{4} \cdot \rho_F \cdot \lambda \cdot D \quad \lambda = \frac{8 \cdot k_g \cdot \ln(1+B)}{c_{p_g} \cdot \rho_F} \quad B = \exp\left(\frac{\lambda \cdot c_{p_g} \cdot \rho_F}{8 \cdot k_g}\right) \quad (2-17)$$

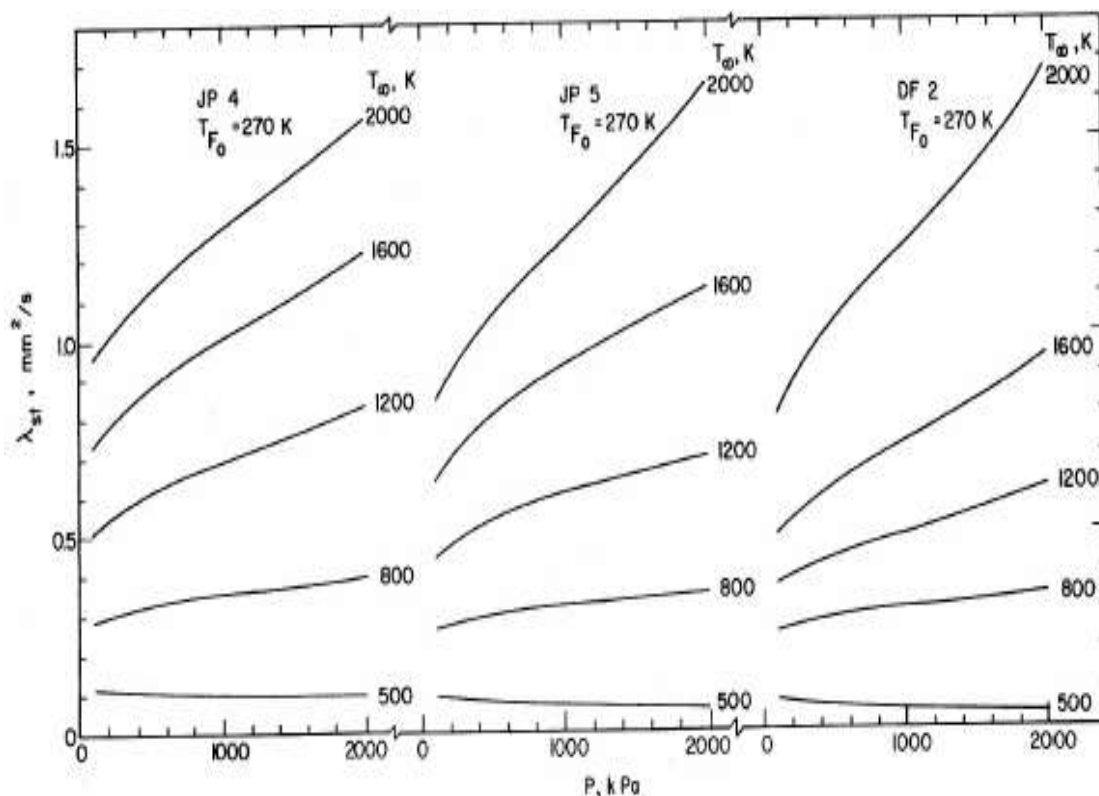
kde: ρ_F měrná hmotnost paliva ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 ρ_g měrná hmotnost páry ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Výpočtový postup je naznačen příkladem na Obr. 59. Kapička n-heptan o průměru $200 \cdot 10^{-6}$ m a teplotou povrchu 341,8 K se odpařuje ve vzduchu, který má teplotu 773 K. Molekulární hmotnost n-heptan je 100,2, parciální tlak při specifikované teplotě povrchu na povrchu kapičky je 38,42 kPa, měrná hmotnost je $687,8 \text{ kg/m}^3$. Vzduch má tlak 101,33 kPa a molekulární hmotnost 28,97. Měrná tepelná kapacita směsi n-heptan – vzduch je $1671 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ a tepelná vodivost $0,0307 \text{ J/m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}$. Proměnnými veličinami jsou:

$$\begin{array}{llll} P := 101.33 & P_{F_s} := 38.42 & M_A := 28.97 & M_F := 100.2 \\ Y_{F_s} := \left[1 + \left(\frac{P}{P_{F_s}} - 1 \right) \cdot \frac{M_A}{M_F} \right]^{-1} & & & Y_{F_s} = 0.679 \\ B := \frac{Y_{F_s}}{1 - Y_{F_s}} & & & B = 2.112 \\ k_g := 0.0349 & c_{p_g} := 1671 & \rho_F := 687.8 & D := 200 \cdot 10^{-6} \\ \lambda := \frac{8 \cdot k_g \cdot \ln(1+B)}{c_{p_g} \cdot \rho_F} & & & \lambda = 2.758 \times 10^{-7} \\ m_F := \frac{\pi}{4} \cdot \rho_F \cdot \lambda \cdot D & & & m_F = 2.98 \times 10^{-8} \end{array}$$

Obr. 59 Příklad výpočtového postupu.

Z uvedeného výpočtového postupu a příkladu je patrné, že informace o hodnotách odpařovacích konstant různých paliv jsou velmi důležité. Diagram na Obr. 60 uvádí odpařovací konstanty pro paliva gazoline (JP 4), kerosine (JP 5) a diesel oil (DF 2).



Obr. 60 Odpařovací konstanta pro vybraná paliva. [34]

V oblasti hořáků je kapička paliva obtékána plynem, který má obvykle větší teplotu, takže teplo přispívá k ohřevu kapičky. Tyto podmínky ovlivňují samotný proces odpařování. Přenos tepla je založen na vedení, radiaci, ale zejména na konvekci. Z popisu tepelné bilance při odpařování kapičky vyplývá, že takto převedené teplo se projeví v hodnotě čísla přenosových jednotek tepla. Tedy výraz pro výpočet rychlosti úbytku hmoty kapičky je zapotřebí korigovat. Veliký počet studií a experimentálních dat ukazuje, že průměrnou rychlost úbytku hmoty kapičky při celém procesu odpařování lze vyhodnotit následujícím výrazem [34]:

$$m_F = 1,33 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot \frac{k_g}{c_{p_g}} \cdot \ln(1+B) \cdot \left(1 + 0,22 \cdot \text{Re}_{D_0}^{0,5}\right) \quad \text{Re}_{D_0} = \frac{U \cdot D_0 \cdot \rho_g}{\mu_g} \quad (2-18)$$

kde: U relativní rychlost mezi kapičkou a plynem ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 μ_g dynamická viskozita směsi pára - plyn ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
 Re_{D_0} Reynoldsovo číslo při počáteční velikosti kapičky (-)
 ρ_g měrná hmotnost směsi pára - plyn ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 D_0 počáteční velikost kapičky (m)

K relativní rychlosti je potřebné učinit následující poznámku. Malé kapičky jsou unášeny a velmi rychle získávají rychlost plynu. V takovýchto případech je složka turbulentní flukтуаční rychlosti relevantní hodnotou. Informace o termodynamických vlastnostech směsi páry a proudícího plynu (měrná hmotnost, tepelná vodivost, specifické teplo, viskozita) lze najít v [33].

V mnoha praktických systémech hoření je rychlost chemické reakce tak vysoká, že rychlost hoření odpovídá rychlosti odpařování kapiček paliva. V takovýchto situacích může být vyhodnocení životnosti paliva důležité, protože určuje rezidenční dobu potřebnou k úplnému vyhoření paliva. Doba potřebná k odpaření kapičky je též důležitá u hořáků s před-míchaným palivem.

Životnost kapiček lze odvodit z její hmotnosti, rychlosti zmenšování hmoty odparem a odpařovací konstantou. Sekvence uvedených úprav probíhá následovně [33]:

$$m = \rho_F \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{6} \quad \frac{m_F}{\rho_F} = \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^3}{6} \right) \quad \frac{m_F}{\rho_F} = \frac{\pi}{4} \cdot \lambda \cdot D \quad \lambda = \frac{d}{dt} \cdot D^2 \quad (2-19)$$

Integrací posledního vztahu a za předpokladu, že odpařovací konstanta se nemění, je životnost kapičky odpařováním následující [33]:

$$\tau = \frac{D^2}{\lambda} \quad \text{nebo také} \quad \tau = \frac{c p_g \cdot \rho_g \cdot D_0^2}{8 \cdot k_g \cdot \ln(1+B)} \quad (2-20)$$

kde: τ životnost kapičky (s)

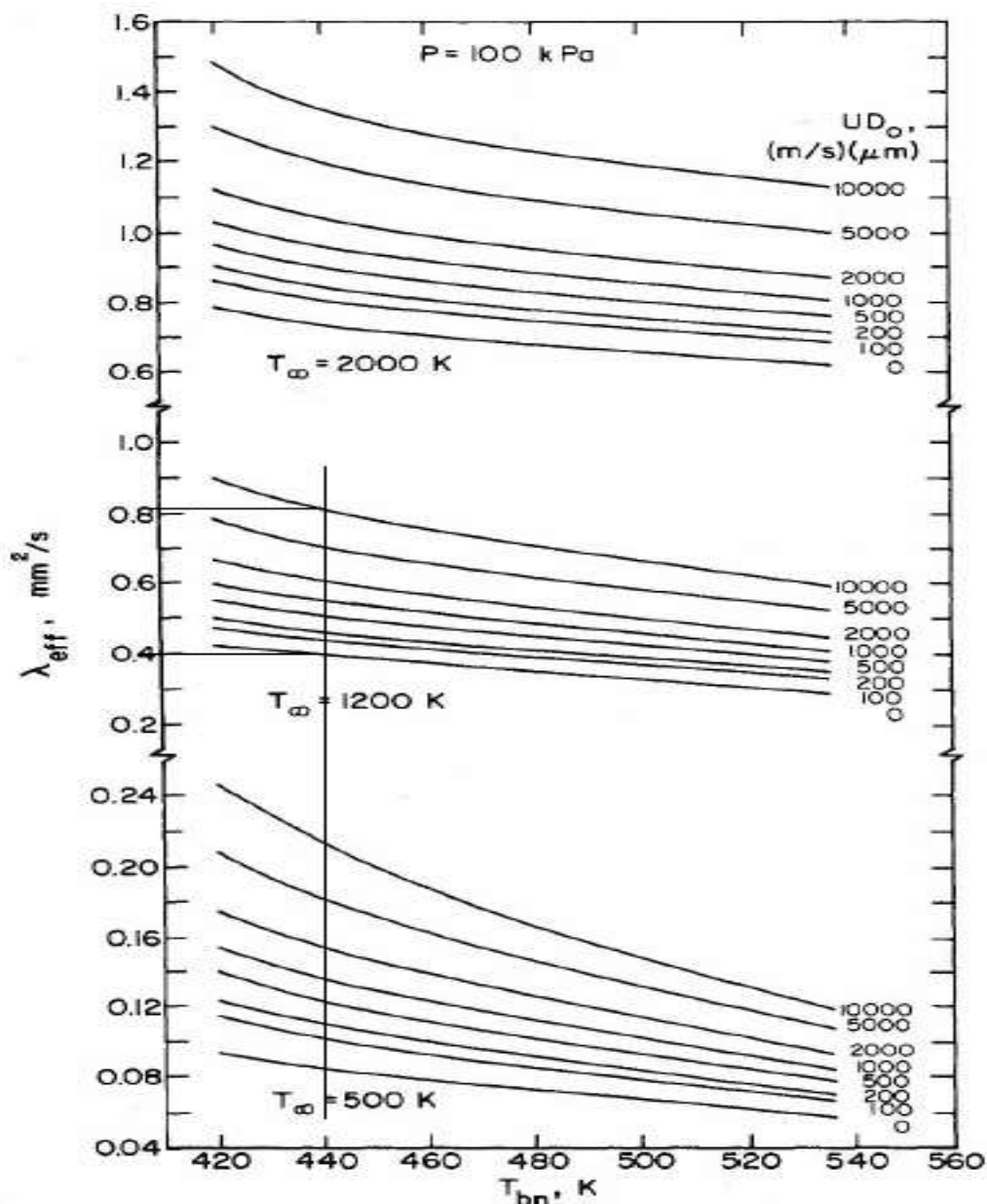
Při předpokladu, že časový interval pro chemickou reakci je nulový, lze pomocí životnosti vyjádřit rychlost změny průměru kapičky [33]. Tedy, v průběhu času odpovídajícího životnosti se průměr kapičky při nástřiku změní na nulu. Potom výraz pro ekvivalentní rychlost hoření můžeme zapsat takto:

$$U_F = \frac{D_0}{\tau} \quad \text{nebo také} \quad U_F = \frac{\lambda}{D_0} \quad (2-21)$$

V případě, kdy kapička je obtékána proudícím plynem, jsou pro její životnost využity korigované hodnoty rychlosti úbytku hmoty a s tím i související odpařovací konstanta. Pak [33]:

$$\tau = \frac{c p_g \cdot \rho_g \cdot D_0^2}{8 \cdot k_g \cdot \ln(1+B) \cdot (1 + 0,22 \cdot Re_{D_0}^{0,5})} \quad \text{nebo také} \quad \tau = \frac{D^2}{\lambda} \quad (2-22)$$

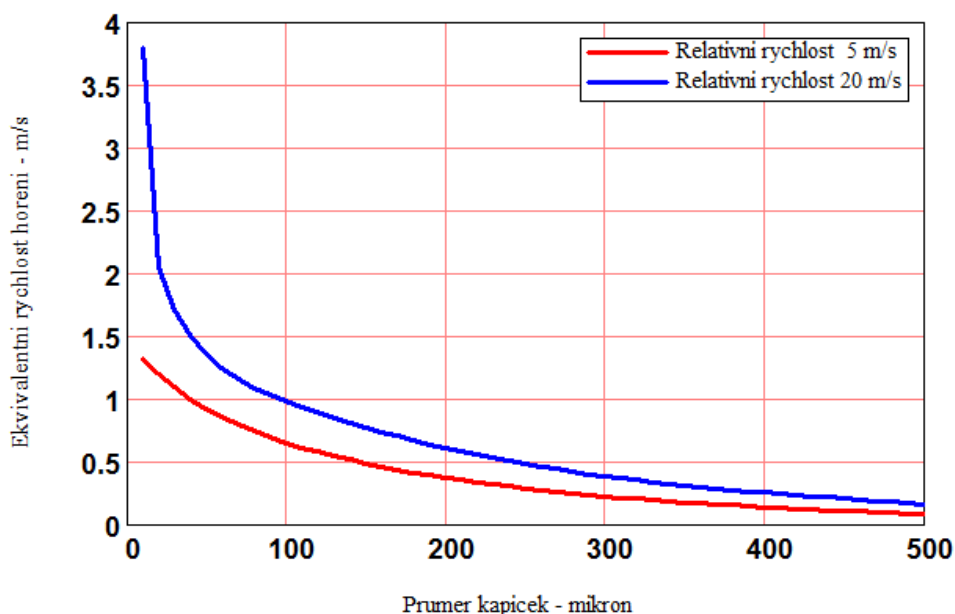
Koncept efektivní hodnoty odpařovací konstanty výrazně zjednoduší výpočty, které souvisejí s odpařovacími charakteristikami. K tomuto účelu lze použít diagramy, které vyjadřují vliv teploty proudícího plynu, relativní rychlost plyn a kapičky, počáteční průměr kapičky (součin rychlosti a počátečního průměru) a teploty varu paliva, která koresponduje parciálnímu tlaku. Ukázkou je diagram na Obr. 61 pro proudící plyn o tlaku 100 kPa.



Obr. 61 Efektivní hodnoty odpařovací konstanty. [33]

Užití diagramu je demonstrováno následující úlohou. Je potřebné analyzovat chování atomizovaného paliva (nafty) v prostředí proudícího plynu. Plyn má teplotu 1200 K a tlak 100 kPa. Průměrná hodnota bodu varu paliva, která přísluší parciálnímu tlaku, je 440 K. Cílem analýzy je ukázat hodnoty ekvivalentní rychlosti hoření pro různé počáteční průměry kapiček. Součástí analýzy je posouzení vlivu relativních rychlostí kapičky a plynu. Pro takto specifikovanou úlohu nabízí diagram efektivní odpařovací konstanty, kde parametrem je součin relativních rychlostí a počáteční průměr kapičky. V tomto případě se hodnoty efektivních odpařovacích konstant pohybují v rozmezí od 0,43 do 0,82 mm^2/s . Dalším krokem jsou relativní rychlosti. Pro tuto úlohu byly vybrány dvě, a to 5 m/s a 20 m/s.

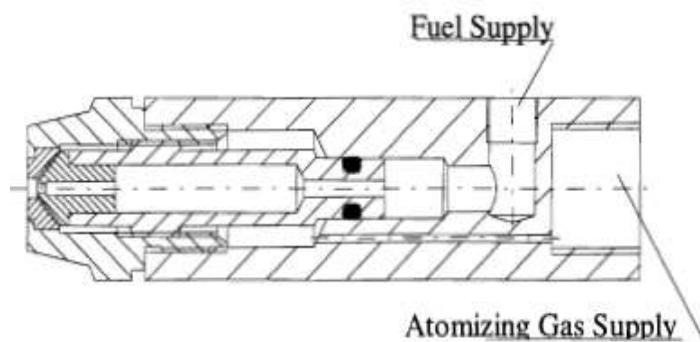
Výsledky analýzy jsou prezentovány v diagramu na Obr. 62. Odtud je patrné, že pro počáteční velikosti kapiček menších než 100 μm ekvivalentní rychlost významně vzrůstá, což jsou příznivé podmínky pro lokální stabilitu plamene. Odtud plyne i jisté doporučení pro proces atomizace. Velikost kapiček by měla být malá a distribuční funkce velikosti kapiček by měla být „úzká“.



Obr. 62 Závislost ekvivalentní rychlosti hoření na průměru kapiček.

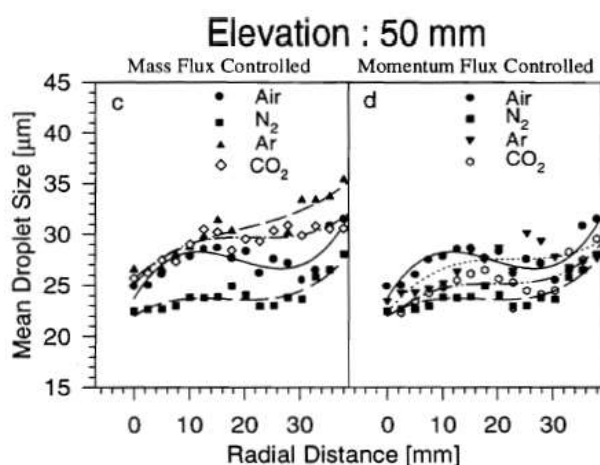
Mimo vlastností kapalného paliva, je vlastní velikost kapiček ovlivněna způsobem, jakým jsou vytvářeny. Jeden z možných způsobů je atomizace proudem vzduchu nebo páry. Kinetická energie proudícího vzduchu je přenášena kapalině, což způsobí její rozptýlení na kapičky [35]. Správné uspořádání soustavy zajišťuje dobrou disperzi – veliký úhel kužele, kapičky se neshlukují a to i pro kapaliny s vysokou hodnotou viskozity. Charakteristiky kapiček mohou být měněny nezávisle na průtočném množství paliva a atomizačního vzduchu (resp. páry).

Obr. 63 ukazuje uspořádání typické atomizační trysky. Palivo vstupuje do trysky z boku. Atomizační vzduch vstupuje do trysky středem, kde dále proudí obtokovým kanálkem do anulární distribuční komory s vířičem a dále k atomizačnímu kuželu. Průtočné množství spalovacího vzduchu je přibližně o dva řády větší ve srovnání s atomizačním vzduchem.

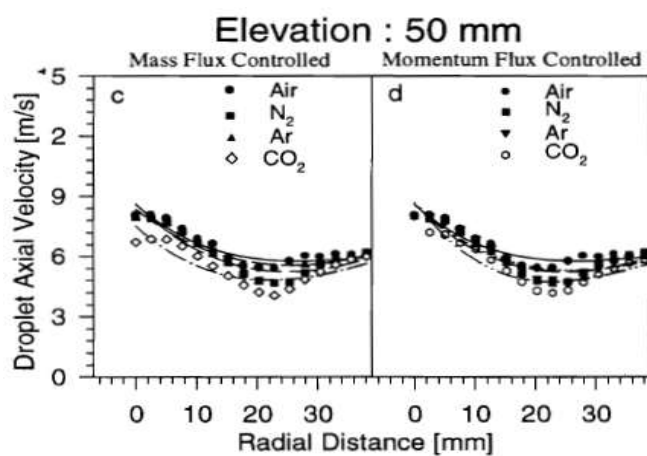


Obr. 63 Uspořádání atomizační trysky. [35]

K měření průměru a rychlosti kapiček byla použita metoda Laser – Doppler. Pro ilustraci, diagramy na Obr. 64 a Obr. 65 postupně zobrazují distribuci průměrů kapiček a distribuci axiální rychlosti kapiček v závislosti na radiální vzdálenosti od osy trysky. Distribuce byly měřené ve vzdálenosti 50 mm od ústí trysky. Jako atomizační plyny byly použity vzduch, N_2 , Ar a CO_2 .



Obr. 64 Distribuce průměrů kapiček podle vzdálenosti od osy trysky. [35]



Obr. 65 Distribuce průměrů kapiček podle vzdálenosti od osy trysky. [35]

Literatura [5] se podrobně zabývá hořením kapalných paliv. Při zkoumání vlivu relativní rychlosti popisuje, že při rychlosti větší než je kritická rychlost, podmínky pro proces hoření již neumožňují existenci stabilního plamene. Při rychlostech nižších než je kritická rychlost, vytváří plamen obálku celé kapičky, zatímco při nadkritických rychlostech plamen v úplavu za kapičkou zhasne. Ovšem při pod-kritických rychlostech v obálce plamene probíhá exotermní reakce, kdy kyslík vstupuje radiálně dovnitř a páry kapaliny vystupují v protisměru ven difuzí. Tento proces je shodný s procesem odpařování, při kterém je teplo dodáváno horkými plynem, který kapičku obtéká. Při hoření je teplo dodáváno exotermickou reakcí, která probíhá ve vrstvě obálky.

Řada dalších výzkumných prací v oblasti procesů hoření kapalného paliva ukazuje, že pro vyhodnocování životnosti lze použít stejný postup jako při odpařování. Rovnice pro vyhodnocování odpovídajícího čísla přenosových jednotek tepla má tvar [5]:

$$B = \frac{c_{p_{g1}} \cdot (T_f - T_b)}{L} \quad (2-23)$$

kde: B relevantní číslo přenosových jednotek tepla (-)
 T_f teplota plamene (K)
 T_b teplota bodu varu paliva (K)
 $c_{p_{g1}}$ měrná tepelná kapacita plynu mezi teplotami T_f a T_b ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
 L výparné teplo při teplotě T_b (J)

Výpočet životnosti je stejný jako v případě odpařování, avšak výše zmíněné hodnoty termodynamických vlastností a teplot jsou jiné. Tedy [5]:

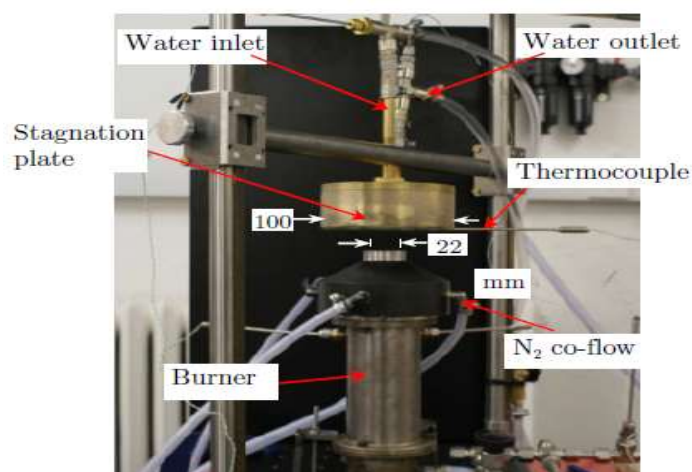
$$\tau = \frac{\rho_F \cdot D_0^2}{8 \cdot \frac{k_g}{c_{p_g}} \cdot \ln \left[1 + \frac{c_{p_g} \cdot (T_f - T_b)}{L} \right]} \cdot (1 + 0,22 \cdot Re_{D_0}^{0,5}) \quad (2-24)$$

O palivech založených na těžších frakcích ropy pojednává publikace [36]. Hoření těchto paliv je spojeno s bobtnáním, vystřelováním malých kapiček a formováním karbonových zbytků. Souhrnně, oblasti hoření paliv tohoto typu je charakterizováno následovně:

- Ohřev kapiček a odpařování nízko vroucích složek.
- Samovznícení s tepelnou dekompozicí a zplyňováním těžkých složek.
- Nepřetržité hoření spojené s tvorbou těžkých asfaltů.
- Hoření těkavých kapalných a plynných složek.
- Pomalé heterogenní hoření karbonových zbytků, kdy rychlost hoření je i desetkrát menší než je tomu u lehkých paliv.

Pro měření rychlosti hoření kapalných paliv se používá několik metod [37]. Obr. 66 zobrazuje uspořádání měřicího zařízení a přístrojů jedné z těchto metod, tzv. „*Jet-wall stagnation*“. Metoda využívá pro vyhodnocení rychlosti hoření stagnaci plamene mezi tryskou a chlazeným dnem mosazného válce. Vyhodnocení rychlosti je provedeno pomocí metody PIV („*Particle Image Velocimetry*“). Pro vyhodnocení jsou použity částice amorfního oxidu křemičitého o velikosti 0,3-0,4 μm a hustotě 0,05 g/cm^3 .

Porovnává se stagnující plamen při spalování směsi zemního plynu a spalovacího vzduchu s postupným přidáváním dalšího paliva, například acetonu. Záznam stagnace plamene je prováděn vysokorychlostní kamerou.



Jet-wall stagnation configuration for laminar flame speed measurement

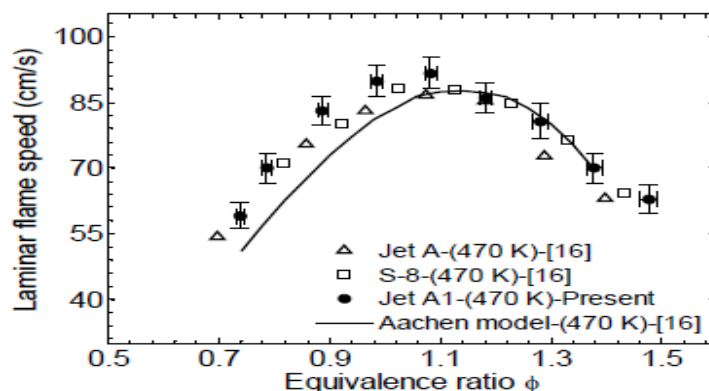
Obr. 66 Umístění měřicích přístrojů u Jet-wall stagnation. [37]

Literatura [37] uvádí měření rychlosti hoření pro několik běžně užívaných konvenčních a alternativních paliv ve vznětových motorech a turbínách. Jako konvenční paliva byla použita nafta a letecký benzín. Z alternativních paliv byly zkoušeny bionafta vyrobená z palmového oleje (PME) a řepkový olej (RME). Základní vlastnosti a složení měřených paliv jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Základní vlastnosti a složení leteckého benzínu, nafty, PME a RME. [37]

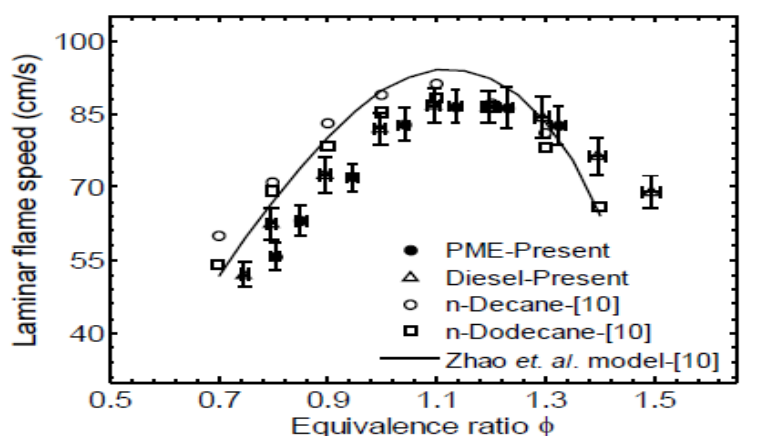
Vlastnosti	Letecký benzín	Nafta	Palmový olej	Řepkový olej
	$C_{11}H_{21}$	$C_{16}H_{34}$	$C_{19}H_{36}O_2$	$C_{19}H_{36}O_2$
Poměr H/C	1,98	1,9	1,89	1,89
Poměr C/O			9,83	10,06
Bod varu (°C)	166 - 266	190 - 360	>215	>200
Hustota při 15 °C	0,81	0,85	0,88	0,88
Bod tuhnutí °C		-20	-18	-10
Bod vzplanutí °C	38	60 - 72	174	170
Viskozita při 40 °C		2,6	4,5	4,83
Výhřevnost kJ/kg	43150	43090	36770	36800
Cetanové číslo		52	62.6	51

Obr. 67 a Obr. 68 zobrazují vztahy mezi rychlostmi hoření a ekvivalentními poměry pro testovaná paliva. Jak je z Obr. 67 a Obr. 68 patrné, rychlosti hoření se vzájemně liší jen málo. Zápalná teplota je však u biopaliv téměř trojnásobná.



Comparison of laminar flame speed of Jet-A1/air mixture with jet fuels

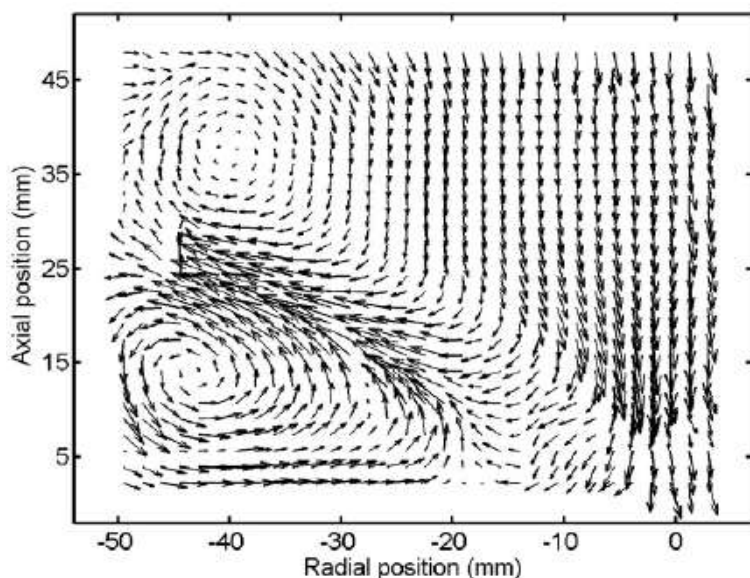
Obr. 67 Rychlost hoření vs. ekvivalentní poměr pro letecký benzín. [37]



Comparison of laminar flame speed of Diesel/air and PME/air with n-alkane/air mixtures

Obr. 68 Rychlost hoření vs. ekvivalentní poměr pro naftu a PME. [37]

Uvedené hodnoty rychlostí hoření odpovídají chemickým reakcím – chemické kinetice. Ovšem konstrukce hořáků pro kapalná paliva vyžaduje i údaje o dobách potřebných pro ohřev kapiček a odpar. V tomto ohledu jsou ve srovnání s uvedenými hodnotami ekvivalentní rychlosti hoření menší nejméně o polovinu řádu. Tyto vlivy mohou být vyjádřeny rychlostním polem vzduchem atomizované bionafty s využitím stabilizace plamene pomocí vířivého proudění, jak je zobrazeno na Obr. 69.



Mean 2D velocity vector map for the swirling flow with PME

Obr. 69 Proudění při spalování bionafty. [37]

2.4.3 PODMÍNKY STABILITY PLAMENE

Pro dobrou funkci hořáku jsou důležité hodnoty ustálených stavů, které zobrazuje pracovní obálka spalovacího diagramu na Obr. 46. Ustálený stav je definován hodnotami řídicích parametrů. V případě, že dojde po poruše těchto parametrů k samovolnému návratu do ustáleného stavu, je chování soustavy stabilní. Vyjádřeno kvantitativně, v ustáleném stavu je tepelný výkon exotermní reakce stejný jako tepelný výkon, který je odveden produkty. Vzhledem k tomu, že tepelný výkon je úměrný rychlosti hoření a odvedený tepelný výkon je úměrný rychlosti proudění produktů hoření, jsou pro ustálený stav obě rychlosti stejné. V této části dokumentu je dále věnována pozornost podmínkám lokální stability plamene.

Ideálně míchaný reaktor. Lokální podmínky procesu hoření mohou být realizovány představou ideálně míchaného chemického reaktoru [3]. Pro ustálený, tj. stabilní, stav je odcházející teplo generované chemickou reakcí s produkty hoření. Tedy:

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (2-25)$$

kde: Q_{in} tepelný výkon reakce hoření (J)
 Q_{out} tepelný výkon odvedený produkty hoření (J)

V ideálně míchaném adiabatickém reaktoru reagují vstupní suroviny okamžitě. Stupeň konverze je určen reakční dobou a rychlostí reakce. Arrhenius [3] formuloval výraz pro výpočet rychlosti chemické reakce na jednotku hmoty a reakci prvního stupně následovně:

$$r_A = \frac{C}{\tau_k} \cdot \exp\left(\frac{-E_A}{R \cdot T_A}\right) \quad (2-26)$$

kde: r_A rychlost reakce (s^{-1})
 τ_k doba reakce (s)
 E_A aktivační energie (J)
 R molární plynová konstanta ($J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$)
 T_A teplota v průběhu reakce (K)
 C hmotnostní koncentrace reaktantu – uvažován kyslík (-)

Levou stranu bilanční rovnice pro tepelný tok (2-25) můžeme zapsat takto [3]:

$$Q_{in} = \frac{C}{\tau_k} \cdot \exp\left(\frac{-E_A}{R \cdot T_A}\right) \cdot q \quad (2-27)$$

kde: q tepelný tok generovaný spotřebou 1 kg reaktantu ($W \cdot kg^{-1}$).

Rychlost reakce na jednotku hmoty lze také vyjádřit změnou koncentrace reaktantů a dobou zdržení v reaktoru. Tepelný tok, který odpovídá chemické reakci, můžeme zapsat takto [3]:

$$Q_{in} = \frac{(C_0 - C_{out})}{\tau_s} \cdot q \quad (2-28)$$

kde: C_0 koncentrace kyslíku na vstupu do reaktoru (-)
 C_{out} koncentrace kyslíku na výstupu z reaktoru (-)
 τ_s zdržná doba v reaktoru (s)

Tepelný tok odvedený produkty reakce na jeden kilogram reaktantů je vyjádřen rozdílem teplot a měrným teplem. Tedy [3]:

$$Q_{out} = \frac{c_{p_p} \cdot (T_{out} - T_0)}{\tau_s} \quad (2-29)$$

kde: T_0 teplota na vstupu do reaktoru (K)
 T_{out} teplota na výstupu z reaktoru (K)
 c_{p_p} měrná tepelná kapacita produktu ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

Podmínku ustáleného stavu, vyjádřenou tepelnými toky produktů a exotermní reakce, lze zapsat pomocí konverze následovně [3]:

$$\frac{(C_0 - C_{out})}{\tau_s} \cdot q = \frac{c_{p_p} \cdot (T_{out} - T_0)}{\tau_s} \quad \frac{(C_0 - C_{out})}{\tau_s} \cdot q = \frac{C}{\tau_k} \cdot \exp\left(\frac{-E_A}{R \cdot T_A}\right) \cdot q \quad (2-30)$$

Zavedením poměru hmotnostní koncentrace kyslíku ke koncentraci na vstupu dostaneme [3]:

$$\chi = 1 - \frac{C}{C_0} \quad (2-31)$$

kde: χ – koncentrace kyslíku (-)
 $\chi = 1, C = 0$ konverze úplná 100%
 $\chi = 0, C = C_0$ žádná konverze

Výrazy pro tepelný tok exotermní reakce a tepelný tok produktů při užití bezrozměrné koncentrace mají následující tvar [3]:

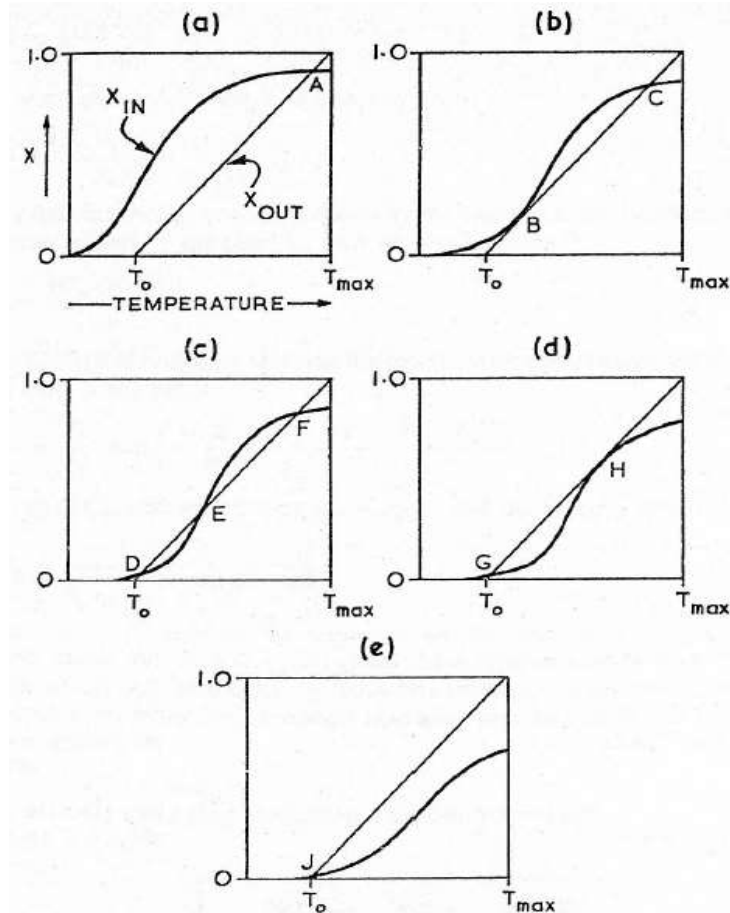
$$\chi_{out} = \frac{1}{\nu_Q} \cdot (T_{out} - T_0) \quad \chi_{in} = \left(1 + \frac{1}{\tau_{SK}} \cdot \exp\left(\frac{-E_A}{R \cdot T_A}\right) \right)^{-1} \quad (2-32)$$

kde: χ_{in} koncentrace kyslíku na vstupu (-)
 χ_{out} koncentrace kyslíku na výstupu (-)
 τ_{SK} zdržná doba/doba reakce (s)
 ν_Q exotermní poměrné teplo (J)

Při úvaze, že plamen je tvořen identickými lokálními míchanými reaktory, lze chování těchto lokálních míchaných reaktorů posuzovat jako chování celého plamene [3]. Např. vysoké hodnoty doby zdržení naznačují malé průtočné množství, což indikuje trend směrem k vyšší konverzi. Naopak nízké hodnoty doby zdržení vzhledem k reakční době znamenají nedokončené hoření paliva a zhasnutí plamene. Nízká hodnota exotermního poměrného tepla pak ukazuje, že reakce není stechiometrická.

Významná je i funkce teploty na průběh konverze exotermního tepla a konverze odvedeného tepla. Tyto závislosti jsou zobrazeny na Obr. 70. V diagramech lze zaznamenat posun křivky zdrojového exotermního tepla vlivem zkracování zdržné doby. Teplota ustáleného stavu je dána průsečíkem s průběhem funkce odběrového tepla. Body A, C, F a H reprezentují proces hoření s velkými hodnotami výstupní teploty a konverze. Průsečík E v diagramu (c) ukazuje na nestabilní stav, který může být způsoben fluktuacemi průtočného množství vzduchu a paliva a změnou doby zdržení. Následkem mohou být mírné pulzace plamene. Průsečíky v levém dolním rohu B, D, G, J představují téměř zanedbatelnou konverzi s pomalou oxidací. Zhášení plamene odpovídá bodu H (diagram (d)), ve kterém je průběh funkce odběru tepla tečnou. Tento stav může vést k pomalé oxidaci, což v diagramu odpovídá posunu z bodu H do bodu G.

Zobrazené diagramy jsou užitečné i pro posouzení stability plamene. Např. diagram (a) ukazuje, že při zvětšení průtočného množství vzduchu, nebo směsi vzduchu a paliva, se zdržná doba zkrátí a křivka zdrojového exotermního tepla se posune doprava. V důsledku toho se teplota ustáleného stavu v bodě A sníží na novou teplotu ustáleného stavu a soustava zůstává stabilní.



Obr. 70 Závislost přiváděného a odváděného tepla na teplotě. [3]

Turbulentní plamen. Publikace [8], [12], [38] a [39] analyzují vliv směšovací délky turbulence a tloušťky plamene na jeho chování. Vývoj turbulence ukazuje postupné zvětšování směšovací délky při zvyšování intenzity turbulence. Tloušťka plamene se při tom ale příliš nemění. Palivo je hlavně obsaženo v prostoru, který odpovídá směšovací délce. Proces hoření je především ovlivněn intenzitou turbulence. Je obvyklé vývoj turbulence kvantifikovat tzv. Damkohlerovým číslem, které je definováno vztahem mezi životností v prostoru směšovací délky a dobu trvání chemické reakce hoření [38]. Životnost je určena směšovací délkou a složkou turbulentní rychlosti. Doba chemické reakce je dána tloušťkou plamene a rychlostí hoření. Tedy:

$$Da = \frac{\tau_{\text{flow}}}{\tau_{\text{chem}}} \quad Da = \left(\frac{l}{u} \right) \cdot \left(\frac{\delta_L}{S_L} \right)^{-1} \quad Da = \left(\frac{l}{\delta_L} \right) \cdot \left(\frac{S_L}{u} \right) \quad (2-33)$$

kde:	Da	Damkohlerovo číslo (-)
	τ_{flow}	životnost prostoru směšovací délky (s)
	τ_{chem}	doba trvání chemické reakce (s)
	l	směšovací délka (mm)
	δ_L	tloušťka laminárního plamene (mm)
	u	složka turbulentní rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
	S_L	rychlost hoření laminárního plamene ($\text{cm}\cdot\text{s}^{-1}$)

Damkohlerovo číslo umožňuje rozlišit oblasti chování turbulentního plamene. Pro $Da > 1$ je chemická reakce rychlejší než intenzita turbulentního míchání. To znamená, že proces plamene je řízen turbulentním mícháním. Situace je opačná, když chemická reakce je pomalá ve srovnání s intenzitou turbulentního míchání, což je vyjádřeno $Da < 1$. Tyto podmínky lze též popsat vztahy mezi směšovací délkou a tloušťkou plamene společně s poměrem rychlosti hoření a turbulentní rychlostí.

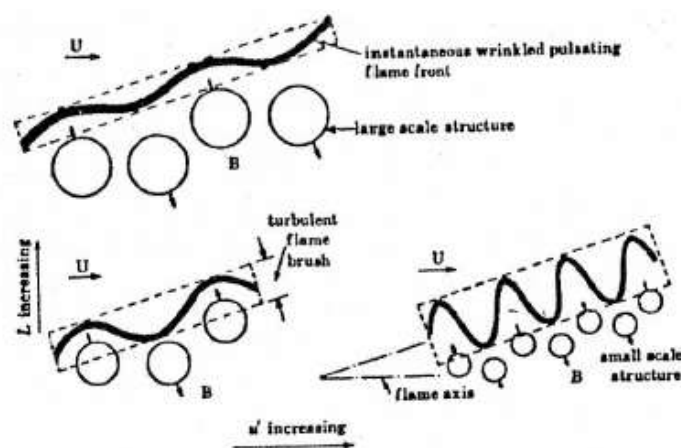
Jsou-li vlastnosti směsi reaktantů známy, potom je možné vyhodnotit charakteristiky laminárního plamene, který se šíří směsí. K vyhodnocení jsou potřebné údaje o složení směsi, stechiometrickém poměru a teplotě. Potom výraz pro vyhodnocení tloušťky plamene a reakční vrstvy lze zapsat takto [38]:

$$\delta_L = \frac{D_{\text{tepl}}}{S_L} \quad D_{\text{tepl}} = \frac{k_{\text{tepl}}}{c_{p_{\text{tepl}}} \cdot \rho_{\text{stnd}}} \quad (2-34)$$

kde: D_{tepl} tepelná vodivost ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
 k_{tepl} součinitel tepelné vodivosti při teplotě 298 K (-)
 $c_{p_{\text{tepl}}}$ měrná tepelná kapacita při teplotě 298 K ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
 ρ_{stnd} měrná hmotnost při teplotě 298 K ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Např., při teplotě 270 °C je tloušťka laminárního plamene 0,2602 mm, rychlost hoření 48,28 cm/s a reakční doba 0,539 ms.

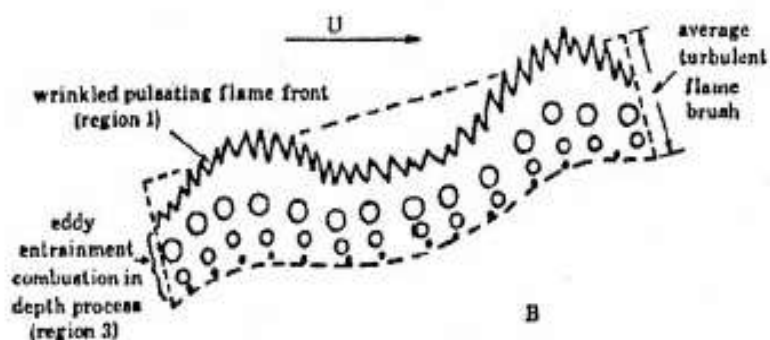
Publikace [39] podrobněji popisuje fyzikální podmínky vývoje turbulentního plamene. Počínaje laminárním plamenem při zvyšování průtočného množství směsi paliva a vzduchu se charakter proudění mění z laminárního na turbulentní. Kolem fronty plamene se začne vytvářet turbulentní oblast charakterizovaná směšovací délkou a turbulentní rychlostí. Turbulentní oblast kolem fronty plamene je zobrazena na Obr. 71.



Obr. 71 Turbulentní oblast kolem fronty plamene. [39]

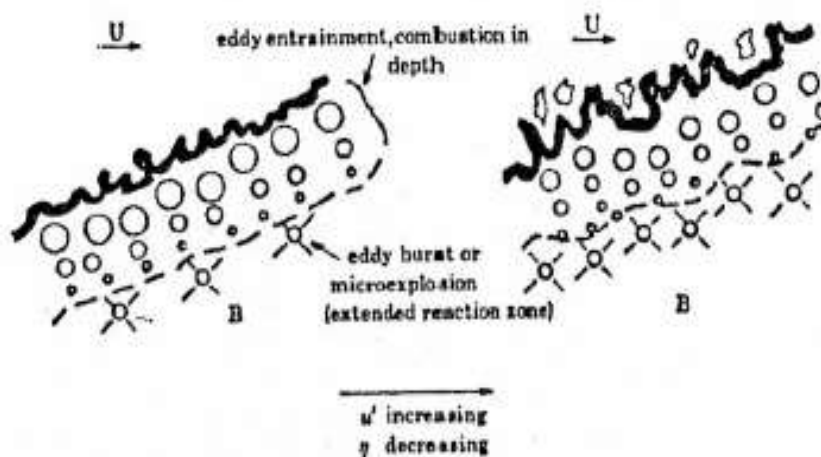
V tomto stadiu dochází ke zvlnění fronty plamene a oddělují se nejprve shluky většího měřítka, které se postupně rozpadají na shluky malého měřítka. Tento jev se projevuje pulzováním plamene. Chemická reakce je rychlejší ve srovnání s turbulentním mícháním.

Při zvětšování rychlosti proudění se intenzita turbulence zvyšuje Obr. 72. Víry vzniklé ve zvrásněné frontě plamene vytvářejí vrstvu, ve které probíhají reakce hoření.



Obr. 72 Turbulentní proudění ve 2. režimu. [39]

Ve fázi, kdy víry velkých měřítek přenášejí část paliva, turbulence dále expanduje (zobrazeno na Obr. 73). Tento režim se projevuje tím, že víry explodují a rozšiřují reakční zónu, vznikají pulsy s velkou amplitudou, plamen je nestabilní a má tendenci ke zhasnutí.



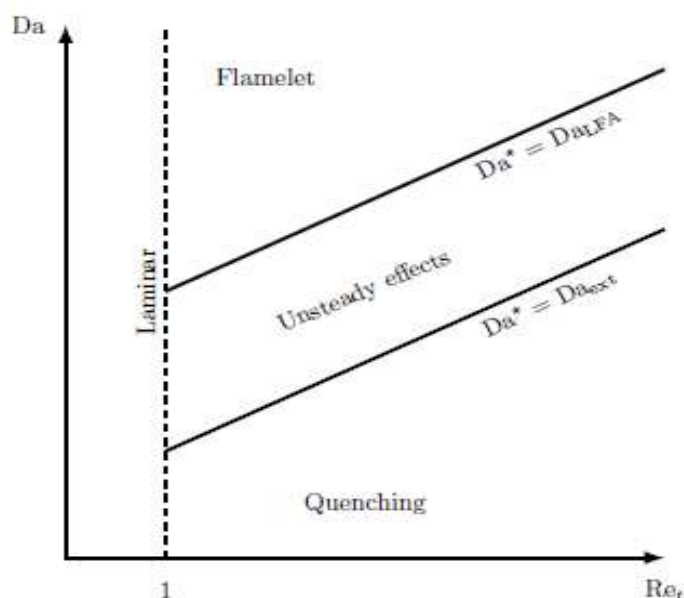
Obr. 73 Turbulentní proudění ve 3. režimu. [39]

Pro posouzení charakteristik turbulentního plamene je užíváno Reynoldsovo číslo pro turbulentní proudění a referenční Damkohlerovo číslo [8]. Vztah mezi těmito veličinami je v relaci s Damkohlerovým číslem:

$$Da = \alpha_r \cdot \sqrt{Re_t \cdot Da_{ref}} \quad Re_t = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (2-35)$$

kde: Da_{ref} Damkohlerovo referenční číslo (-)
 Re_t Reynoldsovo číslo pro turbulentní proudění (-)
 α_r regresní koeficient (-)
 ν kinematická viskozita ($m^2 \cdot s^{-1}$)

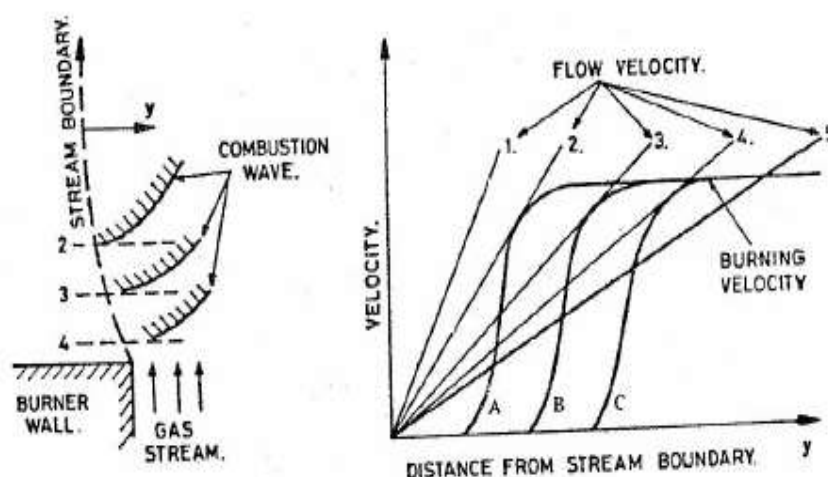
Vymezení oblastí charakteristického chování turbulentního plamene je zobrazeno na Obr. 74 v log-log souřadnicích turbulentního Reynoldsova a Damkholerova čísla. Jak bylo dříve zmíněno, při velkých hodnotách Damkholerova čísla je reakční doba krátká vzhledem k době turbulentního míchání a chování plamene se přibližuje k chování laminárního plamene. V opačné situaci, kdy doba reakce je dlouhá, mají podmínky charakter ideálně míchaného reaktoru.



Obr. 74 Závislost Damkholerova čísla na Reynoldsově čísle [8]

Gradient rychlosti obálky plamene. Z hlediska stability jsou podmínky hoření důležité již v oblasti na výstupu z trysky. U hořáků s před-míchanou směsí kopíruje rychlostní pole na výstupu z trysky rychlostní pole vzniklé při proudění tryskou [8]. Koncové okraje ústí trysky ovšem absorbují teplo, což má de-stabilizující účinek.

Vztah mezi prouděním a okrajem trysky ukazuje Obr. 75, který dále naznačuje postupné zvětšování průtočného množství plynu z pozice 1 do pozice 5 [40]. Při posuvu od okraje trysky se přibližuje k hranici obálky plamene. Předpokládá se, že rychlost se mění lineárně s poloměrem paprsku. Tedy rychlostní profil ve sledované oblasti je také lineární, viz obrázek vpravo. Křivky A, B a C představují rychlosti hoření a odpovídají pozicím 2, 3 a 4 na obrázku vlevo. Zmenšování počáteční rychlosti hoření vlivem absorpce tepla hranou stěny je tím větší, čím je pozice blíže k ústí trysky. Z průběhů jsou patrné dvě extrémní pozice 1 a 5, které odpovídají odtržení plamene (*blow-off*) a zpětnému prošlehu (*flash back*). Rovnost rychlosti hoření s rychlostí proudění je určována gradientem rychlosti. Hoření bude stabilní pouze v pozicích 2, 3 a 4, které odpovídají tečným křivkám A, B a C.



Obr. 75 Interakce mezi prouděním a okrajem trysky. [40]

Předpokládá se, že gradient rychlosti v pozicích 2, 3 a 4 bude stejný jako na poloměru ústí trysky. V případě parabolického rychlostního profilu, bude výraz následující [40]:

$$v = n \cdot (R_t^2 - r^2) \quad v_g = 2 \cdot n \cdot R_t \quad n = \frac{\Delta p}{4 \cdot \mu \cdot L} \quad (2-36)$$

kde: v rychlost proudění v místě poloměru r ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)
 v_g gradient rychlosti v ústí trysky (s^{-1})
 R_t poloměr ústí trysky (mm)
 Δp tlaková diference na délce L (Pa)
 μ dynamická viskozita ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

Na druhou stranu hodnotu kritického gradientu rychlosti lze získat využitím vztahu pro výpočet ztráty třením v trubce o daném průměru a pomocí Reynoldsova čísla takto [40]:

$$v_g = \frac{F_{fr} \cdot v_{av} \cdot Re}{2 \cdot d} \quad (2-37)$$

kde: F_{fr} frikční faktor (-)
 d průměr ústí trysky (mm)
 v_{av} střední hodnota rychlosti ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Pro laminární a turbulentní proudění jsou výrazy pro kritický gradient rychlosti následující [40]:

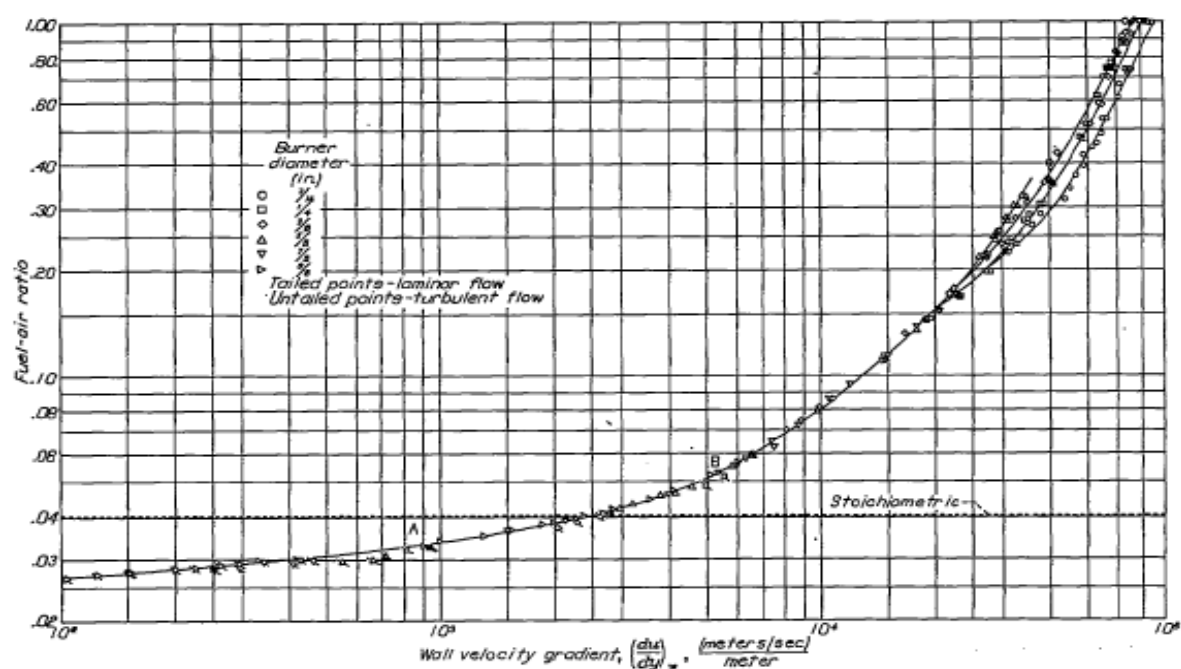
$$v_g = \frac{8 \cdot v_{av}}{d} \quad \text{laminární proudění} \quad (2-38)$$

$$v_g = \frac{0,04 \cdot v_{av}}{d} \cdot Re^{0,75} \quad \text{turbulentní proudění (3000 < Re < 10000)}$$

Průměrnou rychlost směsi v ústí trysky v okamžiku, kdy ještě není porušena stabilita, lze získat z rovnosti gradientů rychlosti, a to podle rychlostního a kritického profilu [40]:

$$v_{av} = \frac{\Delta p \cdot d^2}{0,16 \cdot \mu \cdot L \cdot Re^{0,75}} \quad (2-39)$$

Na Obr. 76 je zobrazena závislost ekvivalentního poměru směsi propan a vzduchu na gradientu rychlosti. V uvedeném grafu byla sledována stabilita hoření v oblasti ústí trysky [8], [41]. Kritériem stability byla hodnota gradientu rychlosti na stěně vrtání ústí trysky. Hranicí stability bylo odtržení plamene. Sledování probíhalo pro různé průměry vrtání. Proměnnou veličinou při experimentech bylo průtočné množství směsi nebo ekvivalentní poměr propanu a vzduchu.



Obr. 76 Závislost poměru paliva na gradient rychlosti. [41]

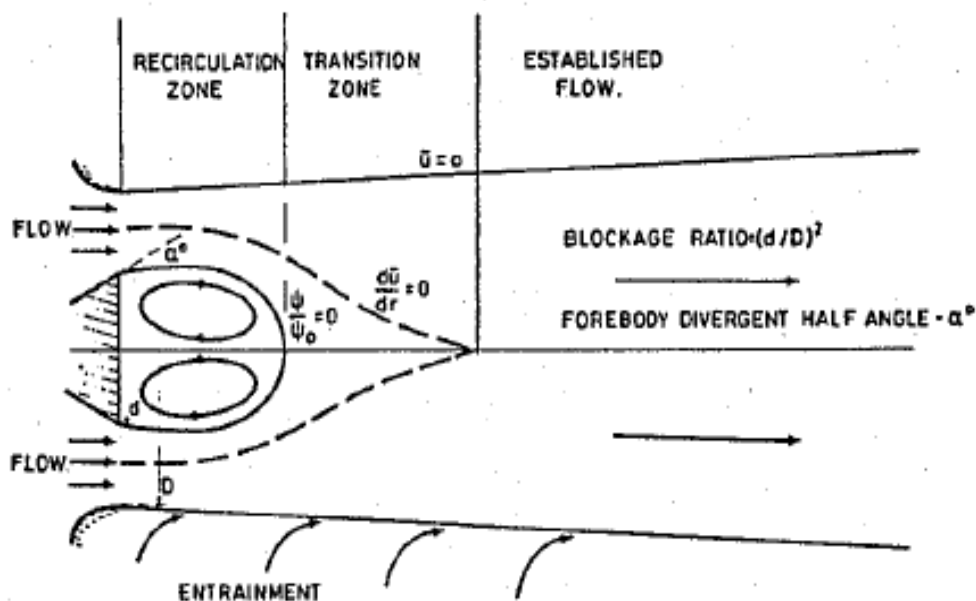
3 STABILITA PLAMENE DLE ZPŮSOBU STABILIZACE

V této práci byla stabilita plamene dosud posuzována z hlediska lokálních podmínek. Pro plamen jako celek je potřebné zvažovat rychlost hoření, rychlost proudění a teplotu plamene a jejich vzájemné vazby. Rychlost hoření je ovlivněna kinetikou reakce, která je určována složením paliva, koncentrací reaktantů a teplotou. Z časového hlediska je koncentrace ovlivňována molekulární nebo turbulentní difuzí a mícháním. Teplota je vázána na tepelný tok, tedy na teplotní rozdíl a rychlost přenosu tepla, zejména konvekcí. Společným činitelem jmenovaných veličin i jejich vzájemných vazeb je rychlostní pole. Vzhledem k tomu, že stabilita plamene je klíčovým požadavkem, většina uspořádání hořáků se soustřeďuje na oblast proudění. V této souvislosti je pozornost věnována problémům jako jsou úpravy úplavu, vířivé proudění, Coanda efekt a žhavené lišty.

3.1 STABILIZACE PLAMENE ÚPLAVEM

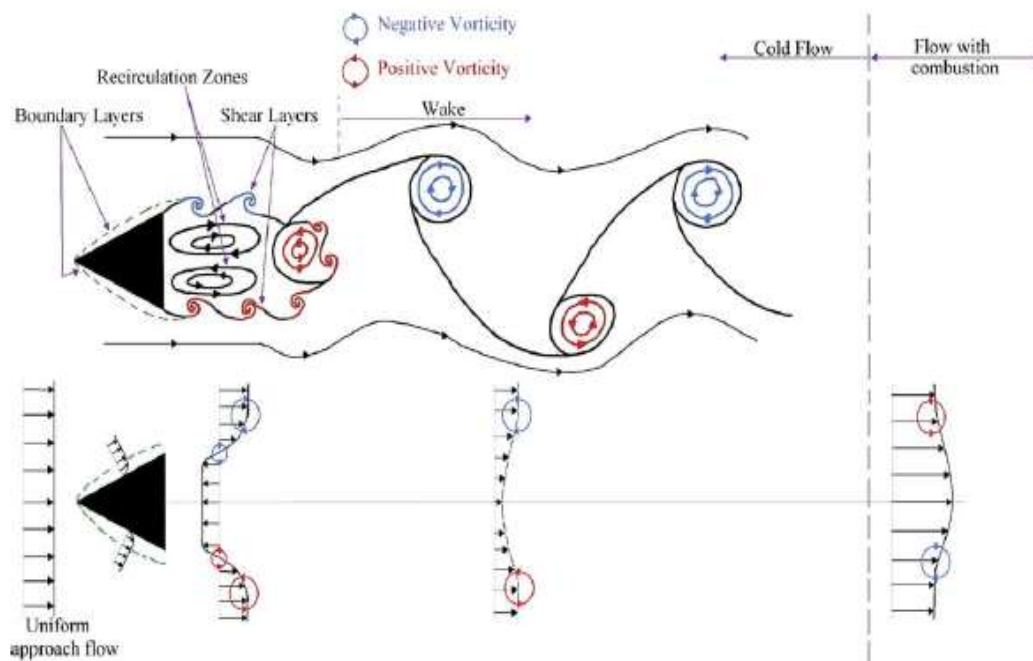
Rychlost hoření zemního plynu se pohybuje kolem hodnoty 0,45 m/s. Pro zajištění stability je potřebné, aby rychlosti proudění v prostoru plamene byly stejné, jako jsou rychlosti hoření. Při obtékání tělesa proudem plynu se na jeho závětrné straně vytváří úplav. Při podrobnějším pohledu lze zjistit, že v prostoru úplavu vznikají lokální víry a zpětná proudění. Reference [7] výstižně uvádí, že pro chemické reakce představuje takovýto prostor průtočný, ideálně míchaný reaktor a akumulátor tepla, což odpovídá dané hodnotě teploty. Tedy pro stabilitu je potřebné identifikovat faktory, které mají silný vliv na tvar a rychlostní pole v prostoru úplavu. Jedná se zejména o tvar obtékaného tělesa, jeho umístění ve spalovací komoře a vlastnosti plynu.

Mechanismy a procesy, které probíhají v prostředí úplavu, jsou zobrazeny na Obr. 77. Těleso (*bluff body*) je umístěno v kanále, který může být součástí spalovací komory. Při obtékání vzduchem nebo před-míchanou směsí, se na povrchu tělesa vytvoří mezní vrstva. V místě na závětrné straně tělesa dojde k odtržení proudu a současně dojde ke vzniku vrstvy se smykovým napětím, která je zdrojem vírů. Tyto víry generují zpětné proudění a tím vnitřní recirkulační zóny. Tyto zóny jsou významné pro udržení stability plamene nejméně ze dvou důvodů. Za prvé, i když rychlosti proudění přicházející před-mísené směsi jsou velké, vlivem rychlost uvnitř recirkulační zóny klesnou na hodnoty, které odpovídají rychlosti hoření. Druhým důvodem je, že přicházející směs vyžaduje trvalý zdroj tepla pro zajištění zapálení. Tuto úlohu přejímají horké produkty hoření v zónách. Po proudu od recirkulačních zón se v přechodové oblasti musí rychlost proudění v průřezu zvětšit, což odpovídá poklesu měrné hmotnosti spalin, které mají vysokou teplotu a to i při zvětšujícím se průtočném průřezu kanálu spalovací komory. Toto odpovídá podmínkám v horní části obrázku. Dolní část představuje výstup paliva do volného prostoru s přísáváním vzduchu. Z uvedených hledisek je patrné, že pro stabilní funkci je potřebné vzít v úvahu tvar a rozměry tělesa, rychlosti proudění, vlastnosti přicházející směsi, a škrcení průtočného průřezu v nejužším místě mezi tělesem a stěnou kanálu spalovací komory. Tyto podmínky ovlivňují průtočné množství zpětného proudění a tvar i velikost recirkulačních zón. Limity pro stabilitu plamene jsou obvykle vyjádřeny průtočným množstvím směsi pro dané uspořádání hořáku.



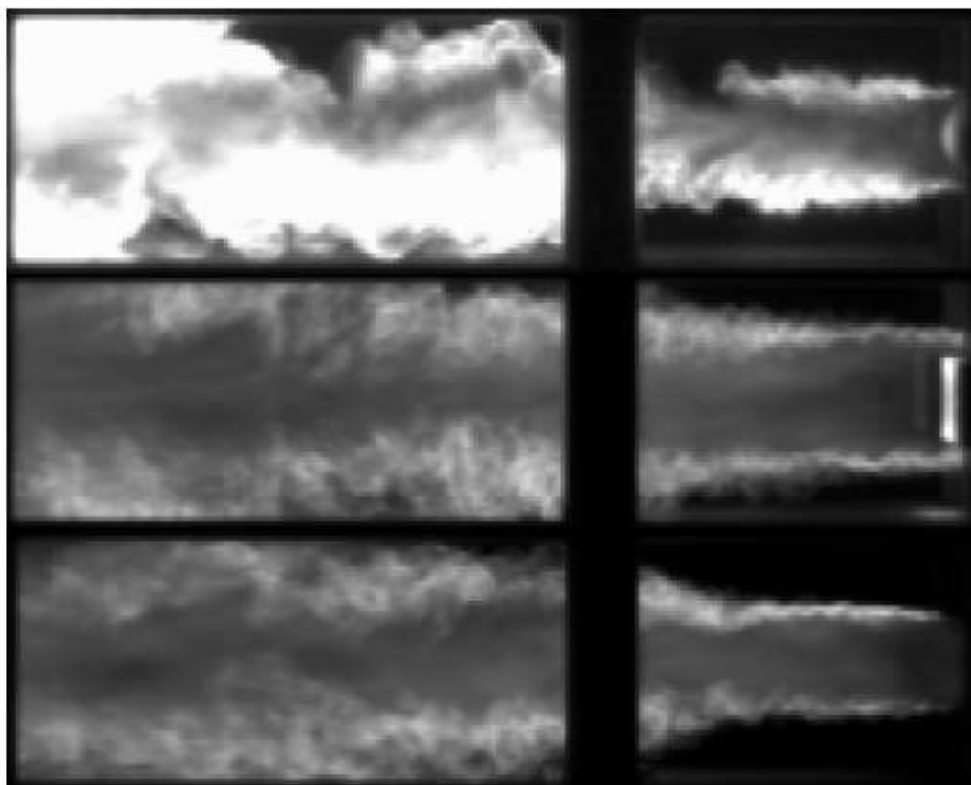
Obr. 77 Proudnice v trysce. [6]

Podmínkou stability plamene je v podstatě vznik a udržení interních recirkulačních zón. V případě úplavu je tedy potřebné posoudit vlivy, které přispívají k vytvoření vhodné struktury proudění. Příčinou zpětného proudění jsou víry. Vizualizace struktury úplavu je uvedena na Obr. 78 [42]. V bezprostřední blízkosti závětrné strany tělesa lze nalézt řadu vírů symetrických k ose, tzv. „Kelvin – Helmholtz vortex“ (KH). Dále po proudu se nacházejí víry zvané „Benard/von Karman vortex“ (BVK). Průběhy axiálních složek rychlosti ukazují zpětné proudění v oblasti recirkulace – víry KH. Vířům BVK je přiřazena oblast přechodu.



Obr. 78 Vizualizace úplavu plamene. [42]

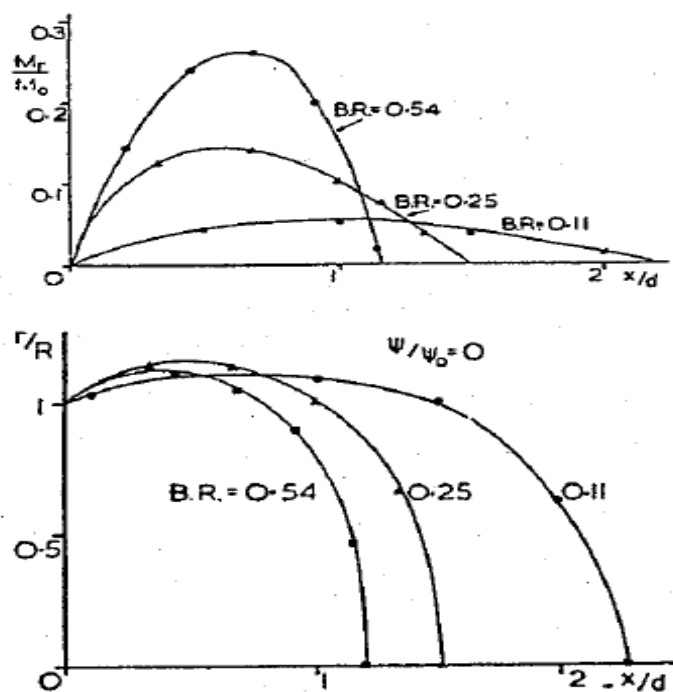
Jednou z významných charakteristik je „relativní délka recirkulační zóny“. V důsledku zmenšení měrné hmotnosti spalin, způsobené zvýšením teploty hoření, dojde k zvětšení axiálních složek rychlosti. Ovšem významné jsou i relativní velikosti těles. Dalšími vlivy na úplav jsou tvary obtékaného tělesa. Na Obr. 79 je zobrazeno obtékání válcového tělesa, hranolu se čtvercovou základnou a obtékání tělesa trojúhelníkového průřezu [43]. Snímky byly pořízeny vysokorychlostní kamerou při hodnotě Reynoldsova čísla 30000, které přináleželo proudu směsi při stechiometrickém ekvivalentním poměru. Struktury úplavů se liší, i když jsou charakteristické rozměry (šířka měřená kolmo ke vstupnímu proudu) těles stejné. V případě válce (zobrazeného na horním snímku) mají oblasti recirkulačních zón na okrajích malou hustotu, větší množství přisávaného vzduchu, a přechodová oblast se vyznačuje širokou stopou BVK vírů. Pro hranol (prostřední snímek) je recirkulační zóna více kompaktní a přechodová zóna je výrazněji ohraničená. V případě tělesa trojúhelníkového průřezu (zobrazený na snímku dole) je recirkulační zóna na okrajích méně zvlňená a je relativně úzká., Také přechodová zóna má nejmenší šířku. Již z tohoto pozorování lze očekávat různá chování v situacích v oblasti nestability plamene – „*blowoff*“.



Obr. 79 Relativní délka recirkulační zóny. [43]

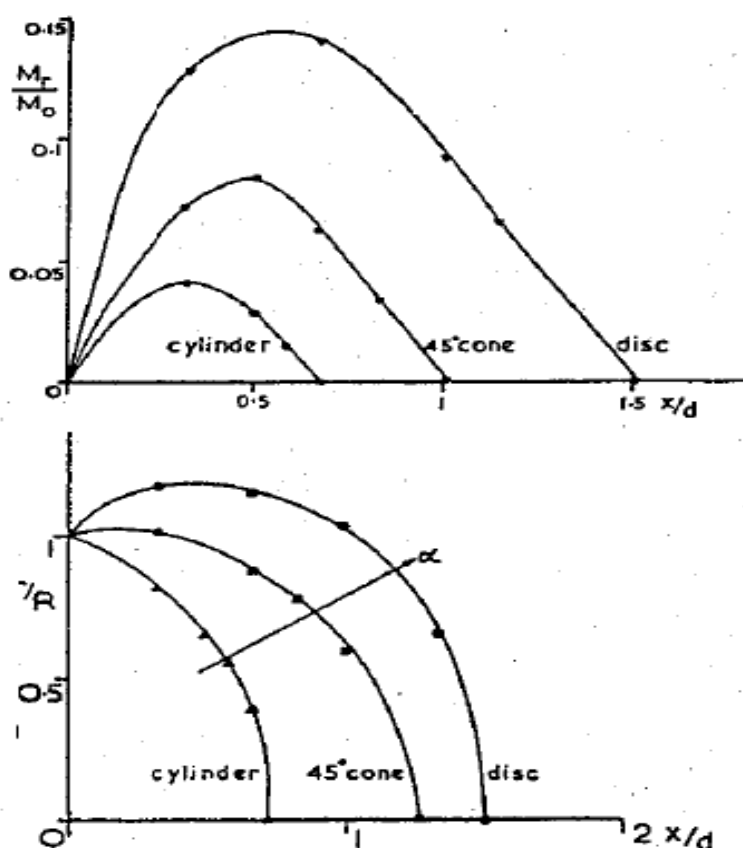
Davies [6] provedl detailní měření turbulence, tlaků a průměrných rychlostí pro různé geometrie obtékaných těles, a vyhodnotil hodnotu relativní blokace průtoku obtékaným tělesem (*blockage ratio* – *BR*). Relativní blokace průtoku je vyjádřena kvadrátem poměru rozměru obtékaného tělesa (disku) a šířky kanálu spalovací komory. První diagram na Obr. 80 ukazuje axiální distribuci poměru průtočných množství zpětného proudění a vstupního proudu. Druhý diagram charakterizuje geometrii recirkulační zóny, a to axiální distribuci její šířky. Pro hodnotu $BR = 0,54$ dosahuje průtočné množství zpětného toku

maximální hodnoty, a to přibližně 0,27 násobku průtočného množství. Dále délka recirkulační zóny je přibližně 1,2 násobek šířky obtékaného tělesa a její šířka je přibližně 1,1 násobek šířky obtékaného tělesa. Při hodnotě $BR = 0,11$ nabývá zpětné proudění 0,05 násobku průtočného množství, délka recirkulační zóny je 2,2 násobek šířky obtékaného tělesa a šířka recirkulační zóny je 1,1 násobek šířky obtékaného tělesa.



Obr. 80 Chování úplavu při blokaci průtoku. [6]

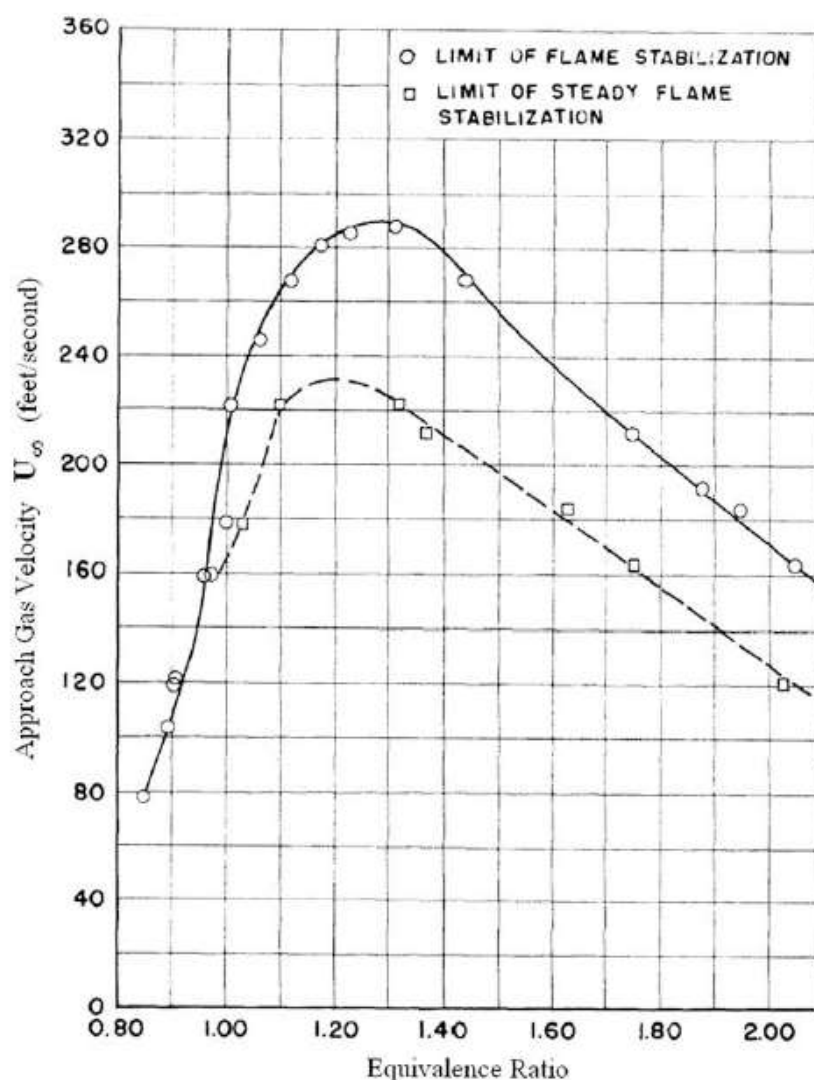
Na Obr. 81 je znázorněn vliv geometrie obtékaného tělesa na charakteristiky úplavu. Jedná se o tělesa typu disk, kužel s vrcholovým úhlem 45° a válec [44]. Z obrázku je zřejmé, že axiální distribuce šířky recirkulační zóny vykazuje maximum pro disk, což je způsobeno ostrými hranami okrajů. Válec vykazuje jak malou šířku, tak i délku. Vliv na poměr průtočného množství zpětného proudění a vstupního proudu je pro válec velmi malý. Hodnoty uvedené v diagramech odpovídají hodnotě $BR = 0,45$.



Obr. 81 Vliv geometrie obtékaného tělesa na charakteristiky úplavu. [44]

V oblasti stability plamene úplavem je publikován velký počet jak experimentálních, tak analytických prací, které popisují odtržení plamene. Při dosažení stavu odtržení dochází k dynamickým změnám v oblastech aerodynamiky, chemických reakcí a přenosu tepla. První náznaky nestability plamene odtržením a následným zhasnutím se objeví ve změnách v recirkulační zóně. Při stabilním stavu před-míchané směsi, je tato směs zapálena spalinami v recirkulační zóně. Např. při zvětšení vstupního průtočného množství před-míchané směsi není intenzita tepelného toku recirkulační zóny dostatečná pro zapálení, takže dojde k odtržení plamene a zhasnutí. Dalšími příčinami mohou být změny v proudění mezní vrstvy způsobené turbulencí, změny ve smykové vrstvě s následnými změnami při tvorbě vírů nebo změny míchání s chemickými reakcemi a distribucí teplot.

Jedna z prvních prací, která pojednává o nestabilitě plamene v úplavu, je popsána v referenci [45]. Zde se uvádějí hodnoty pro odtržení plamene, které souvisejí se změnami Reynoldsova čísla, zapalovací energie, druhů paliva, ekvivalentního poměru, teploty a tlaku spalin, délky spalovací komory, geometrie a rozměrů obtékaných těles. Příkladem mohou být limity rychlosti vstupního proudu v závislosti na ekvivalentním poměru, viz Obr. 82.



Obr. 82 Nestabilita plamenu v úplavu. [45]

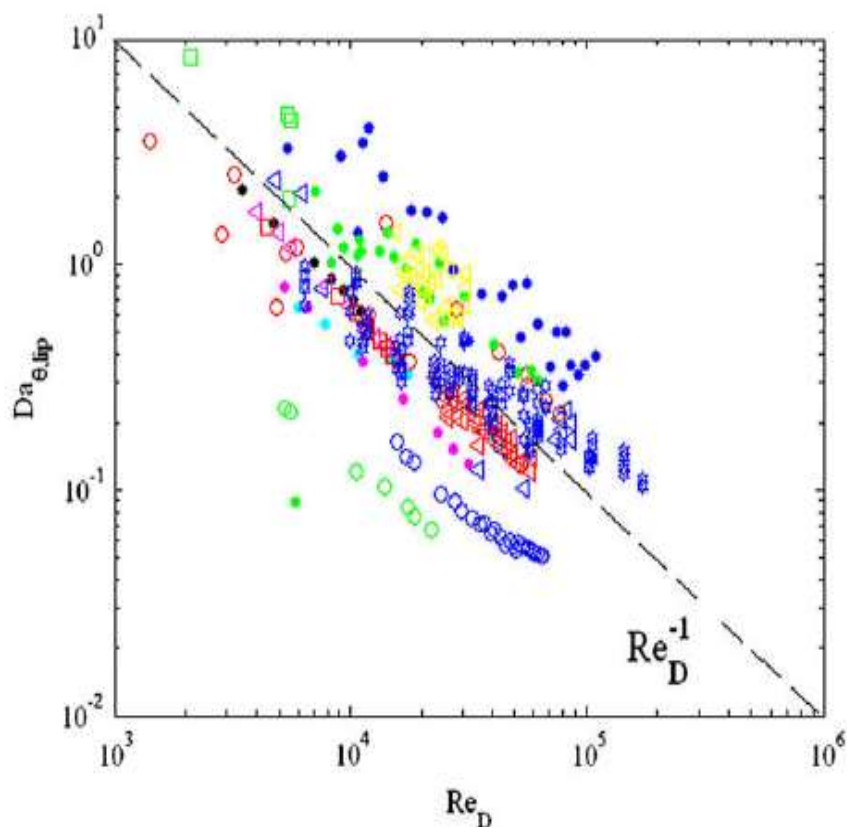
Na základě výsledků řady experimentů byl odvozen vztah pro výpočet poměru plyno-vzdušné směsi při podmínkách odtržení plamene jako funkce rychlosti vstupního proudu a jeho tlaku a teploty [46]. Vztah je v následující formě:

$$\Phi_{BO} = g \cdot [p_0^{0,324} \cdot T_0^{1,07} \cdot (750 - U_{BO})^{0,252}] \quad (3-1)$$

kde: Φ_{BO} poměr palivo - vzduch (-)
 g empirická konstanta (-)
 p_0 tlak vstupního proudu (Pa)
 T_0 teplota vstupního proudu (K)
 U_{BO} rychlost vstupního proudu ($m \cdot s^{-1}$)

Pro stanovení limitů odtržení plamene byly zpracovány informace z 500 údajových skupin, které vycházely jak z experimentů, tak i z analytických studií [42]. Tyto údaje obsahovaly následující informace: 1) rozměr obtékaného tělesa, 2) rychlosti proudění,

3) palivo, 4) poměr palivo – vzduch, 5) poměr oxidačního činitele a difuzní rychlosti, 6) tlak a 7) teplota vstupního proudu. Ukázalo se, že pro vyjádření vzájemných vazeb je výhodné seskupit proměnné veličiny do skupin ve formě Damkohlerova čísla a Reynoldsova čísla. Damkohlerovo číslo je definováno poměrem doby potřebné k míchání při turbulenci prostřednictvím směšovací délky a reakční doby. Hodnota Reynoldsova čísla vycházela z rychlosti vstupního proudu a šířky obtékaného tělesa. Vzájemný vztah těchto dvou skupin dobře koreluje pro podmínky limitu odtržení plamene, jak je to parné z diagramu na Obr. 83 pro osově symetrická obtékaná tělesa.

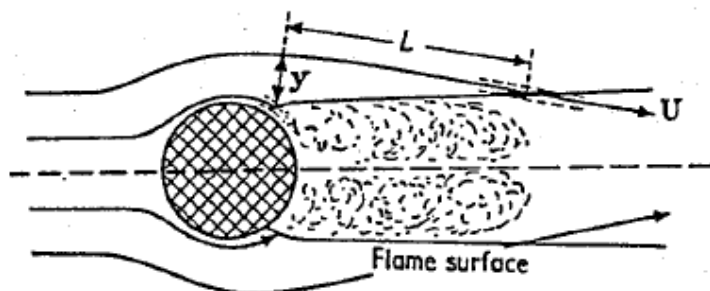


Obr. 83 Závislost Damkohler a Reynoldsova čísla. [42]

Reference [47] ukazuje, že limity odtržení plamene mohou být určeny z doby, kterou potřebuje částice směsi palivo – vzduch k přesunu do recirkulační zóny [47], viz Obr. 84. Tedy:

$$t = \frac{L}{U} \quad (3-2)$$

kde: t doba přesunu částice (s)
 L reprezentativní dráha (m)
 U rychlost (m.s⁻¹)



Obr. 84 Limit odtržení plamene. [47]

Pro stabilitu je nutné, aby doba přesunu byla delší než doba potřebná pro přípravu směsi palivo – vzduch před zapálením. Doba přípravy směsi je určena dráhou fronty plamene zakotvené v zadní části obtékaného tělesa a rychlostí hoření. Tedy podmínky jsou následující [47]:

$$t = \frac{L}{U} \quad t = \frac{y}{S_y} \quad (3-3)$$

kde: y dráha fronty plamene (m)
 S_y rychlost hoření (m.s⁻¹)

Při tomto procesu se lokální rychlost zvětšuje, takže se vytváří napětí ve frontě plamene a fronta expanduje. Současně teplo, které se šíří difuzí k částici z recirkulační zóny se úplně nepřenese konvekcí při průchodu částice frontou plamene. Ovšem vzhledem k tomu, že recirkulační zóna je zásobníkem tepla, je „ztracené teplo“ kompenzováno. Kompenzace se uskuteční pouze tehdy, když je dráha částice směsi blízko paprsku úplavu a nedojde tak k odtržení plamene. A to za předpokladu, že lze faktor expanze fronty plamene vyjádřit vztahem [47]:

$$K = \frac{\eta_0}{U} \cdot \left(\frac{d}{dy} U \right) \quad (3-4)$$

kde: K faktor expanze fronty plamene (-)
 $\frac{d}{dy} U$ gradient rychlosti (s⁻¹)
 η_0 tloušťka přehřívací zóny (m)

Potom je proces hoření limitní, když podmínka vyjádřená rovnicí (3-4) je platná podél celé dráhy y [34]. Odtud plyne, že faktor expanze fronty plamene je přibližně roven jedné. Limitní podmínky pro odtržení potom vyplývají z řešení následující diferenciální rovnice (3-5):

$$\frac{1}{U} \cdot dU = \frac{1}{\eta_0} \cdot dy \quad (3-5)$$

kde: S_y , U_{\max} meze okrajové úlohy

Příklad: Pro směs uhlovodíkového paliva a vzduchu je rychlost hoření 0,4 m/s. Při daných hodnotách rychlosti a tloušťky přehřívací zóny lze vyhodnotit délku přesunu částice směsi a dobu takto:

$$S_y = 0.4 \text{ m/s} \quad 100 < U_{\max} < 200 \text{ m/s} \quad \eta_o = 5 \cdot 10^{-5}$$

$$y = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad t = 7.5 \cdot 10^{-4} \text{ s}$$

Pro zvýšení stability hoření je doporučováno [47]:

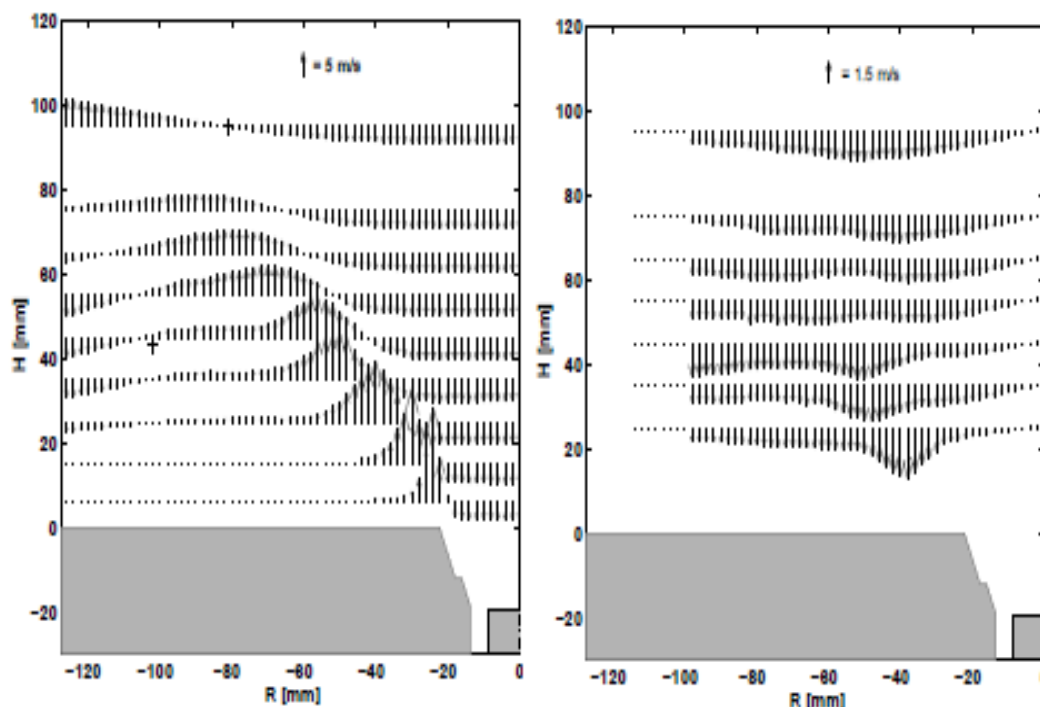
- Snížit lokální rychlosti plynu.
- Zvětšit rozměry obtékaného tělesa.
- Volit takový tvar obtékaného tělesa, který má vysokou hodnotu součinitele odporu.
- Zvýšit počáteční a koncovou teplotu směsi.
- Výběr vhodného paliva a poměru palivo-vzduch.
- Zvýšení tlaku plynu.
- Zmenšení koeficientu blokace.

3.2 STABILIZACE PLAMENE VÍROVÝM PROUDĚNÍM

Vírové proudění je využíváno pro stabilizaci plamene již velmi dlouho. Je-li v prostoru plamene indukováno a udržováno vírové proudění, vznikne obvykle centrální vír ve tvaru toroidu včetně recirkulace spalin. Stabilizační účinek vírů má dvě formy. První formu stabilizačního účinku indukuje zpětné proudění v prostoru plamene, které způsobuje, že rychlost plamene je stejná jako rychlost proudění. Druhá forma spočívá v tom, že recirkulační proudění spalin představuje zásobník tepla, který zabezpečuje zapálení plyno-vzdušné směsi [8].

Vzájemné vztahy proudového pole a distribuce tlaku, resp. tlakové diference, lze při vírovém proudění názorně vysvětlit na vypouštění koupelnové vany. V určité výšce hladiny nad výpustí, která odpovídá hydrostatickému tlaku (tlakové diferenci), vznikne samovolně vír. Proudnicе jsou na okraji výpusti zakřiveny. Je-li vír generován podobným způsobem v hořáku, objeví se stejné úkazy.

Na Obr. 85 je zobrazeno rychlostní pole na výstupu z trysky do spalovací komory, kde je vystupujícímu proudu udělen rotační pohyb. Levý diagram ukazuje axiální složky rychlosti, pravý diagram tangenciální složky rychlosti. Podle průběhu tangenciální rychlosti lze usuzovat, že v okolí osy, kde je průběh téměř lineární, se proud chová jako pevný válec. Průběh tangenciální složky ve větší vzdálenosti od osy má charakter hyperboly, což odpovídá podmínkám volného potenciálního víru. V oblasti blízko osy je podle průběhu axiální složky patrné výrazné zpětné proudění. Z hlediska měřítek odpovídá 5 m/s hodnotě rychlosti zpětného proudění a 1,5 m/s je pak maximální hodnota tangenciální složky rychlosti. V další části práce je popsán vliv poměru axiální hybnosti k intenzitě rotace – tedy vliv víření na proudové podmínky v oblasti plamene.



Obr. 85 Rychlostní pole na výstupu z trysky do spalovací komory, kde vystupujícímu proudu je udělen rotační pohyb. [8]

Souhrnný popis funkce, matematická vyjádření a způsoby aplikace vírového proudění popisuje literatura [7]. Vírové proudění ovlivňuje tvar plamene, jeho rozměry, stabilitu a intenzitu hoření. Významný vliv na tyto parametry hoření má intenzita víru. Intenzita je obvykle vyjádřena vírovým číslem (*swirl number*). Vírové číslo je definováno vztahem mezi hybností rotace plynu a hybností axiálního proudění, která je násobená poloměrem ústí trysky. Tedy [7]:

$$S = \frac{G_{\theta}}{G_x \cdot \frac{d}{2}} \quad (3-6)$$

kde: S vírové číslo (-)
d průměr ústí trysky (m)
 G_{θ} tangenciální moment hybnosti proudění ($\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
 G_x axiální moment hybnosti proudění ($\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Složky rychlosti jsou funkcemi radiální koordináty. Celkové hodnoty hybností lze získat integrací, ovšem po úpravách, které zahrnují měrnou hmotnost. Tedy [7]:

$$S = \frac{\int_0^R U_A \cdot V \cdot \rho \cdot r^2 \cdot dr}{R \cdot \int_0^R U_A^2 \cdot \rho \cdot r \cdot dr} \quad (3-7)$$

kde U_A axiální složka vektoru rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
 V tangenciální složka vektoru rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
 r poloměr (m)
 R maximální poloměr = poloměr kanálu (m)
 ρ hustota proudícího média ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

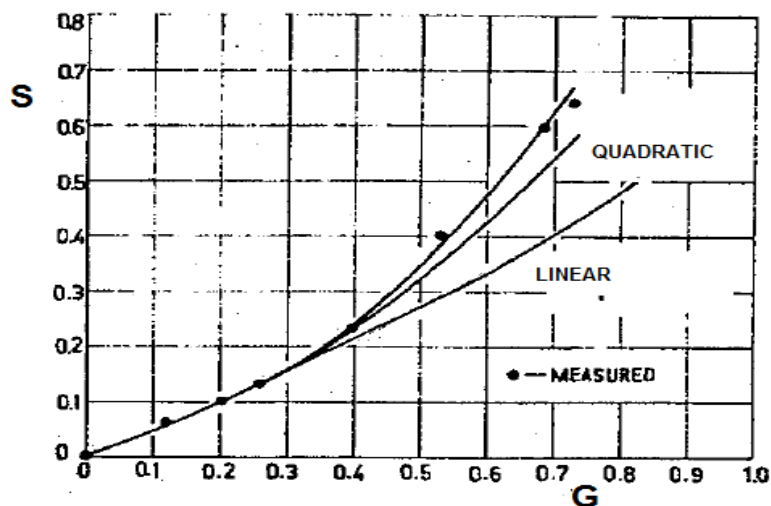
Za předpokladu, že tok nad ústím trysky je pístový a turbulentní rychlosti jsou zanedbatelné, potom hybnosti v polárních souřadnicích lze vyjádřit takto [7]:

$$G_\theta = \frac{\pi}{2} \cdot \rho \cdot u_{mo} \cdot w_{mo} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^3 \quad (3-8)$$

$$G_x = \frac{\pi}{2} \cdot \rho \cdot u_{mo}^2 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{G}{2}\right)^2\right] \quad G = \frac{w_{mo}}{u_{mo}}$$

kde ρ měrná hmotnost ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 G poměr složek rychlostí (-)
 u_{mo} maximální axiální složka rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
 w_{mo} maximální obvodová složka rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

Měření rychlostního pole v prostředí vířivého proudění ukazuje, že lze zjednodušit vyhodnocení hybností. Při malých hodnotách poměru složky obvodové rychlosti a složky axiální rychlosti jsou vírová čísla malá, viz Obr. 86. Jestliže je vírové číslo menší jak $S = 0,4$, je průběh přibližně lineární. Při vyšších hodnotách poměru složek rychlosti přestává platit předpoklad o pístovém toku a průběh je kvadratický. Hranice se udává pro vírová čísla větší než $S = 0,6$.



Obr. 86 Závislost vírového čísla na poměru jmenovaných složek rychlosti. [48]

Při využití uvedených aproximací průběhů vírového čísla k poměru složek rychlostí mají výrazy pro výpočet vírového čísla následující tvar [7]:

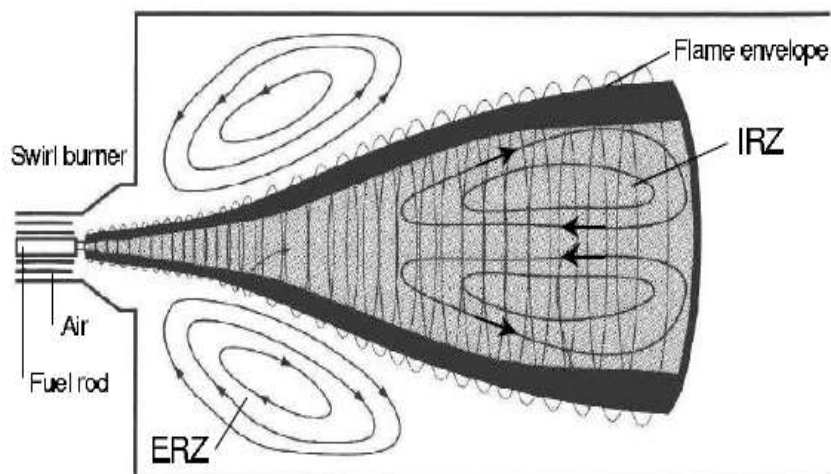
$$S = \frac{\frac{G}{2}}{1 - \left(\frac{G}{2}\right)^2} \quad \text{pro } S < 0,4 \qquad S = \frac{\frac{G}{2}}{1 - \frac{G}{2}} \quad \text{pro } S > 0,6$$

Podoba rychlostních profilů značně závisí na tvaru axiálního víříče [7], [49]. Aby se postihl vliv geometrických parametrů víříče, zavádí se geometrické vírové číslo [7]:

$$S_G = \frac{2}{3} \cdot \left[\frac{1 - \left(\frac{d_2}{D}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_2}{D}\right)^2} \right] \cdot \tan(\gamma) \quad (3-9)$$

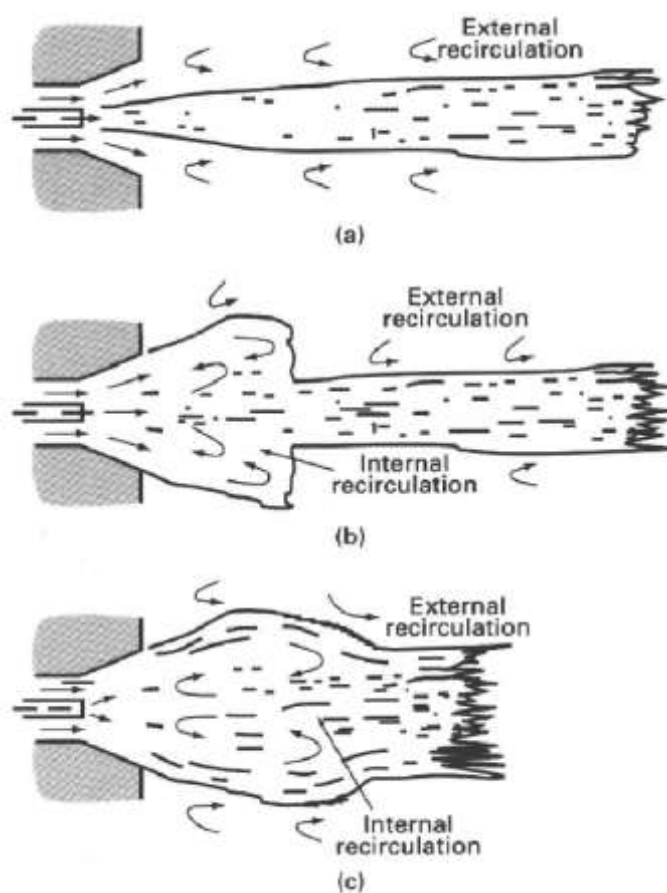
kde S_G geometrické vírové číslo (-)
 d_2 průměr kořene lopatek víříče (mm)
 D průměr trysky (mm)
 γ úhel nastavení mezi lopatkami a osou (°)

Výpočet založený na geometrii víříče nemůže být tak přesný jako výpočet, který vychází z rychlostního profilu. Víření znamená, že je proud v trysce udělen rotační pohyb, a potom má rychlost proudu v oblasti ústí trysky 3 složky rychlosti - axiální, radiální a tangenciální. Takové rychlostní pole vytváří záporný axiální gradient tlaku, který je dostatečný ke vzniku zpětného proudění s vnitřní recirkulační zónou (IRZ) [50]. Experimenty ukazují, že víření ovlivňuje celé proudové pole, tzn. paprsek, únos plynu vně obálky, vnitřní recirkulaci, velikost plamene, intenzitu hoření, stabilitu. Víření také výrazně ovlivňuje charakter turbulence. Vliv víření na tvorbu NO_x je zobrazen na Obr. 87 pro tři koncentrické paprsky, u kterých je nezávisle řízeno průtočné množství a vířením lze docílit nízkou koncentraci emitovaných NO_x . Jde o difuzní plamen, kde mohou být řízeny zóny s chudou a bohatou plyno-vzdušnou směsí. U této konfigurace se spalovací komorou může být řízena jak externí recirkulační zóna (ERZ), tak i vnitřní recirkulační zóna (IRZ). ERZ vrací relativně chladný plyn ke kořeni plamene. Chlazení je také způsobeno stěnami spalovací komory a současně se snižuje koncentrace kyslíku. IRZ pak řídí stabilitu a charakteristiky plamene.



Obr. 87 Vliv víření na tvorbu NO_x . [51]

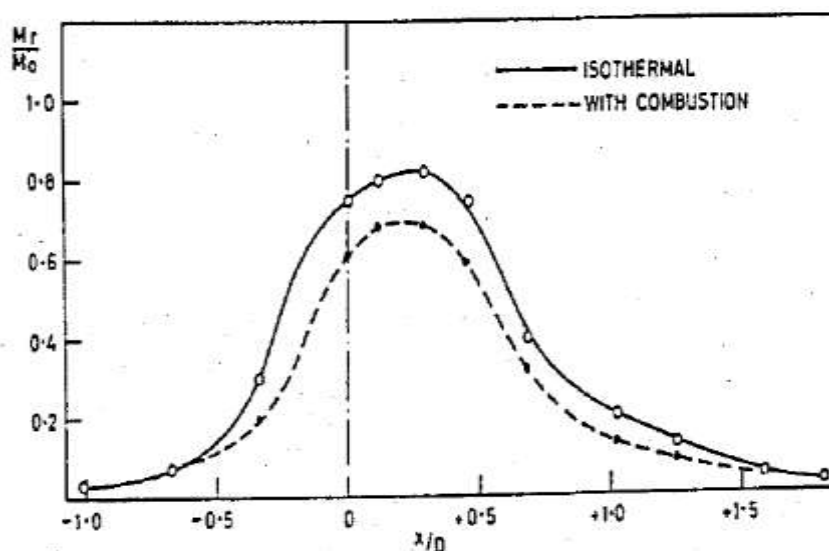
Vliv intenzity vírů, vírového čísla, na tvar plamene a způsob proudění uvnitř i mimo obálku plamene zobrazuje Obr. 88 [9]. Při nízké hodnotě vírového čísla (případ (a)) je vliv téměř zanedbatelný, i když recirkulace mimo obálku plamene zůstává a koncentrace kyslíku u kořene plamene se snižuje.



Obr. 88 Vliv intenzity vírů, vírové číslo, na tvar plamene a způsob proudění uvnitř i mimo obálku plamene. [9]

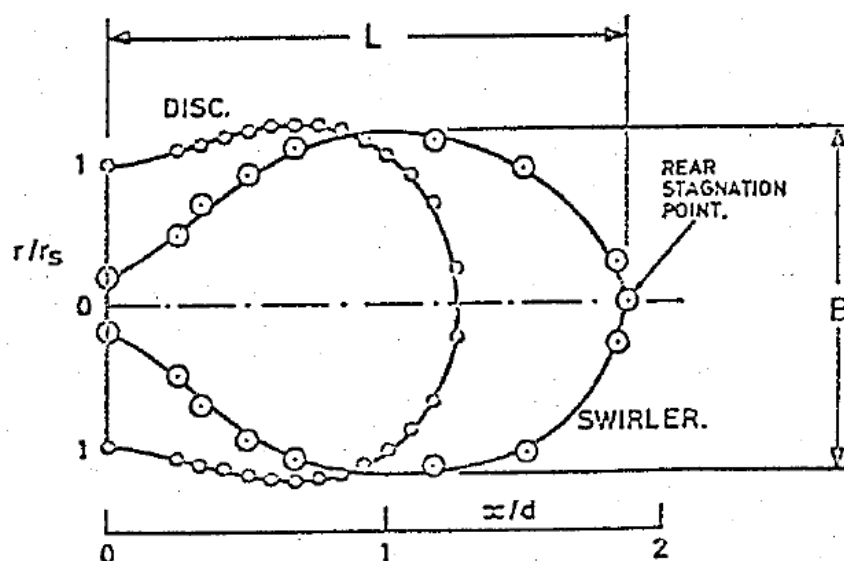
Pro vyšší hodnoty vírového čísla (případ (b)), je vliv recirkulační zón významnější. Začíná se projevovat výrazné zpětné proudění a je zřejmá turbulence. Další zvětšení hodnoty vírového čísla zesiluje zpětné proudění. To vede k větší intenzitě recirkulace spojené s vnitřním mícháním ve formě toroidu (případ (c)). V důsledku toho se plamen zkrátí a rozšíří. Ve výkonovém spektru turbulence jsou více obsazeny nižší frekvence, které odpovídají vírům velkého měřítka (*large scale eddies*) [49].

Charakteristikami vírového proudění se zabývá např. reference [52]. Recirkulační zóna představuje kontinuální zásobník tepla. Vlivem recirkulace spalin se redukuje rychlost proudění na hodnoty, které jsou stejné, jako je rychlost hoření. Délka plamene a vzdálenost od ústí trysky, kde je plamen stabilní, se výrazně zmenší. Průtočná množství zpětného proudění za studena a při hoření se příliš neliší, jak je znázorněno na Obr. 89. Uvedené hodnoty odpovídají vírovému číslu, které je rovné 2,2. Z obrázku je také patrné, že průtočné množství zpětného proudění činí až 80% množství, které přichází z trysky.



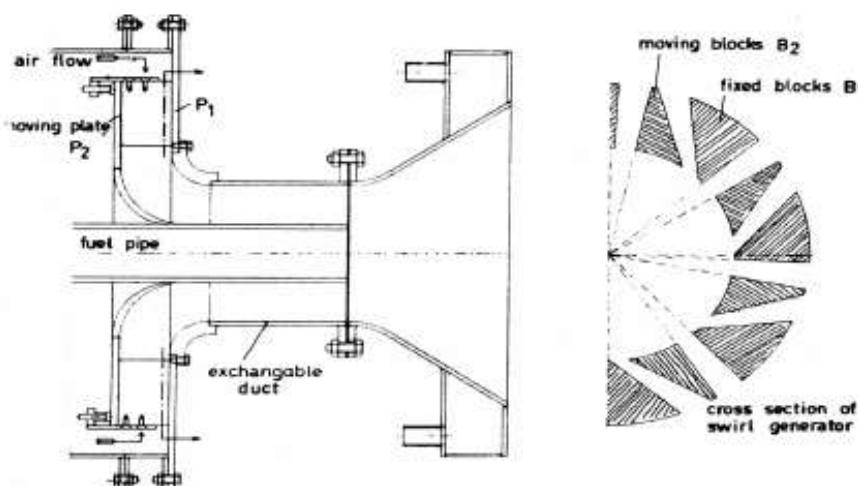
Obr. 89 Průtočná množství zpětného proudění za studena a při hoření. [52]

Na Obr. 90 je uvedeno srovnání proudových podmínek v případě vírového proudění s úplavem za diskem. Pro vírové proudění je „základna“ vnitřní recirkulační zóny výrazně menší oproti úplavu, který vytváří disk. Na druhou stranu, z hlediska délky je tomu naopak. Při výsledném srovnání vede vírové proudění ke zvýšené intenzitě míchání a stabilizuje plamen ve větší oblasti.



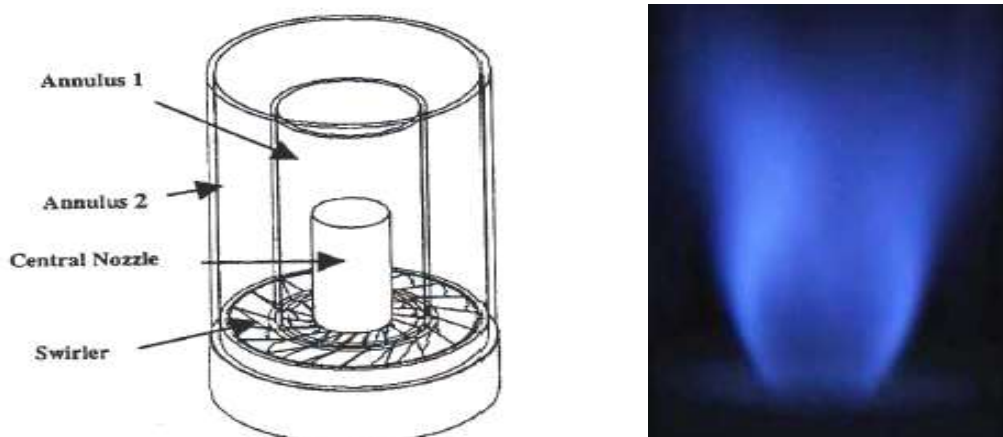
Obr. 90 Srovnání proudových podmínek v případě vírového proudění s úplavem za diskem. [52]

Ze široké palety tvarů vířičů je vybráno několik charakteristických konfigurací. Na Obr. 91 je zobrazen vířič s nastavitelnými bloky, kde je přívod vzduchu v radiálním směru a protéká nastavitelnými usměrňovacími bloky, čímž proud vzduchu získá tangenciální složku rychlosti. Tlaková ztráta pro tento typ uspořádání je nízká i při velké hodnotě vírového čísla [53].



Obr. 91 Vířič s radiálním přívodem vzduchu a průtokem nastavitelnými usměrňovacími bloky [53]

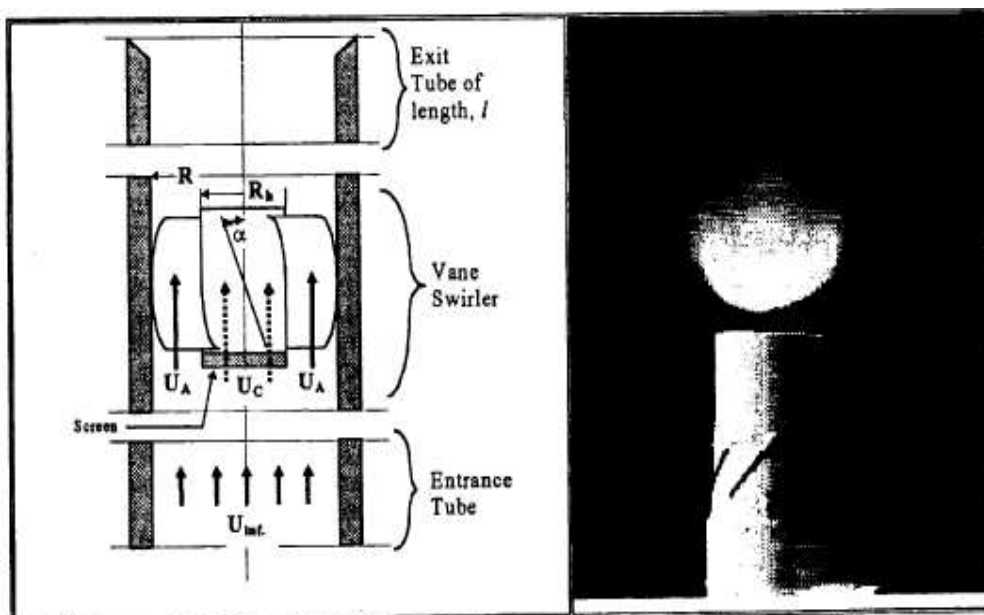
Na Obr. 92 je znázorněn hořák s koncentrickým vířičem, který je tvořen dvěma koncentrickými kanály umístěnými kolem centrální trysky. Každý kanál tohoto hořáku umožňuje generovat víření v souhlasném směru nebo protisměru nastavením úhlu lopatek. Vlastní plamen je zobrazen vpravo [53].



Obr. 92 Zdvojený koncentrický víříč. [53]

Stabilizace plamene při malých hodnotách vírového čísla. Literatura [54] uvádí vývoj plynového hořáku, který se vyznačuje tím, že koncentrace emitovaných oxidů dusíku a oxidu uhelnatého jsou nízké. Hořák je s před-míchanou směsí a pracuje s odtrženým plamenem. Hořák je tvořen tryskou ve tvaru jednoduché trubice. Z Obr. 93 je patrné, že směs palivo – vzduch proudí vstupní trubicí (*Entrance tube*) do prostoru víříče (*Vane swirler*). Víříčem jsou segmenty šroubovice. Pro vyrovnání tlakové ztráty víříče ve střední části je umístěna síťka, která je současně generátorem turbulence.

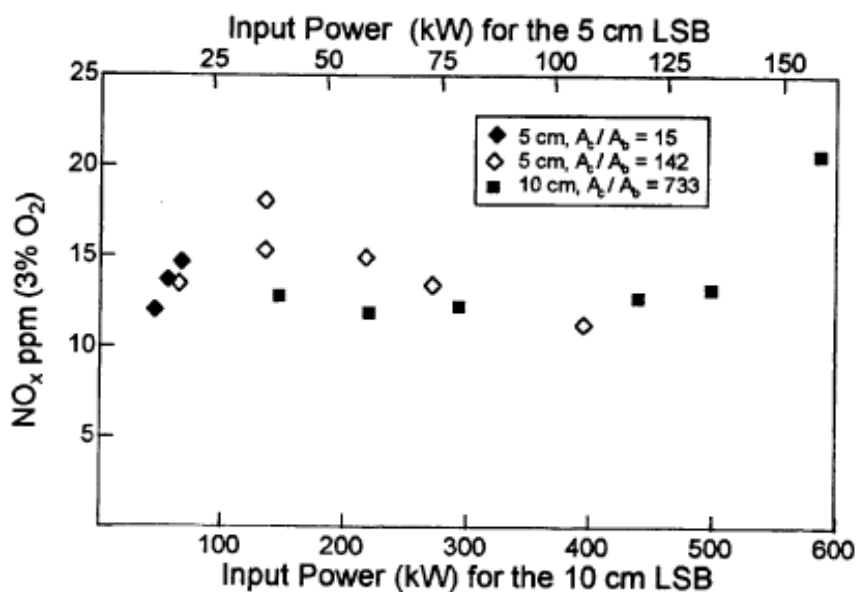
Hořák pracuje s chudou směsí o ekvivalentním poměru 0,8. Hodnota vírového čísla je velmi malá. Při testech s různými palivy se pohybovala v rozmezí $S = 0,06$ až $S = 0,1$. Ukázalo se, že je dostatečná pro stabilitu plamene.



Obr. 93 Low - NO_x hořák. [54]

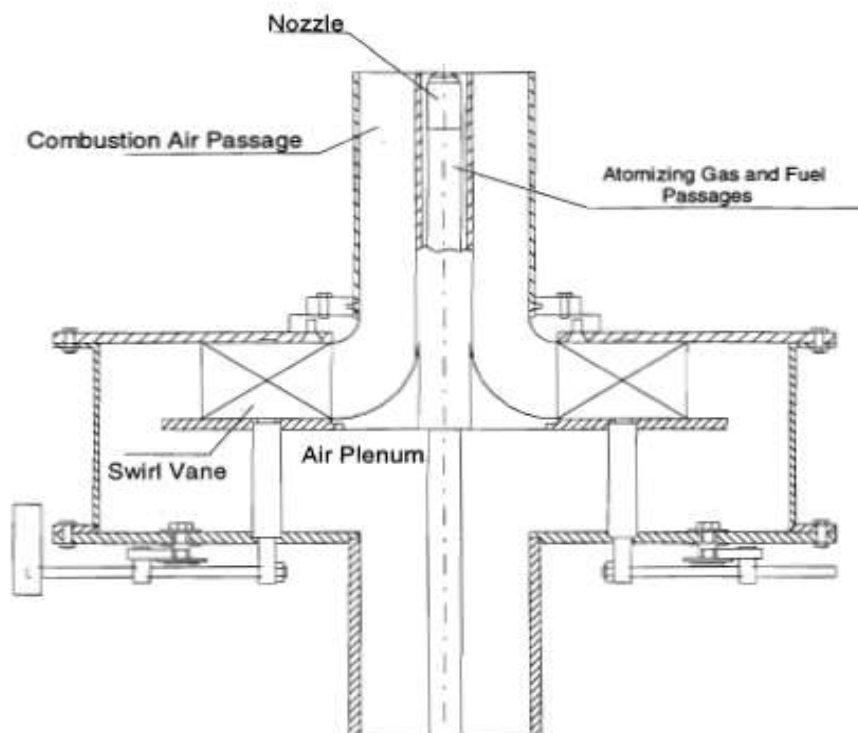
Vývoj hořáků sledoval dvě výkonové řady. Hořáky s vnitřním průměrem trubice 5 cm umožňovaly pracovat s výkony 15 kW až 120 kW a při vnitřním průměru trubice 10 cm

byl rozsah výkonů 100 kW až 600 kW. Vzhledem k chudé směsi palivo - vzduch byly koncentrace emitovaných CO a NO_x velmi nízké, viz diagram na Obr. 94.



Obr. 94 Produkce emisí u Low – NO_x hořáku s nízkou hodnotou vírového čísla [54].

Vířič s nastavitelným úhlem lopatek. Literatura [35] popisuje hořák, který byl též používán k testům charakteristik atomizačních trysek kapalných paliv. Hořák je vybaven lopatkovým vířičem. Na Obr. 95 je znázorněno, že spalovací vzduch proudí vířičem s lopatkami a proud se odklání od radiálního směru, takže vznikne tangenciální složka rychlosti v rovině ústí trysky. Intenzita víření je ovlivněna řadou parametrů. Jedním z těchto parametrů je úhel mezi lopatkou a radiální osou. U vířiče tohoto uspořádání lze měnit úhel všech lopatek současně natáčecím mechanismem.



Obr. 95 Vířič s nastavitelným úhlem lopatek [35].

Postup výpočtu vírového čísla pro vířič s nastavitelným úhlem lopatek je uveden v [35]. Při konstrukci vířiče lze specifikovat následující parametry: vnější průměr výstupního kanálu, vnitřní průměr výstupního kanálu, výška lopatek, tloušťka lopatek, vzdálenost od osy hořáku, počet lopatek, a úhel ohybu (úhel mezi lopatkou a radiální osou). Pak pro výpočet vírového čísla lze použít rovnici (3-10) [35].

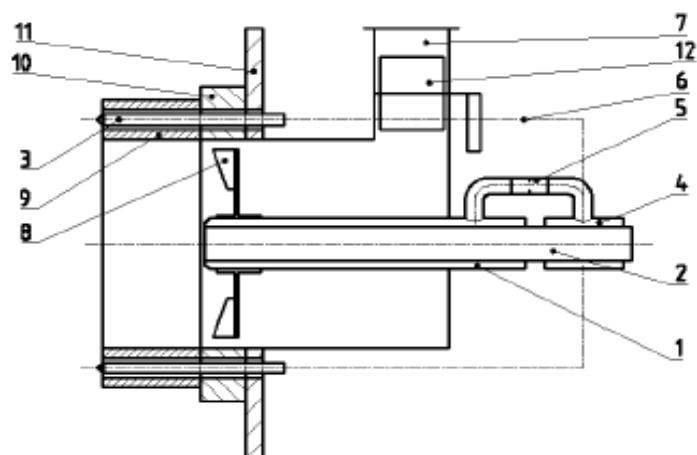
$$S = \frac{\sigma \cdot d}{2 \cdot B} \cdot \left(1 - \frac{rh^2}{d_t^2}\right) \quad \sigma = \frac{\tan(\alpha)}{(1 - \psi) \cdot \left(1 + \tan(\alpha) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{z}\right)\right)} \quad (3-10)$$

$$\psi = \frac{2 \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot RI \cdot \cos(\alpha)}$$

- kde d_t vnější průměr trysky (mm)
 rh vnitřní průměr trysky (mm)
 B výška lopatky (mm)
 T tloušťka lopatky (mm)
 RI vzdálenost od osy hořáku (mm)
 z počet lopatek (-)
 α úhel lopatek (°)
 S vírové číslo (-)

Axiální vířiče. Publikace [49] uvádí rychlostní pole axiálních vířičů. Pro měření rychlosti byla použita metoda žárové anemometrie. Vývoj byl zaměřen na hořáky, které patří

do skupiny tzv. nízko emisních (*low – NO_x*). Příklad konfigurace takového typu hořáku s axiálním vířičem je znázorněn na Obr. 96.



Obr. 96 Uspořádání „low – NO_x“ hořáku. [49]

Vysvětlení označených položek:

1. Středová dvouplášťová trubka.
2. Prostor pro přívod a trysku kapalného paliva.
3. Sekundární tryska.
4. Rozdělovací komora.
5. Regulační clona.
6. Přívod paliva do sekundárních trysek.
7. Přívod spalovacího vzduchu.
8. Axiální vířič.
9. Hořákový kámen.
10. Náboj.
11. Nosná deska.
12. Škrticí klapka spalovacího vzduchu.

Obr. 97 pak ukazuje detailní pohled na axiální vířič hořáku s primární hořákovou hlavou umístěnou ve středu vířiče.



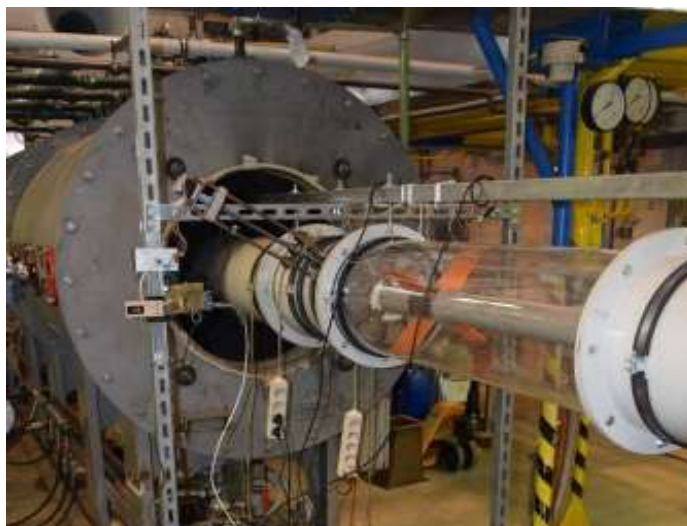
Obr. 97 Pohled na axiální víříč uvnitř hořáku. [49]

Převážná část práce byla věnována měření rozložení rychlosti za víříčem. Byla vybrána metoda žárové anemometrie. Měřicí souprava pocházela od společnosti Dantec Dynamics. Jednalo se o dvou-drátkovou sondu, která umožňuje 2D měření rychlosti, tedy normálovou a tangenciální složku rychlosti. V této souvislosti byl vypracován výpočtový postup konverze naměřených dat na složky rychlosti.

Pro realizaci programu měření rychlosti byla vybudována měřicí trať. Základem byl potrubní kanál a ventilátor jako zdroj proudícího vzduchu. Celá soustava obsahovala způsob instalace různých víříčů, trasování sondy, snímání a záznam dat. Obr. 98 a Obr. 99 ukazují trasér s jeho umístěním, elektroniku a instalovaný víříč.

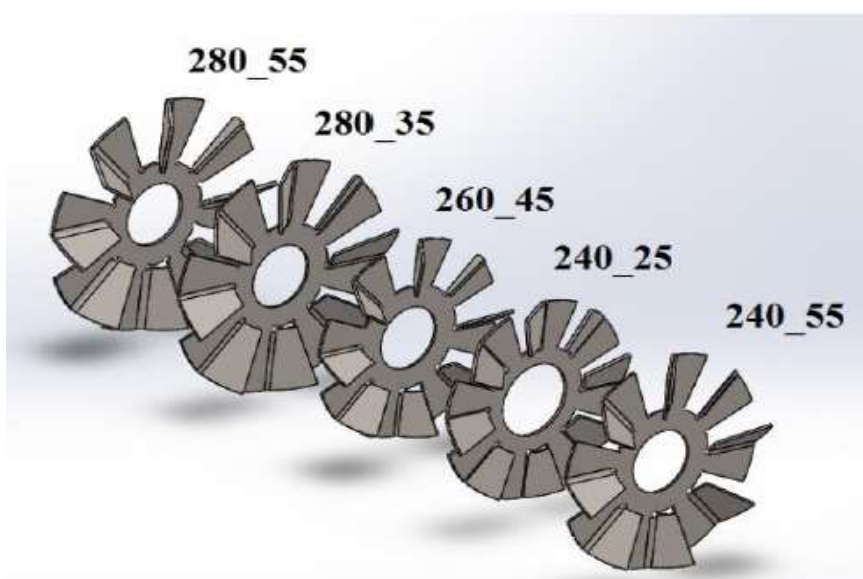


Obr. 98 Trasér se sondou. [49]

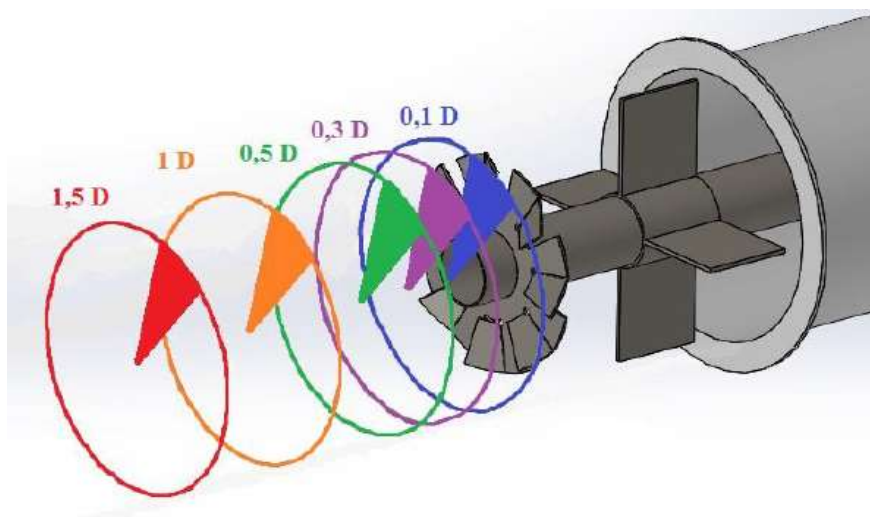


Obr. 99 *Trasér s elektronikou na měřicí trase. [49]*

Soustava výpočtových programů zpracovaných autorem obsahovala relativně rozsáhlé postupy naměřených dat. Měření bylo prováděno na pěti vířících v 31 polohách a na 45 poloměrech, což představuje $41,85 \cdot 10^6$ možných hodnot. Další segment programů sloužil k výpočtu normálových a tangenciálních složek rychlosti průtočných množství vzduchu a turbulentních složek rychlosti. Obr. 100 a Obr. 101 ukazují sadu měřených vířičů a roviny ve specifikovaných vzdálenostech od víříče.



Obr. 100 *Modely proměřených vířičů. [49]*



Obr. 101 Znáornění měřicího plánu.[49]

Výpočet vírového čísla v rovinách, kde bylo měřeno rychlostní pole, bylo prováděno podle definičního výrazu [49]:

$$S = \frac{\int_0^R U_A \cdot V \cdot \rho \cdot r^2 \cdot dr}{R \cdot \int_0^R U_A^2 \cdot \rho \cdot r \cdot dr} \quad (3-7)$$

kde U_A axiální složka vektoru rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

V tangenciální složka vektoru rychlosti ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

r poloměr (m)

R maximální poloměr = poloměr kanálu (m)

ρ hustota proudícího média ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

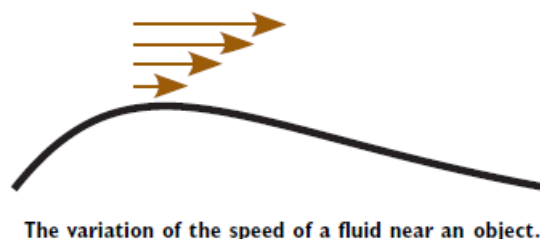
Porovnání geometrických vírových čísel s hodnotami podle měřených rychlostních polí v jednotlivých rovinách a pro testované vířiče je uvedeno v Tab. 3.

Tab. 3 Srovnání vírových čísel proměřených vířičů. [49]

Vířič	Sg	0,1D	0,3D	0,5D	1D	1,5D
280_35	0,536	0,218	0,24	0,283	0,334	0,368
280_55	1,092	0,143	0,256	0,274	0,353	0,422
260_45	0,778	0,158	0,146	0,158	0,257	0,344
240_25	1,702	0,104	0,096	0,093	0,147	0,211
240_55	0,556	0,094	0,118	0,109	0,145	0,190

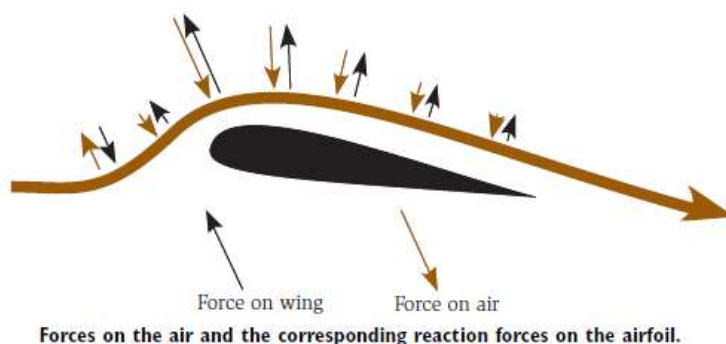
3.3 STABILIZACE PLAMENE COANDOVÝM JEVEM

Relativně nedávno byl pro stabilizaci plamene využit Coandův jev. Vysvětlení úkazu provedl Coanda aplikací Bernoulliho rovnice podobně, jako je tomu při snížení tlaku v proudě plynu, který obtéká zaoblenou plochu [55]. Tento jev je popsán příkladem obtékání zaobleného povrchu profilu křídla vzduchem, viz Obr. 102. V případě ideálního nevazkého plynu by rychlost v malé vzdálenosti od povrchu skokově vzrostla o velké hodnoty. Vzhledem k viskozitě plynu se však rychlost zvětšuje postupně se vzdáleností od povrchu, a postupně se vytváří mezní vrstva.



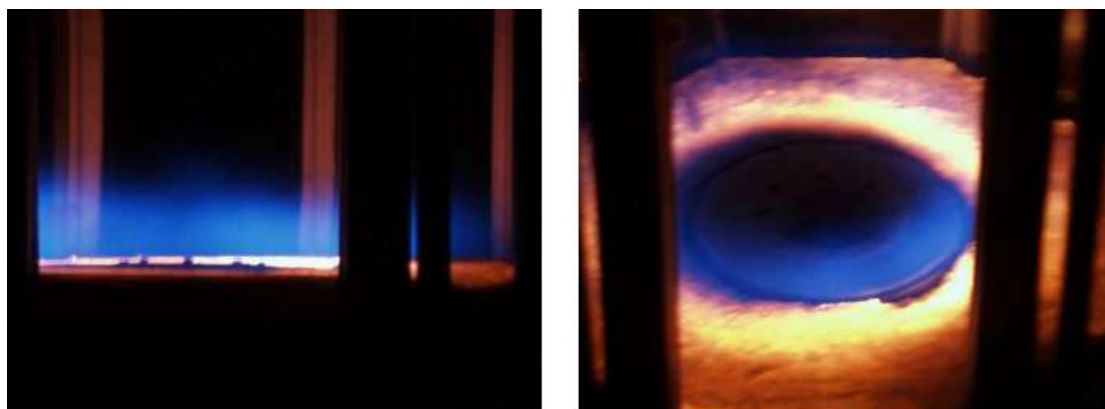
Obr. 102 Obtékání zaobleného povrchu profilu křídla vzduchem. [55]

Za předpokladu, že plyn je nestlačitelný, celkový součet statického a dynamického tlaku se nemění. Plyn působí lokálně na těleso tlakem statickým a těleso na plyn tlakem stejným, avšak v opačném směru podle pravidla akce – reakce. Obr. 103 tento jev zobrazuje. Při proudění plynu podél povrchu zaobleného tělesa se tedy tlak mění a proudnice se zakřívují a sledují povrch tělesa.



Obr. 103 Silové působení vzduchu na obtékané těleso a tělesa na vzduch. [55]

Při proudění plynu tryskou se zaobleným ústím přiléhají proudnice k povrchu a nevytvářejí obvyklý kuželový proud [8]. Takový úkaz je zobrazen na Obr. 104. Je potřebné poznamenat, že prostor nad tryskou je ohraničen válcovou stěnou. V případě hořáku s před-míchanou směsí má plamen tvar „slunečnice“.



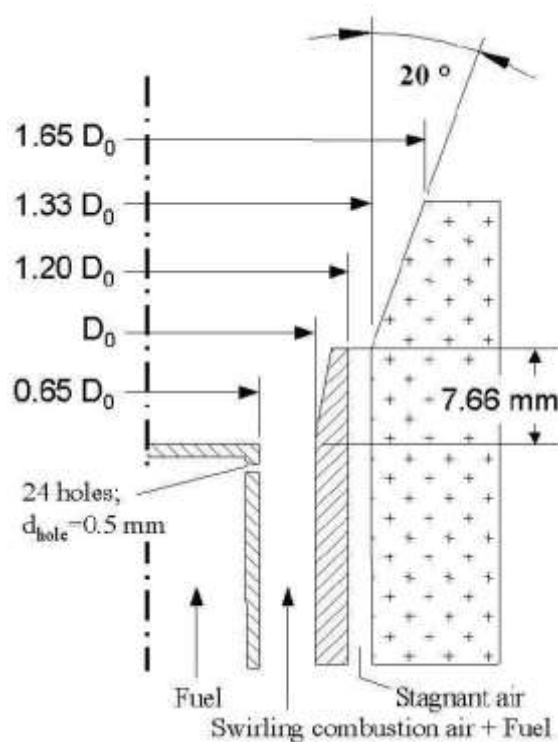
(a)

(b)

Coanda stabilized flame. (a) Side view. (b) Angled view.

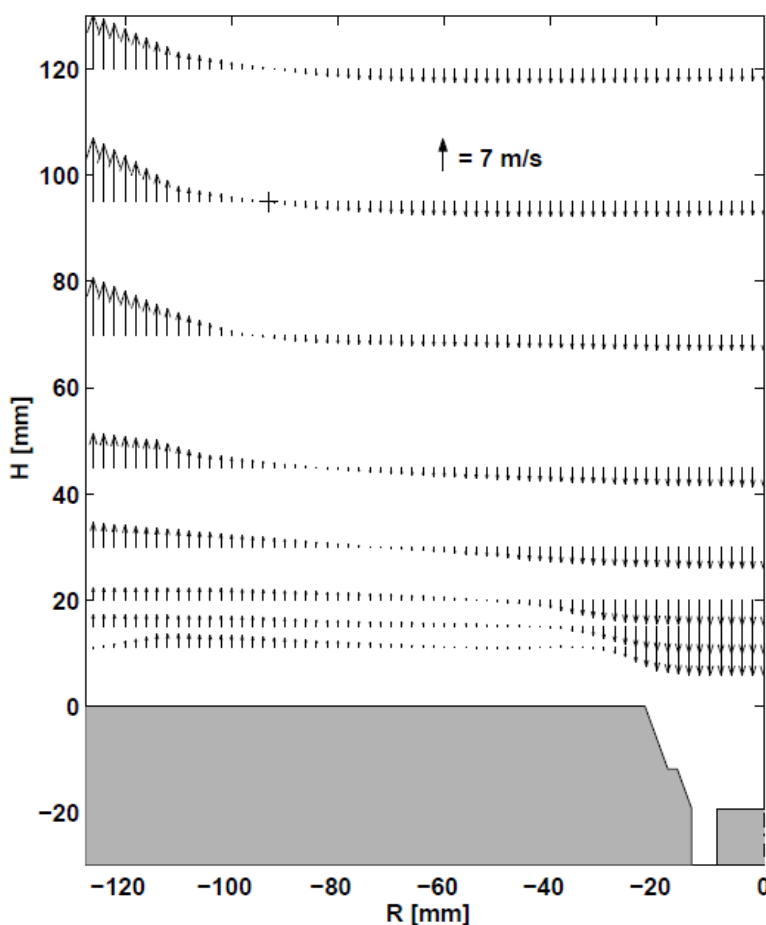
Obr. 104 Coanda efekt. [8]

Publikace [8] uvádí uspořádání hořáku, který při vývoji sloužil ke sledování distribuce rychlosti, teploty a složení plynu jak pro typ hořáku s vířivým prouděním, tak také pro hořák využívající Coandova jevu a jejich kombinaci. Hořák je zobrazen na Obr. 105. Pro sledování rychlostního pole byla použita metoda laserové 2D anemometrie. Měření teplotního pole bylo prováděno 100 μm termočlánkem. Palivem byl zemní plyn.

*Obr. 105 Uspořádání zkušebního hořáku. [8]*

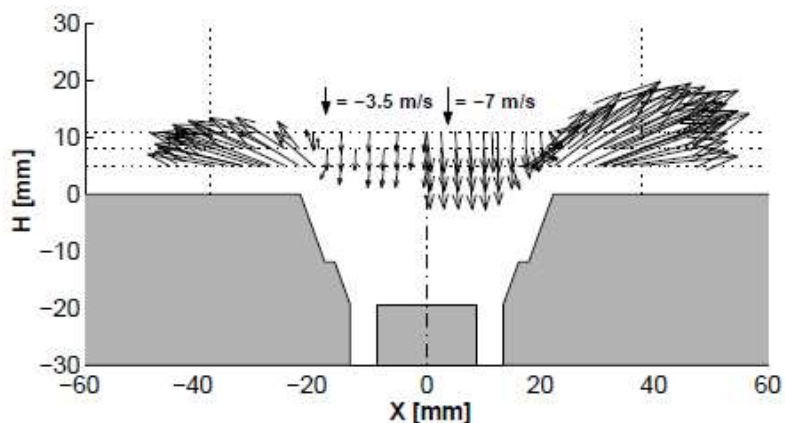
Hořák využívající Coandova jevu vykazuje několik specifických charakteristik. Z proudového pole je patrné, že se proudnice při obvodu ústí trysky otáčí směr téměř o 90° a sleduje povrch dna spalovací komory. Na Obr. 106 je znázorněna kombinace Coandova jevu s vířivým prouděním, čemuž odpovídá vírové číslo $S = 0,26$. Rychlostní

profil se zápornými hodnotami axiálních složek rychlosti se rozšiřuje s rostoucí vzdáleností od ústí trysky. V blízkosti ústí trysky má rychlost zpětného proudění hodnotu -7 m/s a ve vzdálenosti 60 mm od osy -3 m/s . Tedy téměř veškeré průtočné množství od trysky se soustřeďuje do úzkého pásu u válcové stěny. Tento stav zpětného proudění ukazuje na vznik rozsáhlé zóny s recirkulací významné pro stabilizaci plamene. Bližší pohled na rychlostní pole ukazuje, že intenzivní zpětné proudění, téměř píستový tok, je lokalizováno do centrální oblasti. Proud ve směru od trysky je soustředěn do úzkého pásu na obvodu stěny spalovací komory. Toto rozložení rychlosti potvrzuje intenzivní recirkulaci ve formě toroidu. Obvyklá externí recirkulační zóna není identifikována. Standardní horká oblast se nachází v prostoru mezi dnem a stěnou spalovací komory.



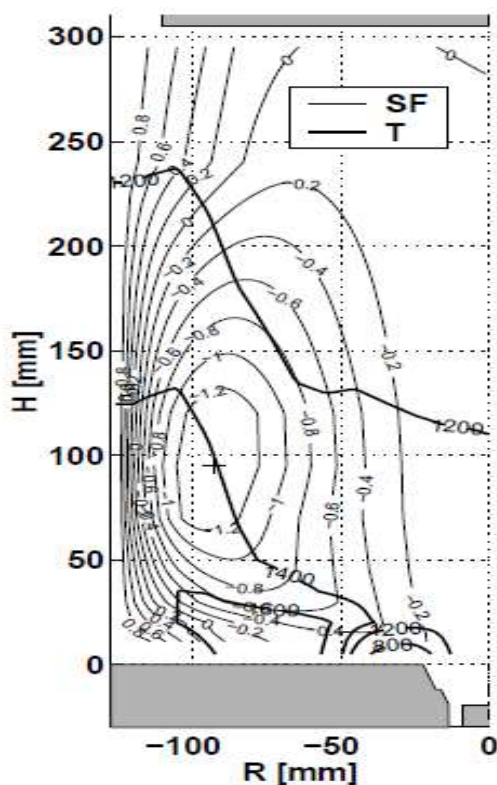
Obr. 106 Proudové pole hořáku Coanda. [8]

Rychlostní pole u dna spalovací komory je zobrazeno na Obr. 107. Rychlostní pole indikuje významnou hodnotu radiální složky rychlosti. Vliv Coandova jevu je posílen vířivým prouděním s vířivým číslem $S = 0,26$. Levá část diagramu od osy hořáku představuje podmínky „za studena“ a pravá část odpovídá „horkým“ podmínkám, tj. za přítomnosti plamene. Pro hořák s před-míchanou směsí to znamená, že tato oblast blízko dna spalovací komory má dostatečné množství plyno-vzdušné směsi.



Obr. 107 Rychlostní pole u dna spalovací komory. [8]

Z obrázku Obr. 108 Vrstevnice isoterm. [8] vyplývá, že čerstvá směs palivo a vzduchu vystupující z trysky se obrací do radiálního směru. Směs se ohřívá, je zapálena a teplota vzroste na 1730°C . Plamen sleduje dno spalovací komory, potom se otáčí do směru proudu spalin. Z tvarů isoterm lze usuzovat, že dochází k ochlazení radiací a zejména konvekcí stěnami spalovací komory. V oblasti uzavřené isotermou 1400°C dochází k tvorbě oxidů dusíku. Vrstevnice znázorněné slabšími čarami označují místa konstantních hodnot koncentrací kyslíku.

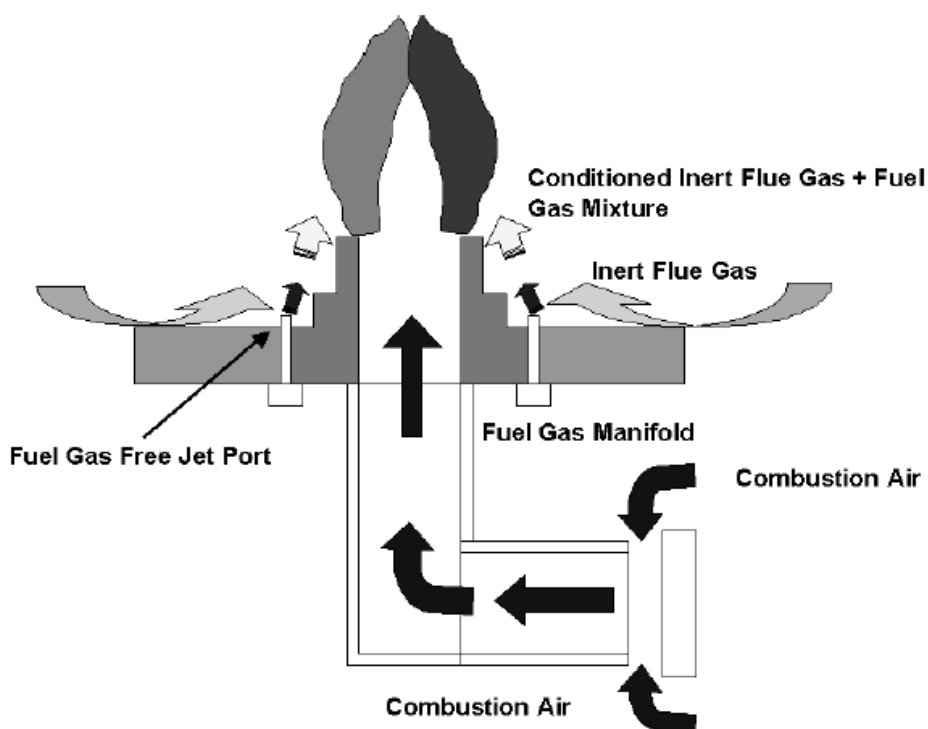


Obr. 108 Vrstevnice isoterm. [8]

Hořáky na bázi Coandova jevu, eventuálně kombinované s vířivým prouděním, vykazují dobré podmínky pro stabilní plamen. Ovšem informace o postupech, které jsou potřebné při navrhování hořáků, dosud chybí.

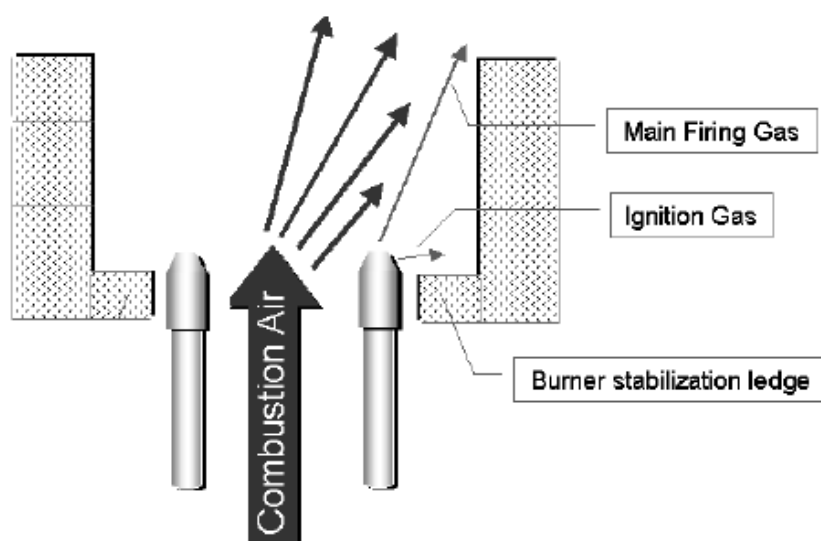
3.4 STABILIZACE PLAMENE ŽHAVENÝMI LIŠTAMI

Stabilizace plamene žhavenými lištami je možná několika způsoby s rozdílným principem. Jeden z nich je popsán v referenci [56], kde se uvádí jako žhavené lišty vyzdívka. Obr. 109 ukazuje hlavní funkční prvky tohoto způsobu stabilizace plamene. Proud paliva je veden do oblasti nízkého tlaku, kde unáší spaliny, což vytvoří jejich externí recirkulaci s důsledkem snížení koncentrace kyslíku. Teplota plamene v této oblasti je nízká. Důsledkem toho je potlačena tvorba oxidů NO_x .



Obr. 109 Hlavní prvky hořáku typu „volná tryska“. [56]

Při využití vlastností volného proudu, který unáší spaliny, je potřebné zajistit stabilitu plamene. To je provedeno tak, že část proudu paliva je vedena do oblasti nízkého tlaku, kde dojde k zapálení a současně se zde palivo mísí se spaliny, které proudí vnější recirkulační zónou. Zapalovací mechanismus je posílen tím, že v části hořákové tvarovky je vytvořena lišta, která je udržována na vysoké teplotě (zobrazeno na Obr. 110). Zbýlá část paliva se mísí se vzduchem. Nevýhodou tohoto uspořádání jsou teplotní špičky, které v této oblasti vznikají.



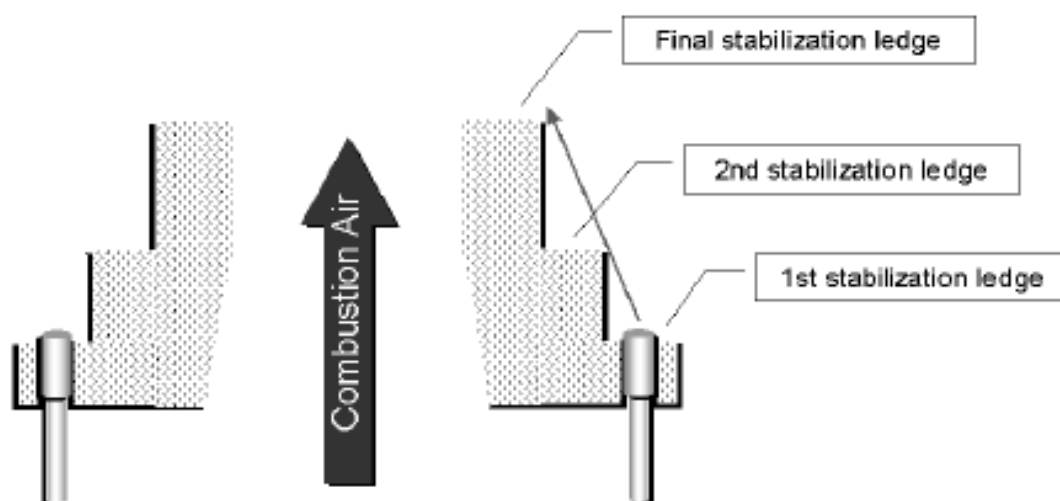
Obr. 110 Stabilizace plamene vnitřními žhavenými lištami. [56]

Obr. 111 ukazuje uspořádání hořáku v radiační komoře s vnitřními žhavenými lištami.



Obr. 111 Uspořádání hořáku v radiační komoře při spalování zemního plynu. [56]

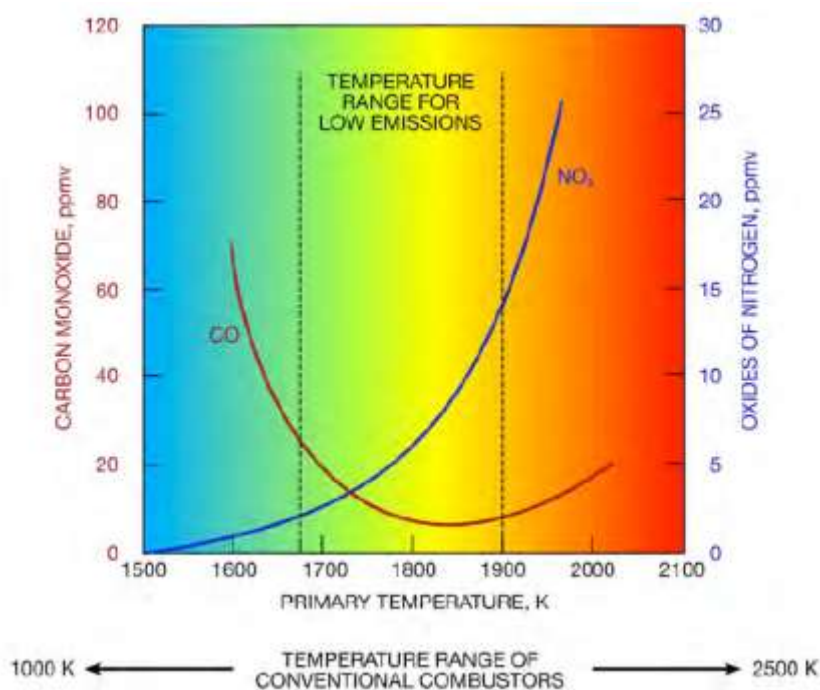
Pro odstranění teplotních špiček plamene lze provést další úpravu. Nadále se využívá proud paliva pro nasávání recirkulačních spalin, avšak stabilizační lišty jsou umístěné na vnější stranu hořákové tvarovky, jak je znázorněno na Obr. 112. Lišt je několik a jsou využívány jak k zapálení a stabilizaci, tak i pro formování tvaru plamene.



Obr. 112 Stabilizace plamene vnějšími žhavenými lištami. [56]

4 HOŘÁKY S NÍZKOU KONCENTRACÍ EMISÍ OXIDU DUSÍKU A OXIDU UHELNATÉHO

Stabilita plamene je nejdůležitějším požadavkem při návrhu hořáku. Neméně významnými charakteristikami jsou emitovaná množství škodlivých látek, zejména nejvíce sledované emise oxidů dusíku a oxidu uhelnatého. V mnohých případech jsou patrné úzké vazby mezi stabilitou plamene a tvorbou emisí. Problematice emisí je trvale věnována velká pozornost. Pro emise jsou významnými parametry teplota plamene a s tím související tvorba emisí oxidů dusíku a oxidu uhelnatého [57]. Tyto vazby zobrazuje graf na Obr. 113.



Obr. 113 Vztah mezi stabilitou a emisemi. [57]

Z grafu je patrné, že pro teploty přesahující 1900 K jsou již emise NO_x nepřijatelné. Naopak, pro tvorbu emise CO je nepříznivá oblast teplot nižší než 1670 K [57]. Při nižších teplotách koncentrace emitovaného oxidu uhelnatého stoupá, zejména vlivem nedokonalého spalování, a koncentrace oxidů dusíku v důsledku nižší reakční teploty klesá. Při zvyšování teploty jsou podmínky pro koncentrace uvedených oxidů opačné.

Emise oxidů dusíku vznikají při každém procesu spalování, přičemž podíl NO na celkové tvorbě je přibližně 95 % a zbytek tvoří NO₂. Těsně po vzniku spalin převažuje obsah NO nad NO₂. V důsledku dalšího ochlazování spalin dochází k postupné oxidaci NO na NO₂. Vznik NO lze rozdělit do tří mechanismů a lze jej ovlivnit celou řadou faktorů:

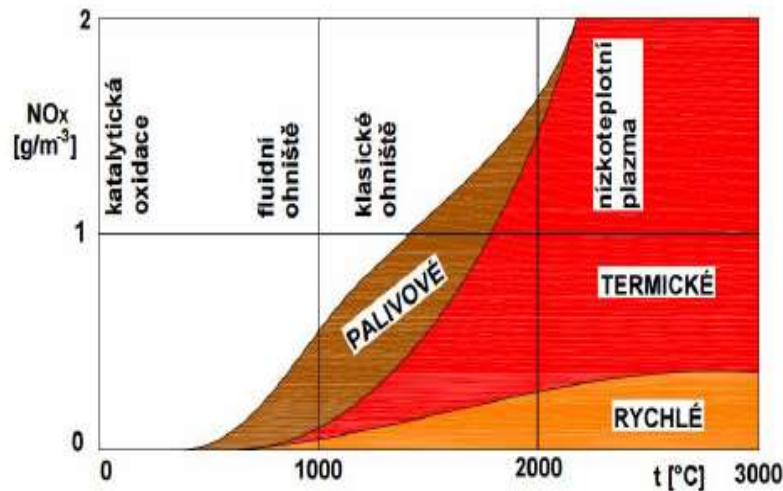
- rozložením teplot v plamenu,
- reakční dobou,
- poměrem palivo/vzduch (přebytek spalovacího vzduchu),

- druhem paliva,
- konstrukčním uspořádáním hořáků, případně tvarem spalovací komory.

Způsob vzniku NO je rozdělen do tří základních mechanismů:

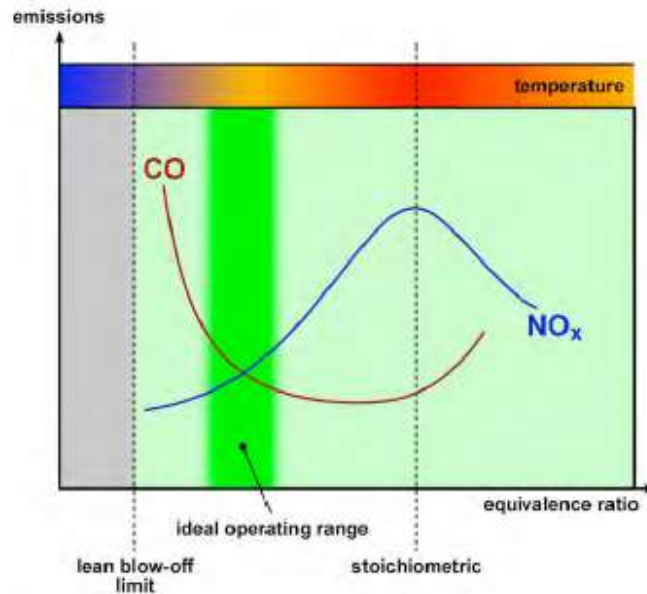
- Termický NO – vzniká oxidací dusíku ze spalovacího vzduchu za vysoké teploty.
- Promptní NO – vzniká přeměnou molekulárního dusíku v oblasti plamene bohaté na palivo za přítomnosti meziproduktů uhlovodíkových sloučenin.
- Palivový NO – vzniká oxidací chemicky vázaného dusíku v palivu.

Intenzita tvorby NO při spalování závisí na množství kyslíku ve spalované směsi a na teplotě plamene [58]. Vztahy mezi koncentrací oxidů dusíku, teplotou plamene a mechanismem jeho tvorby jsou zobrazeny na Obr. 114.



Obr. 114 Závislost tvorby NO_x na teplotě. [58]

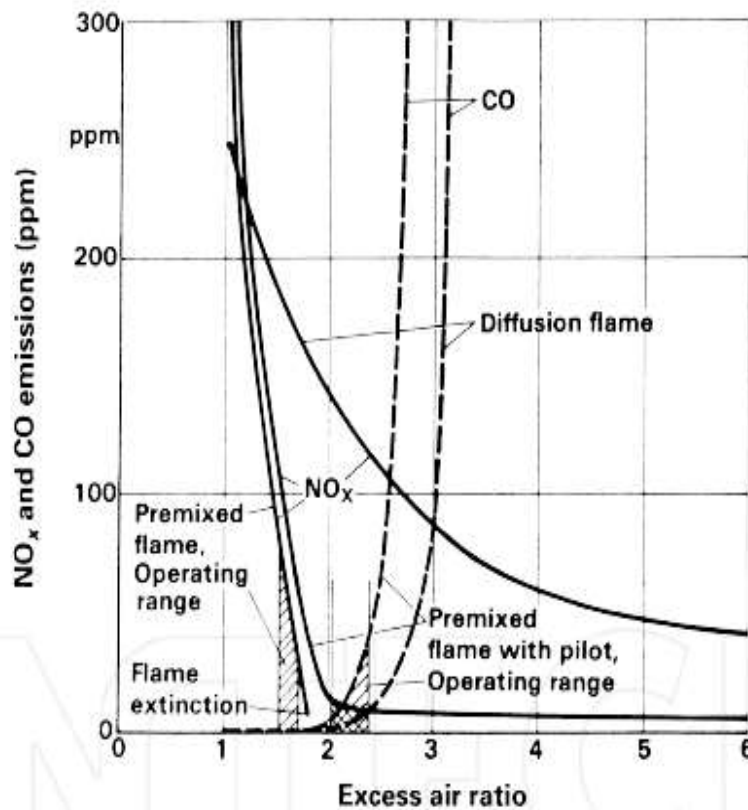
Pro snížení koncentrace vzniklých oxidů dusíku je používáno několik metod. Výše uvedený Obr. 114 zobrazuje vztah mezi tvorbou NO_x a teplotou. Je patrné, že pro nižší tvorbu NO_x je nutné pracovat v oblasti nižších teplot, tedy s chudou směsí. Významnou proměnnou je tedy ekvivalentní poměr. Podobně, při nedostatku vzduchu, vzniká bohatá směs a teplota reakce (plamene) je relativně nízká. Na Obr. 115 je znázorněn vztah mezi koncentracemi CO a NO_x v závislosti na ekvivalentním poměru.



Obr. 115 Vztah mezi koncentracemi CO, NO_x a ekvivalentním poměrem. [58]

V grafu jsou patrné dvě pracovní zóny. První zóna je oblast s pod-stechiometrickou koncentrací okysličovadla (bohatá směs). V této oblasti je také patrná nejvýhodnější oblast pro nízkou tvorbu nežádoucích polutantů. Nejvyšší koncentrace NO_x je při stechiometrickém ekvivalentním poměru, kdy je dosaženo teplotní špičky plamene. Druhá oblast pracuje v nad-stechiometrickém poměru okysličovadla (chudá směs), kde opět dochází ke snižování emisí NO_x a růstu emisí CO: Tudiž, je-li hořák koncipován tak, že v první zóně pracuje s bohatou směsí, reaguje v této zóně pouze část paliva. Následně, přidáním vzduchu, jsou spaliny ochlazeny a reakce probíhá ve druhé zóně se směsí chudou. Tato strategie se nazývá „*Rich – burn, Quick – quench, Lean – burn (RQL)*“.

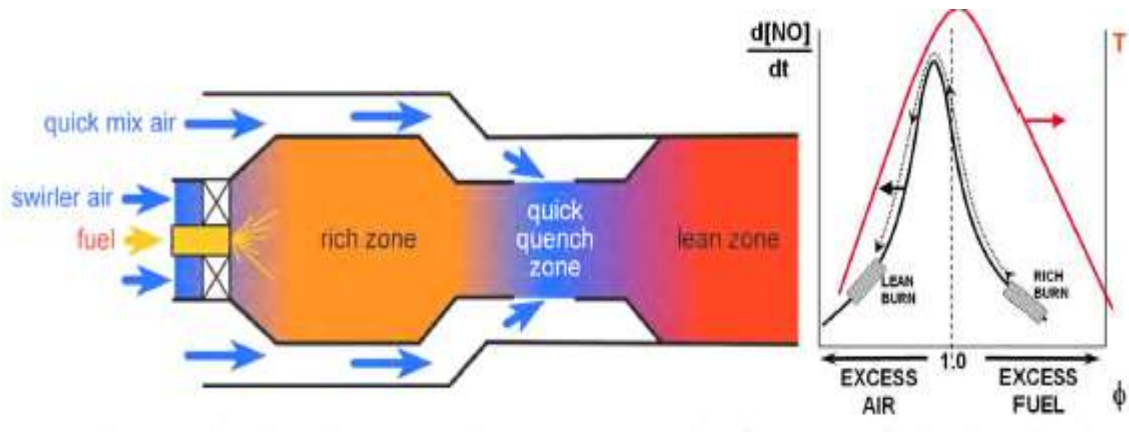
Literatura [43] uvádí vztahy pro větší přebytky vzduchu a jeho vliv na tvorbu CO a NO_x v závislosti na ekvivalentním poměru. Přesto, že graf na Obr. 116 byl získán během vývoje spalovacích komor pro plynové turbíny, jsou informace užitečné i pro návrh hořáků. Z obrázku vyplývá, že při provozování v oblasti velmi chudé směsi bude teplota plamene malá a vznik termického NO bude potlačen. V této oblasti však již nastávají problémy se stabilitou hoření. Dalším problémem může být vznik CO. Tento nedostatek lze odstranit prodloužením zdržné doby.



Obr. 116 Závislost tvorby NO_x a CO na přebytku spalovacího vzduchu. [43]

4.1 NÍZKO-EMISNÍ HOŘÁKY

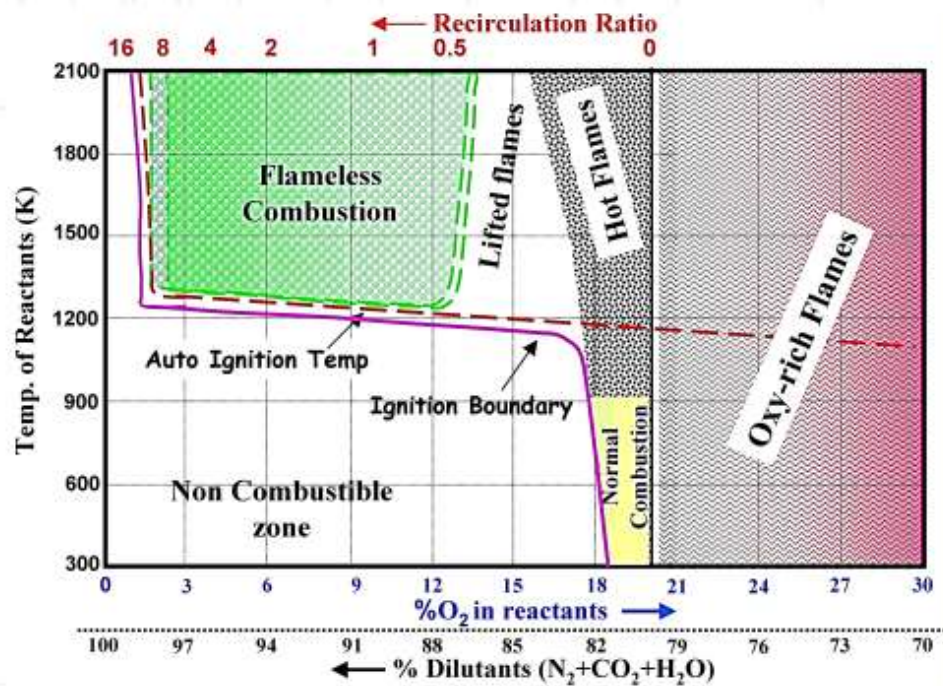
Oblast technologií nízko-emisních hořáků je velmi rozsáhlá. Výše zmíněné technologie tzv. chudého spalování (RQL) může být jednou z alternativ pro vývoj nízko emisních hořáků. RQL pracuje s bohatou směsí v primární zóně, následuje rychlé ochlazení před sekundární zónou, kde je prostředí směsi chudé. Tímto způsobem reakce v primární i sekundární zóně minou stechiometrický ekvivalentní poměr. Primární zóna s bohatou směsí zvyšuje stabilitu reakce díky velké koncentraci aktivního vodíku a uhlovodíkových radikálů. Stabilitu plamene v první zóně zajišťuje např. axiální víříč. Reakce v prostředí bohaté směsi s relativně nízkou teplotou a nízkou koncentrací meziproductů obsahujících kyslík minimalizuje tvorbu NO_x. Kritickým bodem je rychlé chlazení pro přechod do režimu reakce s chudou směsí, viz Obr. 117. Tento krok je zajištěn mícháním spalin z primární zóny se sekundárním vzduchem. Současně s mícháním dojde ke snížení teploty. Zároveň musí být teplota dostatečně vysoká pro zajištění oxidace CO a zbylých nespálených uhlovodíků. Je tedy potřebné pečlivě volit ekvivalentní poměr jak pro primární zónu, tak i pro sekundární zónu. [59].



Obr. 117 Hořák. [59]

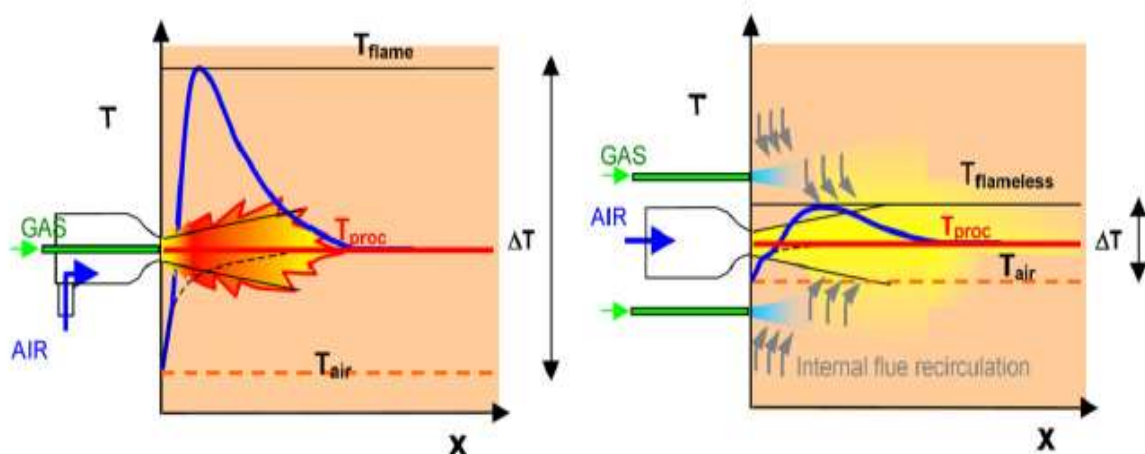
Při experimentech, které souvisely s recirkulací tepla, se v určitých podmínkách objevil zvláštní úkaz plamene, který ztratil barvu, tzv. bezplamenné spalování (*flameless oxidation*). Při teplotě plamene kolem 1000 °C a teplotě spalovacího vzduchu 650 °C dochází k úplnému vyhoření paliva, koncentrace emitovaných CO a NO_x je velmi nízká pohybující se kolem 20 ppm pro oba polutanty. Obr. 118 ukazuje různé oxidační zóny, rychlost difuze a koncentraci kyslíku. Zóna chemické reakce je difuzní, což vede k uvolňování tepla. Tyto podmínky vyžadují nízkou koncentraci kyslíku, při níž dochází k samovznícení [60]. Souhrn charakteristik pro bezplamenné spalování je následující:

- Recirkulace spalin při vysokých teplotách.
- Redukce koncentrace kyslíku.
- Nízká hodnota Damkohlerova čísla.
- Nízká stabilní adiabatická teplota plamene.
- Transparentní plamen.
- Nízké akustické oscilace.
- Nízká koncentrace emisí CO a NO_x.



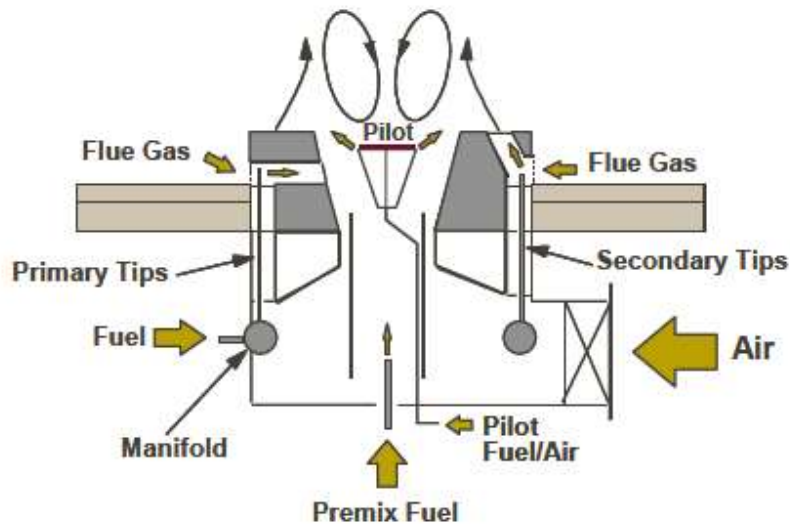
Obr. 118 Oxidační zóny rychlostí difuze a koncentraci kyslíku. [60]

Některé vlastnosti bezplamenného spalování mohou být využity i v konstrukci hořáku. Pro recirkulaci spalin ve spalovací komoře může být využito energie proudu spalovacího vzduchu nebo energie proudu paliva. Cirkulující spaliny se poté míchají se spalovacím vzduchem. Důsledkem je ohřátý spalovací vzduch se sníženou koncentrací kyslíku, tedy podobné reakční podmínky, jako u bezbarvého plamene. Srovnání obvyklého uspořádání s přívodem paliva a spalovacího vzduchu středem s přívodem paliva samostatnými tryskami je znázorněno na Obr. 119. Levé schéma zobrazuje plamen s výraznou teplotní špičkou. Pravé schéma zobrazuje plamen s teplotou významně nižší.



Obr. 119 Srovnání obvyklého uspořádání hořáku s hořákem s přívodem paliva samostatnými tryskami. [60]

Hořáky, které vykazují emise NO_x na úrovni 10 - 25 ppm, se nazývají „Ultra-Low-Emission Burners“ (Obr. 120). Hořák má tři stupně přívodu spalovacího vzduchu. První stupeň je přiváděn středem jako před-míchaná směs paliva a spalovacího vzduchu. Druhý stupeň je přiváděn taktéž středem. Třetí stupeň spalovacího vzduchu je přiváděn do spalovací komory pomocí vzduchových kanálů v hořákové tvarovce. Palivo je přiváděno ve dvou stupních. První stupeň je již zmíněná před-míchaná směs vedená středem hořáku. Druhý stupeň je pak přiváděn pomocí sekundárních trysek vzduchovými kanály. Sekundární trysky v ústí vzduchového kanálu vytváří ejekční podtlak a recirkulují spaliny do proudu spalovacího vzduchu. Každá úroveň má vlastní reakční a difuzní zónu vnitřní recirkulace spalin nebo pracuje v režimu chudé směsi. V hořáku je též instalován a kontinuálně provozován stabilizační hořák.

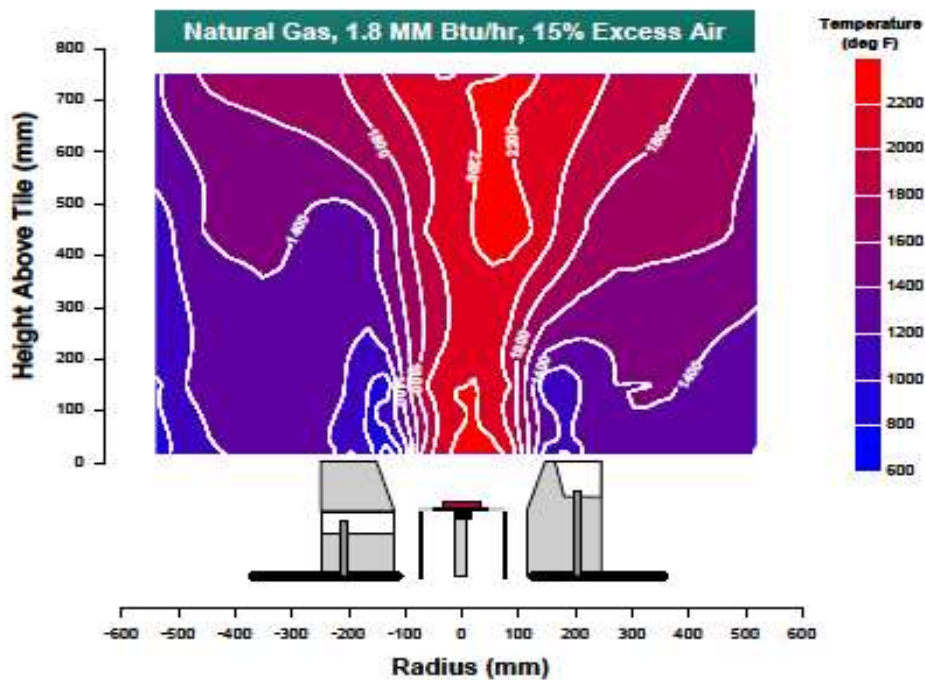


Obr. 120 Uspořádání „Ultra-Low-Emission Burners“. [61]

Při vývoji hořáku hrají v poslední době významnou roli CFD výpočty [61]. Pro optimalizaci návrhu hořáku pomocí těchto výpočtů jsou důležité výpočty chemické kinetiky, primárních a sekundárních reakčních zón, optimalizace distribuce paliva, difuzní rychlost a doba zdržení. CFD výpočty jsou důležité pro návrh a ověření dílčích konstrukčních návrhů:

- Uspořádání před-míchané směsi a přívod primárního paliva do spalovacího prostoru.
- Aerodynamika proudění pro zajištění účinnosti míchání v reakční zóně a zajištění tvorby interních a externích recirkulačních zón.
- Uspořádání přívodu sekundárního paliva.
- Lokalizace a minimalizace oblastí s vysokou tvorbou emisí NO_x .

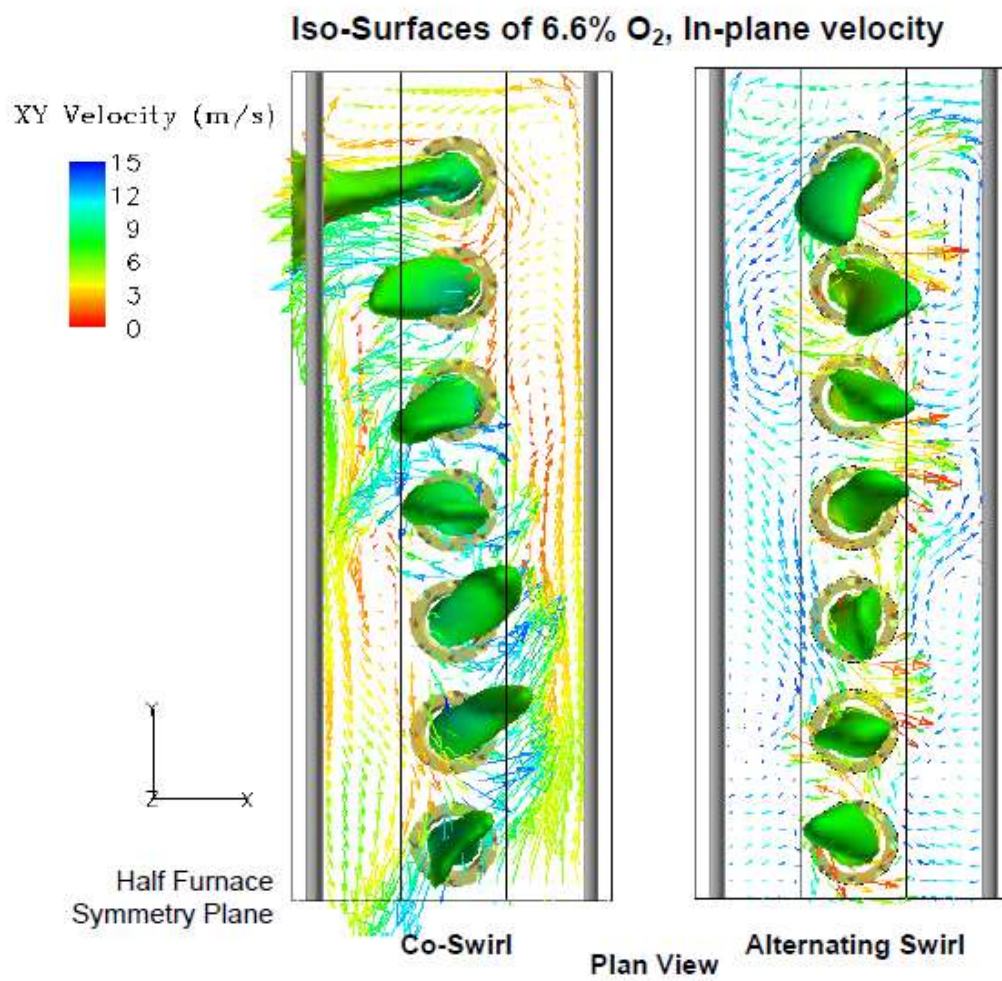
Obr. 121 zobrazuje měření teplotních polí po optimalizačních úpravách hořáku pomocí CFD.



Obr. 121 Měření teplotních polí po optimalizačních úpravách hořáku. [61]

V návaznosti na vývoj hořáků byl také použit CFD výpočet pro analýzu proudění v šachtové peci [61]. Analýza se zabývala vlivem plamene a recirkulace spalin na teploty trubek, tzv. „hot spot“. Hořáky byly navrženy tak, že proud paliva přebírá funkci víříče. Osy trysek nejsou paralelní s osou hořáku, ale svírají prostorový úhel, takže tangenciální složka hybnosti proudu paliva způsobí rotaci proudu vzduchu. Průtočné množství spalin, které jsou přisávány proudem spalovacího vzduchu, určuje intenzitu vnitřní recirkulace spalin a koncentraci kyslíku v reakčních zónách.

Obr. 122 zobrazuje proudění v radiační komoře šachtové pece. Půdorys pece s hořáky umístěnými na dně zobrazuje izoplochy kyslíku ($W_{O_2} = 0,066$) a vektory rychlosti. V levé části je směr rotace způsobený víříči u všech hořáků stejný. V pravé části je směr rotace vystřídaný. Z hlediska tepelného zatížení trubek je toto spořádání výhodnější [61]. Lze tedy říci, že pro správnou funkci hořáku je velmi důležitý nejen návrh vlastního hořáku, ale i správný návrh spalovací komory a správné uspořádání hořáků.



Obr. 122 Vektory rychlosti v radiční komoře pece. [61]

5 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

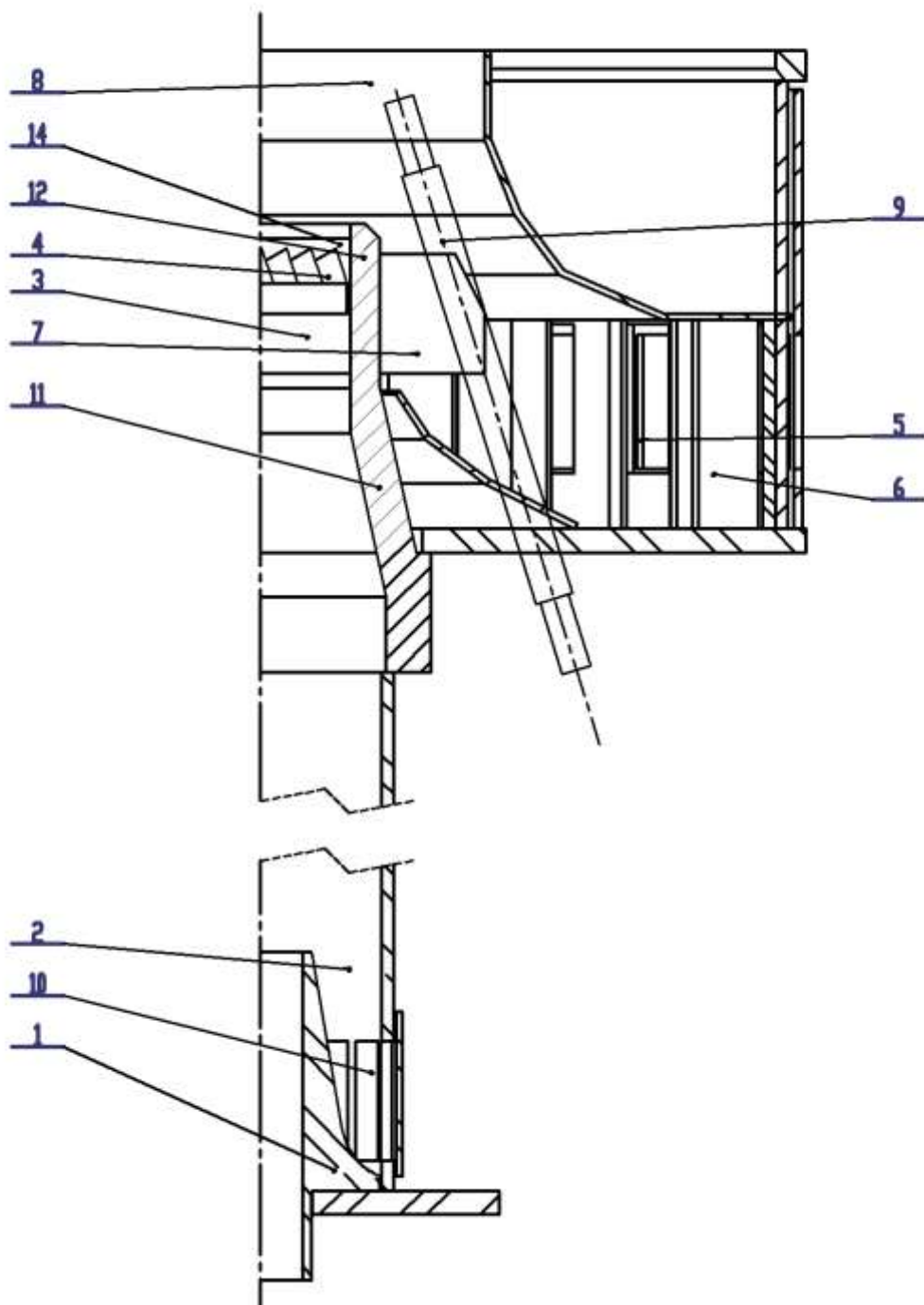
Pro experimentální část jsou využity znalosti získané z předchozích kapitol. První část se zabývá návrhem a výpočtním postupem injektorového hořáku, který využívá technologii vícestupňového spalování. Další částí experimentů ověřuje vlastnosti hořáku s difuzním plamenem. Při experimentech byly sledovány nejen emise hořáku, ale i vliv konstrukce hořáku na tepelné toky a stabilitu hoření.

5.1 PLYNOVÝ HOŘÁK S PŘED-MÍSENOU SMĚSÍ

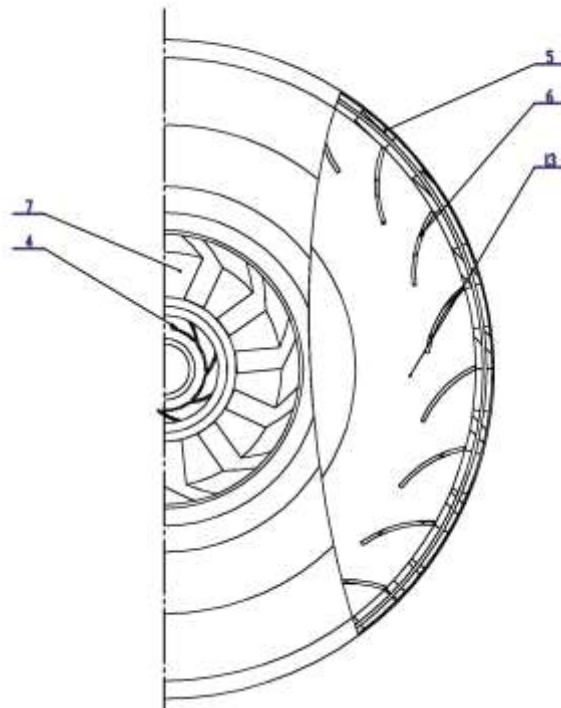
Na Obr. 124 znázorněn 3D model navrženého hořáku. Schematicky náčrt je patrný na Obr. 124 Řez injektorovým hořákem. na Obr. 125 půdorys navrženého hořáku s před-mísenou směsí. Z obrázků je zřejmé, že ke směšování prvního stupně dochází v první směšovací komoře 2, kde plyn přicházející tryskou 1 využívá kinetickou energii proudu tohoto plynu k nasávání primárního vzduchu přes vstupní otvory 10. Průtočné množství primárního vzduchu je určeno velikostmi průtočného průřezu první směšovací komory 2, průtočného průřezu trysky 1 a průtočného množství paliva. V první směšovací komoře 2 dochází k prvnímu stupni míchání paliva s nasátým primárním vzduchem.



Obr. 123 3D model injektorového hořáku



Obr. 124 Řez injektorovým hořákem.

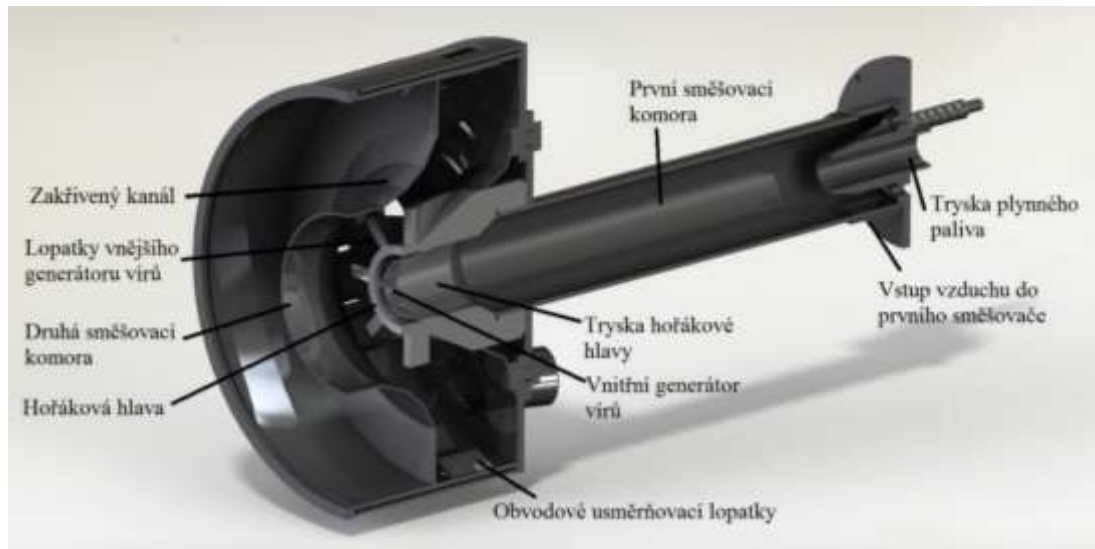


Obr. 125 Půdorys injektorového hořáku.

- | | | | |
|---|---|----|--|
| 1 | Tryska plyného paliva | 8 | Druhá směšovací komora |
| 2 | První směšovací komora | 9 | Výsuvné zapalovací zřízení |
| 3 | Tryska hořákové hlavy 11 | 10 | Vstupní otvory vzduchu do první směšovací komory 2 |
| 4 | Vnitřní generátor vírů | 11 | Hořáková hlava |
| 5 | Vstupní otvory vzduchu do vzduchové komory 13 | 12 | Koncový návarek hořákové hlavy 11 |
| 6 | Obvodové usměrňovací lopatky ve vzduchové komoře 13 | 13 | Válcová vzduchová komora |
| 7 | Lopatky vnějšího generátoru vírů | 14 | Jazýčky vnitřního generátoru vírů 4 |

K druhému stupni směšování se využívá kinetická energie výše uvedené směsi paliva a vzduchu smíšeného v prvním stupni v první směšovací komoře 2. Tato směs proudí tryskou 3 hořákové hlavy 11. Tak dochází k nasávání sekundárního vzduchu, který vstupuje přes otvory 5 do vzduchové komory 13. Průtočné množství sekundárního vzduchu je určeno rozdílem mezi potřebným průtočným množstvím spalovacího vzduchu a primárního vzduchu dodávaného z první směšovací komory 2. Pro určení průtočných průřezů platí stejná pravidla jako u směšování prvního stupně.

Vzduch nasávaný v druhém stupni vstupuje otvory 5 na obvodu válcové vzduchové komory 13, kde je instalován věnec tvarovaných usměrňovacích lopatek 6. Ty jsou nejlépe vidět na Obr. 126. Po průtoku vířivými lopatkami 6 má rychlost vzduchu složku radiální a tangenciální. Vzduch dále proudí v meridiánu zakřiveným kanálem a proud se obrací do axiálního směru. Axiální složka rychlosti je určena průtočným množstvím vzduchu a průtočným průřezem mezikružjí ve válcové vzduchové komoře 13. Tangenciální složka rychlosti je větší než její velikost na vstupu vlivem potenciálního víru. Úhel vektoru rychlosti vzhledem k ose je v této lokalitě určen jeho složkami.



Obr. 126 Řez injektorovým hořákem – 3D model

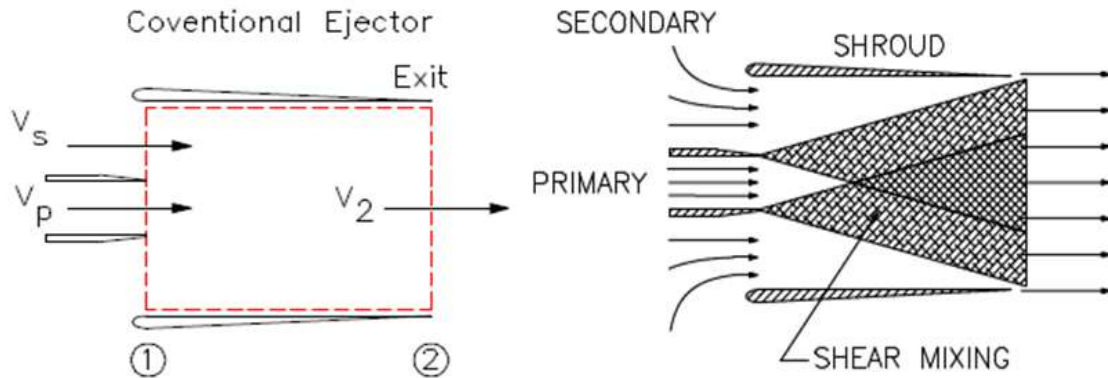
Vzduch dále protéká lopatkovou mříží radiálních lopatek 7 uspořádanou na vnějším povrchu hořákové hlavy 11, přesněji na jejím koncovém návarku 12. Tyto radiální lopatky 7 tvoří vnější generátor vírů. Vektor rychlosti svírá s tětvou každé radiální lopatky 7 úhel náběhu. Na radiálních lopatkách 7 vznikne vztlak. Jeho obvodová složka je příčinou změny hybnosti protékajícího vzduchu a tedy i vzniku tangenciální složky rychlosti. Rychlost vzduchu má tedy na vstupu do směšovače druhého stupně jak složku axiální, tak i složku tangenciální.

V trysce 3 hořákové hlavy 11, tedy respektive na vnitřním povrchu návarku 12 hořákové hlavy 11, je umístěn vnitřní generátor vírů 4. Jedná se o válcové těleso, které je na horním konci opatřeno tvarovanými jazýčky 14. Plošky jazýčků 14 svírají se směrnici tangenty vnitřního průměru trysky specifikovaný úhel a ovlivňují proudění ve vrstvě, která je určena vzdáleností horní hrany jazýčků od stěny trysky. Účinkem jazýčků 14 má rychlost v ústí trysky 3 hořákové hlavy 11 složku axiální a tangenciální. Výsledným efektem uvedeného uspořádání hořákové hlavy 11 s radiálními lopatkami 7, vloženým generátorem vírů 4 s jazýčky 14 v trysce 3 hořákové hlavy 11 je axiální a tangenciální složka rychlosti na výstupu z celého hořáku a tedy i vírové proudění ve směšovači druhého stupně (druhá směšovací komora 8).

Výsuvné zapalovací zařízení 9 je umístěno tak, že elektrický výboj ve funkční poloze zasahuje do proudu směsi paliva a vzduchu.

U popisovaného hořáku je vzduch přísáván ejekčním účinkem proudu paliva. V souladu s doporučením, je při konstrukci použito vícestupňového nasávání spalovacího vzduchu [62]. Rychlost proudění primárního vzduchu ve směšovací ejektoru je úměrná rychlosti proudění paliva a poměru plochy. Dle schématu na Obr. 127 jsou brány v úvahu následující proměnné [74]:

- m_p, V_p, A_p hmotnostní tok, rychlost proudění a průřez trysky prvního média
- m_s, V_s, A_s hmotnostní tok, rychlost proudění a průřez vstupu druhého média



Obr. 127 Schéma proudu paliva a spalovacího vzduchu [62].

Aplikací hmotnostní bilance a Bernoulliho rovnice dostáváme [74]:

$$\left(\frac{m_s}{m_p}\right)^2 \cdot \left[\left(\frac{A_p}{A_s}\right)^2 + 1 \right] + 4 \cdot \left(\frac{m_s}{m_p}\right) - 2 \cdot \left(\frac{A_s}{A_p}\right) = 0 \quad (5-1)$$

kde: m_p hmotnostní tok primárního proudu ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
 m_s hmotnostní tok sekundárního proudu ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
 A_p primární průřez (m^2)
 A_s sekundární průřez (m^2)

Pro návrh ejektorového směšovače musí být specifikovány příslušné proměnné. Pro snížení koncentrace oxidů dusíku je nutné uvažovat bohatou směs paliva a vzduchu v prvním stupni. To znamená, že ekvivalentní poměr bude mít hodnotu vyšší než 1. Reference [35] ukazuje, jakým způsobem vyhodnotit ekvivalentní poměr:

$$\text{EqR} = \frac{\left(\frac{m_{\text{fuel}}}{m_{\text{air}}}\right)_{\text{aktualní}}}{\left(\frac{m_{\text{fuel}}}{m_{\text{air}}}\right)_{\text{stechim.}}} \quad (5-2)$$

$$A_{\text{stechim}} = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} \right) \cdot 137,919$$

kde:	EqR	ekvivalentní poměr směsi (-)
	m_{fuel}	hmotnost paliva (kg)
	m_{air}	hmotnost spalovacího vzduchu (kg)
	C, H, S	hmotnostní koncentrace uhlíku, vodíku a síry v palivu (-)

Vrátíme-li se zpět k popisu hořáku, sekundární stupeň směšovače je kombinovaný s vířičem. Energie pro sání spalovacího vzduchu je v tomto sekundárním stupni indukována pomocí plyno-vzdušné směsi prvního stupně. Rychlost sekundárního vzduchu je poté získána výpočtem z volné plochy sekundárního kanálu a průtoku sekundárního vzduchu, který získáme odečtením průtoku primárního vzduchu od celkového potřebného spalovacího vzduchu. Návrh velikosti druhého stupně tak přímo vychází z návrhu prvního stupně.

Sekundární stupeň ejektoru je taktéž vybaven vířičem. Vzduch prochází přes otvory ve válcovém registru. Tento registr reguluje množství sekundárního spalovacího vzduchu. Registr je opatřen tangenciálními lopatkami, které vytváří rotační pohyb spalovacího vzduchu. Další lopatky jsou umístěné na hořákové hlavě. Axiální složka rychlosti spalovacího vzduchu obou stupňů je ve stejné rotaci a směr je dán směrem proudu primární trysky.

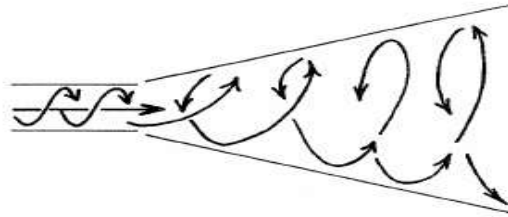
Intenzita víření je ovlivněna velikostí a uspořádáním generátoru víru. Dominantní roli hraje úhel nastavení mezi lopatkami v radiální ose. Pro kvantifikaci bylo zavedeno výše popsané vírové číslo, které je významně ovlivněno počtem lopatek. Aby bylo možné kvantifikovat intenzitu víření, bylo zavedeno vírové číslo. Postup stanovení počtu lopatek lze provést následující posloupností výpočtů [7]:

$$S = \frac{\sigma \cdot d}{2 \cdot B} \left(1 - \frac{rh^2}{d^2} \right) \quad \sigma = \frac{\tan(\alpha)}{(1 - \Psi) \cdot \left(1 + \tan(\alpha) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{z}\right) \right)} \quad \Psi = \frac{2 \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot RI \cdot \cos(\alpha)} \quad (5-3)$$

kde:	d	vnější průměr výstupního kanálu (m)
	rh	vnitřní průměr výstupního kanálu (m)
	B	výška lopatky (m)
	T	tloušťka lopatky (m)
	RI	vzdálenost od osy hořáku (m)
	z	počet lopatek (-)
	α	úhel lopatky ($^{\circ}$ C)

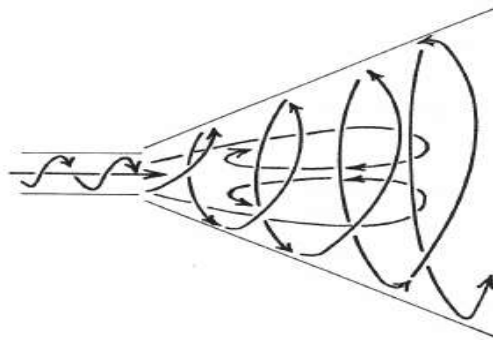
Bylo zjištěno, že hodnota vírového čísla má významný dopad na strukturu plamene. Víř vytváří zpětný tok, tzv. recirkulační zónu. Kromě toho přispívá k vytvoření turbulentního toku [62].

U nízkého vírového čísla, které má hodnotu nižší než $S = 0,4$, nemá rychlost víření na strukturu velký vliv. Jak je schematicky znázorněno na Obr. 128, proud je širší a kratší v porovnání s jeho nevířivým tokem. Ale existují i případy, kdy i proudění s nízkým vírovým číslem způsobuje oblasti s recirkulací [62].



Obr. 128 Proudění s hodnotou vírového čísla nižším než 0,4 [62].

Při vysokém stupni víření, kdy vírové číslo je větší než $S = 0,6$, radiální a axiální tlakové gradienty způsobí axiální recirkulace ve formě centrální recirkulační zóny ve tvaru toroidu, jak je zobrazeno na Obr. 129. Proud je mnohem širší a pomalejší. Přítomnost recirkulační zóny hraje důležitou roli při stabilizaci plamene tím, že poskytuje horké proudění cirkulačního plynu v oblasti zápalných teplot. Recirkulační zóny umožňují vyrovnat rychlostní profil plyno-vzdušné směsi s rychlostí hoření. Vír také zkrátí délku plamene.



Obr. 129 Proudění s hodnotou vírového čísla vyšším než 0,6 [62]

Kapacita injektorového hořáku je 600 kW a jako palivo je použit zemní plyn. Ekvivalentní poměr primárního stupně je 0,8, což odpovídající celkovému průtočnému množství spalovacího vzduchu 0,268 kg/s. Směšovač prvního stupně nasává 31% celkového průtočného množství spalovacího vzduchu. Tryskou proudí zemní plyn s průtočným množstvím 0,012 kg/s a výhřevností 48,2 MJ/kg. Poměr průtočných množství vzduchu a paliva má v prvním stupni hodnotu 6,9. Tlak paliva v trysce má hodnotu 80 kPa,g. Směšovač nasává spalovací vzduch z okolí pomocí ejekčního účinku proudu paliva.

Pro směšovač druhého stupně je hnacím proudem výstup plyno-vzdušné směsi vytvořené ve směšovací komoře prvního stupně, a nasává zbytek potřebného spalovacího vzduchu. Stejným postupem jako u ejektoru – směšovače prvního stupně, lze zjistit poměr průtočných množství a odtud i poměr průtočných průřezů. Tlak v prostoru ústí trysky je stanoven na 79 kPa,g.

Věvec usměrňovacích lopatek uděluje rychlosti sekundárnímu spalovacímu vzduchu radiální i tangenciální složku. Dalším průtokem sekundárního spalovacího vzduchu

vnějším vířičem, umístěným na vnější straně hořákové hlavy, dochází ke zvětšení tangenciální složky rychlosti. Při průtoku primární plyno-vzdušné směsi na výstupu z hořákové hlavy, opatřené vířičem s tvarovanými jazýčky, vzniká tangenciální složka rychlosti v proudu paprsku. Výsledným efektem je významné rotační a axiální proudění v prostoru ústí hořáku, které je charakterizováno vírovým číslem s hodnotou $S = 1,63$. Tyto podmínky předpokládají vnitřní a vnější recirkulaci v obálce plamene s kvantitativním vyjádřením koncentrace emitovaných oxidů dusíku v hodnotě 45 ppm.

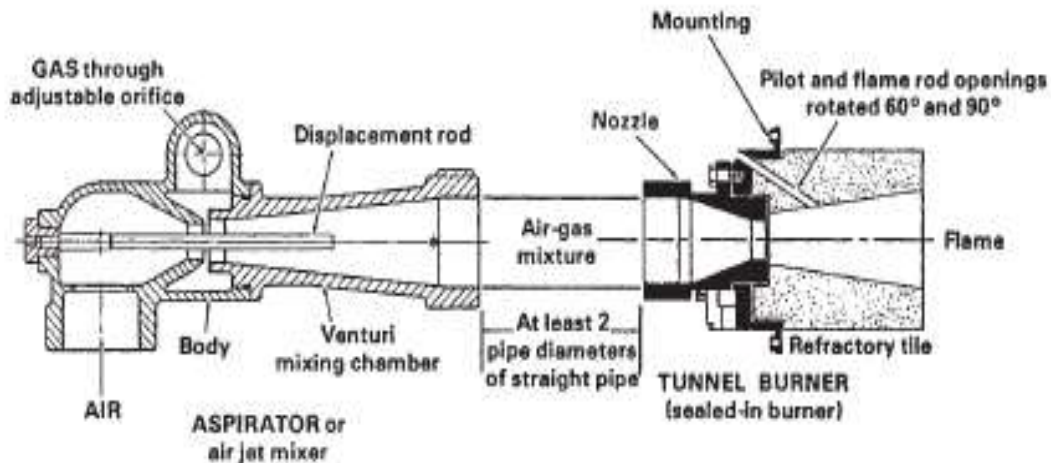
Zjednodušený výpočet hořáku je uveden v příloze č. 1. Na konstrukční řešení hořáku byla podána patentová přihláška PV 2016-271. Popis patentových nároků je popsán v příloze č. 2.

5.1.1 VYUŽITÍ INJEKTOROVÝCH HOŘÁKŮ SE STUPŇOVITÝM PŘÍVODEM PALIVA

V kapitole 5.1 je věnována pozornost charakteristikám navrženého injektorového hořáku. Navržený hořák, který využívá kinetickou energii plynného paliva k nasávání vzduchu, umožňuje pracovat s přebytkem spalovacího vzduchu v primárním stupni v oblasti 0,6 až 0,9. Poměr průtočných množství paliva a vzduchu je určen poměrem průtočných průřezů trysky a ejektoru, takže má samoregulační charakter. Při změně výkonu hořáku není potřebné zmíněný poměr geometricky měnit. Takovými podmínkami odpovídají nízké koncentrace oxidů dusíku a oxidu uhelnatého. Proudění vzduchu druhého stupně soustavou lopatek a proudění směsi paliva a vzduchu vestavbou trysky způsobí, že výstupní proud vykazuje významnou tangenciální složku rychlosti, tedy vírové proudění. To se odráží ve zpětném proudění v obálce plamene (vnitřní recirkulace) a zpětném proudění mimo obálku (vnější recirkulace). Vnitřní recirkulace zajišťuje stabilitu plamene a dále způsobuje snížení teploty plamene. Vnější recirkulace, v podstatě recirkulace spalin, snižuje koncentraci kyslíku u kořene plamene. Důsledkem těchto faktorů je redukce tvorby oxidů dusíku.

Z tohoto popisu je patrné, že specifikovaný míšící poměr paliva a vzduchu je nutné při změně výkonu hořáku řídit nastavením clony přísávaného vzduchu a tlakem plynu na vstupu do trysky ejektoru. Stabilizaci plamene zajišťuje koncové geometrické uspořádání trysky s obtokem. Procesy, které probíhají v prostoru obálky plamene nelze jednoduše ovlivňovat.

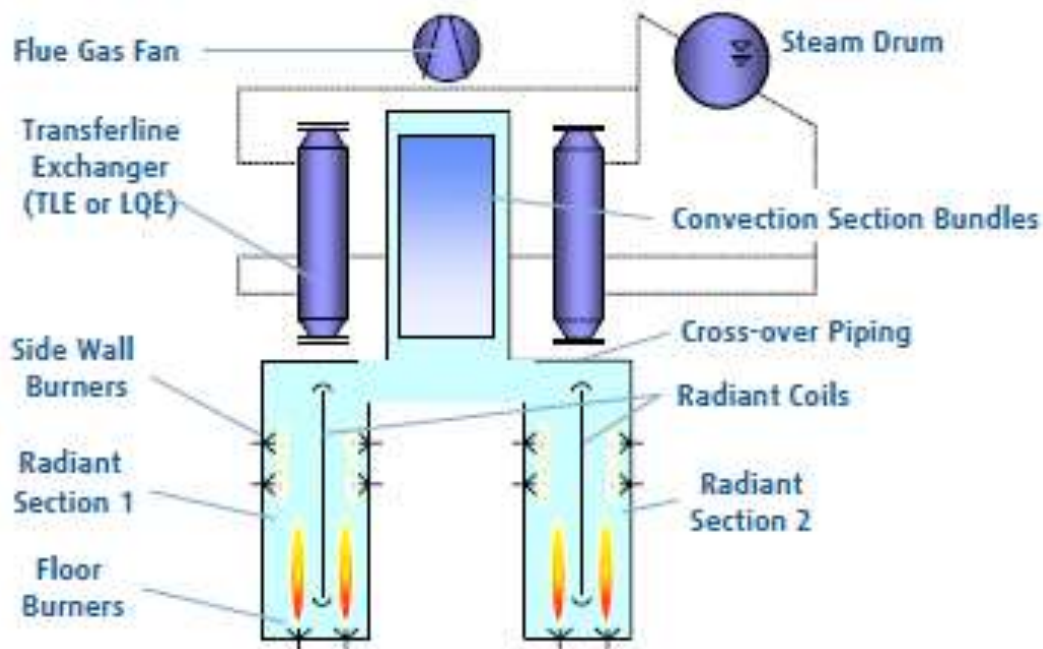
Dalším příkladem injektorového hořáku je uspořádání, kde úlohy vzduchu a paliva jsou obrácené, viz hořák na Obr. 130 [63]. Hnacím proudem je vzduch a plynné palivo je přísáváno. Množství vzduchu je řízeno posuvnou tyčí. Venturiho trubice ejektoru je současně i míšičem paliva a vzduchu. Výstupní tryska s kamenem vyzdívky tvoří tzv. tunelový hořák, kde se skokovou změnou průřezu stabilizuje plamen. Při změně výkonu hořáku je pro specifikovaný ekvivalentní poměr potřebné přestavit průtočné množství vzduchu řídicí tyčí. Příslušné průtočné množství paliva sleduje průtočné množství vzduchu podle ejektorového poměru.



Obr. 130 Provedení injektorového hořáku s přísavání plynného paliva. [63]

Injektorové hořáky jsou používány např. v pyrolýzních pecích [64]. V těchto pecích se vyrábí etylen/propylen. Využití také našly v pecích parního reformingu, které slouží k výrobě vodíku a čpavku. Tyto pece obvykle pracují s nízkým tahem. Zvláštním požadavkem je krátký plamen a velký tepelný tok v radiační zóně.

Světová produkce etylenu propylenu se počítá v řádech desítek milionů tun za rok [64]. Surovinou jsou lehčí frakce ropy počínaje etanem a konče frakcemi C12. Proces je rozdělen podle teploty na část horkou, část chlazení a část kryogenní [65]. Pro horkou část jsou klíčové pyrolýzní pece. Podle Obr. 131 se surovina ohřívá ve výměnících tepla a míchá s parou. Po dosažení teploty kolem 650 °C je směs vedena k nástřiku do svislých pyrolýzních trubek pece. Vzhledem k tomu, že štěpící reakce jsou převážně endotermní, je potřebné dodávat teplo pomocí hořáků. Teplota na výstupu z pyrolýzního kolektoru dosahuje hodnotu kolem 780 °C.



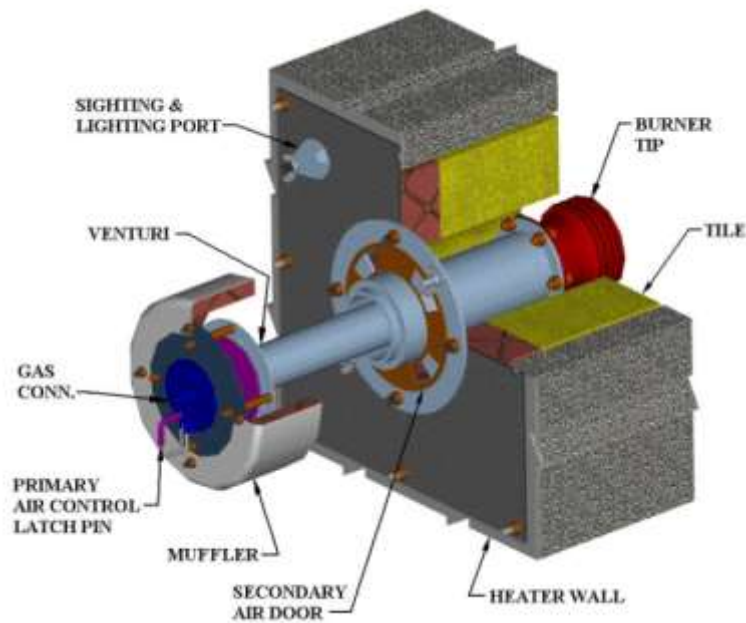
Obr. 131 Schéma produkce etylenu/propylenu. [65]

Rozmístění hořáků v komoře pece je takové, aby tepelné zatížení pyrolyzních trubek bylo rovnoměrné. Hořáky jsou instalovány jednak v podlaze komory a také v jejích stěnách. V technické praxi se tyto hořáky nazývají „stěnové hořáky“ (Obr. 132).



Obr. 132 Hořáky ve stěně pyrolyzní pece. [64]

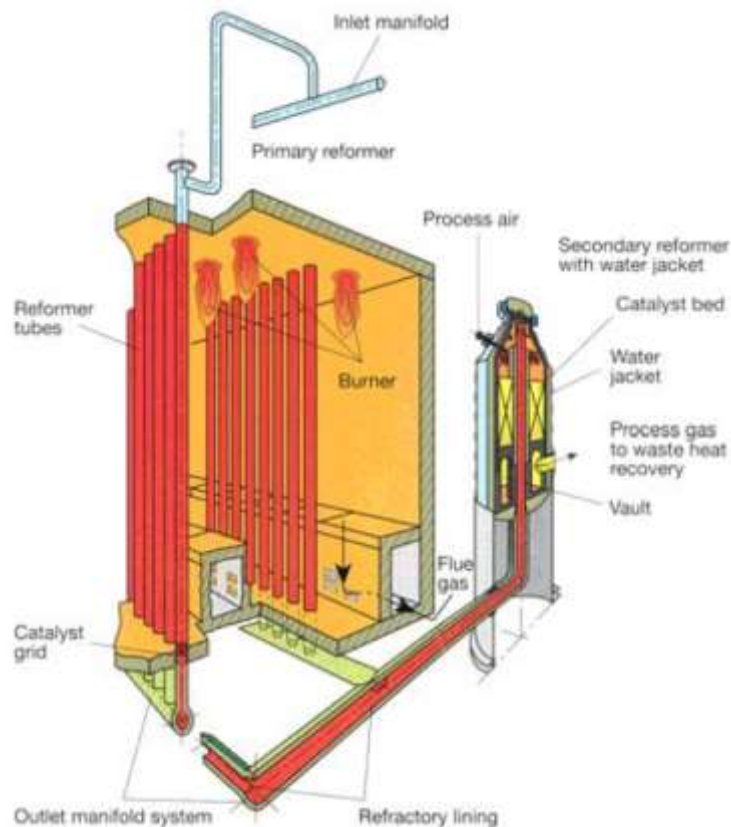
Stěnové hořáky jsou zpravidla injektorové a spalují plynné palivo. Obr. 133 zobrazuje detailně konstrukční uspořádání injektorových hořáků [65]. Regulovaná část průtočného množství primárního vzduchu je nasávána ejektorem s Venturiho trubicí a regulační clonou. Hnacím proudem je plynné palivo. Zbylá část spalovacího vzduchu, jehož množství lze regulovat nastavitelným registrem, je přiváděna do spalovacího prostoru v blízkosti hořákové hlavy. K nastavení celkového množství spalovacího vzduchu je tedy třeba nastavit správný poměr primárního a sekundárního vzduchu.



Obr. 133 Konstrukční uspořádání injektorových hořáků. [65]

Při zpracování ropy má vodík významnou roli při hydrogenacím odsíření paliv a při hydro-krakování těžších frakcí. Čpavek je základem velké části anorganické chemie. Velká část produkce vodíku a čpavku je založena na katalytickém reformování zemního plynu, které bývá prvním členem procesních technologií. Ve všech zmíněných technologiích nalézají injektorové hořáky své nezastupitelné technologické uplatnění, a to jak v nově budovaných zařízeních, tak zejména u rekonstruovaných pecí.

Na Obr. 134 je zobrazen řez radiační částí reformingové pece [66]. Směs metanu a páry je nastříkována do svazku trubek naplněných katalyzátorem. Ke konverzi dochází při teplotách přibližně 940 °C. Reakce mají endotermický charakter. Mezi řadami trubek jsou instalovány stropní injektorové hořáky. V závislosti na uspořádání pece se kapacita jednoho hořáku pohybuje kolem 650 kW.



Obr. 134 Základní uspořádání horké části primárního reformingu. [66]

5.2 TESTOVÁNÍ HOŘÁKU S DIFUZNÍM PLAMENEM

Tato část je věnována zkouškám monoblokového hořáku. Účelem zkoušek bylo porovnání konfigurace nově navrženého stupňovitého spalování s běžnou hořákovou hlavou. Další část zkoušek se zabývala porovnáním různých konstrukcí axiálního víříče. Testovaný hořák byl s difuzním plamenem spalující zemní plyn. Hořák je zobrazen na Obr.135. Jeho maximální výkon je 1,5 MW. Jako oxidant byl použit nepředehřátý spalovací vzduch. Hořák je navržen jako monoblokový s integrovaným ventilátorem. Tento typ hořáku se používá v podtlakových i přetlakových pecích, především v teplovodních a horkovodních kotlech. Původně byl hořák navržen s jednostupňovým přívodem jak paliva, tak spalovacího vzduchu. Emise NO_x se u tohoto typu hořáku pohybují v rozmezí od 50 do 70 ppm.

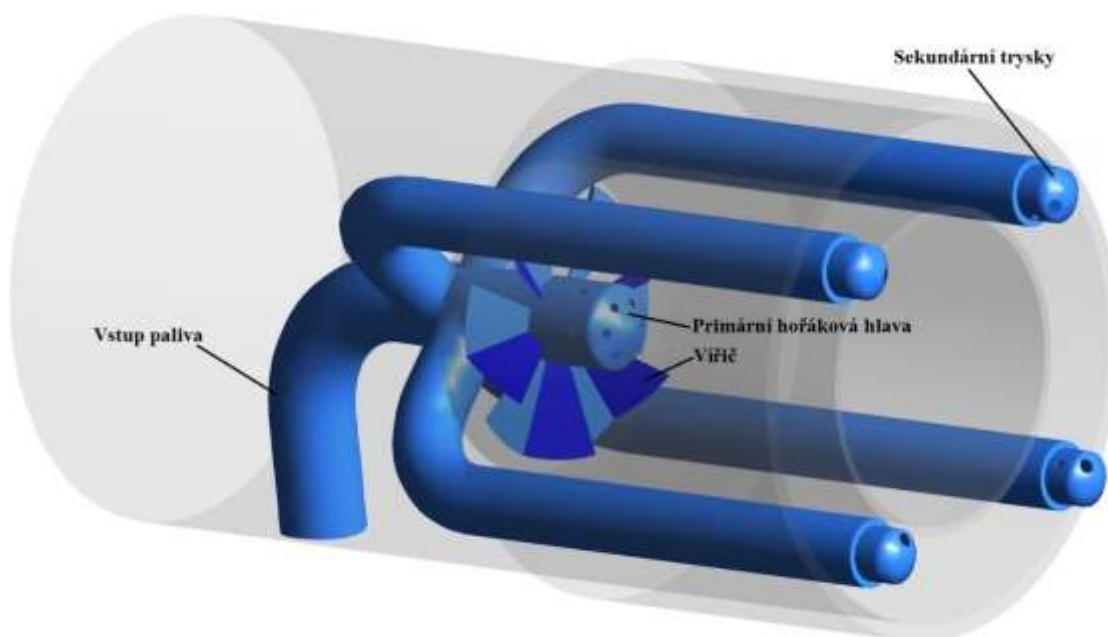


Obr.135 Testovaný monoblokový hořák.

Testování probíhalo na zkušebně hořáků VUT. Hlavní částí zkušebny je dvouplášťová horizontální vodou chlazená pec o vnitřním průměru 1 metr a délce 4 metry. Samotná komora je rozdělena do sedmi sekcí z důvodu chlazení. Každá sekce je vybavena senzory teploty a průtoku vody. To nabízí možnost vyhodnotit přenos tepla do stěny spalovací komory po délce plamene. Dalším pozitivním efektem rozdělení mezi-plášťového prostoru do sekcí je zlepšení cirkulace vody, čímž se snižuje riziko vzniku lokálního varu. Spalovací komora je opatřena podélně inspekčními otvory ve vzdálenosti 0,5 m od sebe, tj. osm inspekčních otvorů na každé straně, a dvěma inspekčními otvory na protilehlém čele, kterými lze pozorovat plamen na hořáku. Inspekční otvory mohou být dále využity k instalaci přídatné měřicí techniky, např. termočlánky, radiační sondy a jiné. Podrobný popis zkušebny lze nalézt v referenci [68].

V rámci experimentálních zkoušek byl testován tento hořák s nově navrženou hořákovou hlavou zobrazenou na Obr. 136. Tento hořák byl v provedení se stupňovitým přívodem paliva i spalovacího vzduchu. Výstup plynu z hořáku je realizován pomocí 12 primárních trysek a 8 sekundárních trysek. Primární trysky jsou vyvrtány do primární hořákové hlavy a jsou rozděleny do dvou kruhových řad. V první řadě je šest trysek o průměru 3 mm. Ve druhé řadě je osm trysek o průměru 2,6 mm. Maximální výkon primární části plynu je regulován průměrem omezovací clony.

Sekundární část plynového hořáku je provedena ze čtyř sekundárních trysek, které jsou pro účel testu v provedení s vrcholovým úhlem 0° a 30° . Každá sekundární hlava má dvě trysky. Výkonová tryska o průměru 6 mm je vyvrtána do čela, respektive do šikmé části. Druhá tryska o průměru 2,3 mm je vyvrtána do válcové části hlavy. Sekundární trysky je možné natáčet v tangenciálním směru. V referenční poloze jsou sekundární trysky nasměrovány do osy hořáku. Orientaci trysek lze tedy změnit jak ve směru proudění a rotace plamene, tak proti. Hořák je opatřen vířičem složeným z šesti šikmých lopatek a je umístěn na primární hořákové hlavě. Vzduchová část hořáku je rozdělena do dvou částí pomocí vloženého soustředného válce do spalovacího kanálu. Vhodným konstrukčním uspořádáním je rozdělen spalovací vzduch na primární a sekundární. Střední částí tohoto válce je přiváděn spalovací vzduch pro primární plamen. Zbývající spalovací vzduch je přiváděn k sekundárním tryškám v mezikruží, které je tvořeno vloženým válcem a spalovacím kanálem.



Obr. 136 Detail nového plynového hořáku.

5.2.1 PLÁN ZKOUŠEK

Zkouška spalování byla zaměřena na sledování kvality spalování a vlastnosti plamene. Měření a pozorované parametry zahrnují koncentraci emisí NO_x a CO ve spalinách, pozorování stability hoření, tvaru a barvy plamene. Zkoušky byly provedeny za podmínek koncentrace kyslíku 3% obj. v suchých spalinách (což odpovídá přebytku spalovacího vzduchu 1,15) a podtlaku ve spalovací komoře 100 Pa. Nejprve byla zkoušena konfigurace klasického hořáku s konvenční spalovací hlavou. U klasické konvenční hlavy byly sledovány zejména emise NO_x a přestup tepla do pláště komory. Pro porovnání byla následně zkoušena nová konstrukce plynového hořáku. Zkoušky nové konstrukce byly provedeny pro tyto nastavení:

- Dva typy víříče s různým úhlem sklonu lopatek (30° a 45°).
- Geometrie sekundárních trysek definované vrcholovým úhlem (0° a 30°).
- Natočení sekundárních trysek vzhledem k ose trysek (0° a 30°).
- Poměry primárního/sekundárního paliva definované velikostí omezovací clony.
- Poměry primárního/sekundárního vzduchu, které byly měněny zmenšováním/zvětšováním průtočné plochy kanálu pro sekundární vzduchu.
- Sledování tepelný tok do pláště komory.

5.2.2 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

V Tab. 4 jsou shrnuty výsledky zkoušek hořáku se standardní hlavou. Výsledky ukazují, že emise NO_x se pohybují na úrovni 59 až 70 ppm (přepočteno na 3% obj. v suchých spalinách). Účinnost přestupu tepla v radiační části se pohybuje od 48% do 54%, přičemž účinnost přestupu tepla se vzrůstajícím výkonem klesá.

Tab. 4 Výsledky měření při různých konfiguracích původní konfigurace hořáku.

Vířič	Výkon [kW]	NO _x [ppm]	Délka plamene [m]	Průměr plamene [m]	Teplota spalin [°C]	Efektivita přestupu tepla v radiální části. [%]
Standard	500	70	1,8	0,3	748	54,2
Standard	750	68	2,3	0,3	800	54,1
Standard	1000	61	2,8	0,4	880	53,1
Standard	1200	60	3	0,5	931	50,2
Standard	1400	59	3,5	0,6	970	47,8

V Tab. 5 jsou shrnuty klíčové výsledky ze zkoušek nové plynové konstrukce blokového hořáku při výkonu 1200 kW. Zkoušky byly nejdříve provedeny se sadou sekundárních trysek, u nichž byly otvory vyvrtány pod úhlem 30°. V případě, že výstupní proud plynu z trysek směřoval přímo do osy hořáku, tj. úhel natočení trysek byl 0°, a sekundární vzduchový kanál byl otevřen ze 100 %, emise NO_x nabývaly hodnoty 50 - 55 ppm (přepočteno na 3 % O₂ v suchých spalinách). Při natočení trysek o 30° a postupném uzavírání sekundárního vzduchového kanálu klesly NO_x na hodnotu 44 ppm (přepočteno na 3 % O₂ v suchých spalinách). Při všech testovaných nastavení byly emise CO do hodnoty 5 mg/mN³, plamen byl stabilní se zřetelně oddělenými oblastmi primárního a sekundárního spalování.

Tab. 5 Výsledky měření při různých konfiguracích nové konfigurace hořáku.

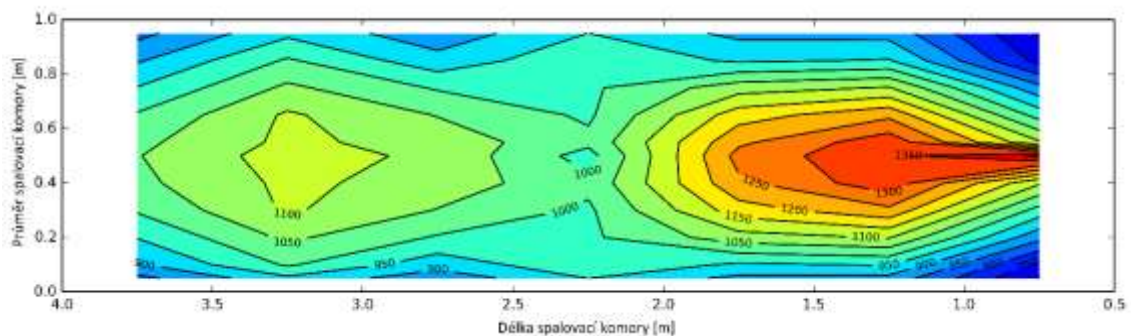
Vířič	Podíl primárního paliva	Vřeholový úhel sekundárních trysek	Rotace trysek	Podíl primárního vzduchu	NO _x [ppm]	Délka plamene [m]	Teplota spalin [°C]	Efektivita přestupu tepla v radiální části. [%]	S _G – Geometrické vírové číslo [-]
30°	20%	30°	0°	50%	55	2,8	830	54,2	1,1
30°	20%	30°	30°	50%	55	2,5	820	55	1,1
30°	20%	30°	30°	70%	45	2,3	815	55,3	1,1
30°	20%	30°	30°	80%	44	2,3	817	55,9	1,1
30°	20%	0°	0°	50%	43	3,2	850	51,5	1,1
30°	20%	0°	0°	75%	40	3,0	830	54,1	1,1
45°	17%	0°	0°	50%	44	3,2	835	54,2	0,8
45°	17%	0°	0°	75%	36	3,2	835	54,1	0,8
45°	17%	0°	0°	90%	30	3	825	58,1	0,8
45°	20%	0°	0°	50%	48	3,2	833	56,2	0,8
45°	20%	0°	0°	75%	46	3,2	835	56,6	0,8
45°	20%	0°	0°	90%	44	3,0	830	56,6	0,8
45°	20%	30°	0°	50%	49	3,1	830	56,8	0,8
45°	20%	30°	0°	75%	45	2,9	828	57,2	0,8
45°	20%	30°	0°	90%	43	2,7	825	57,5	0,8

Mírného zlepšení z hlediska emisí NO_x bylo dosaženo, pokud byla použita druhá sada sekundárních trysek, u nichž byly otvory vyvrtány pod úhlem 0° od osy hořáku. V tomto případě se pak hodnota NO_x pohybovala mezi 42 - 40 ppm. Při snižování podílu primárního paliva pod 20 % docházelo k nestabilitě hoření. Nestabilita se také projevila při zvyšování podílu primárního spalovacího vzduchu nad 80 %.

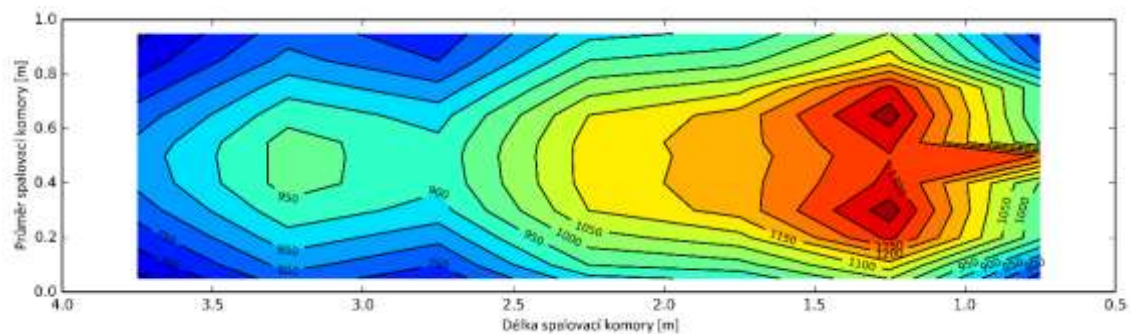
Při použití vířiče s úhlem sklonu lopatek 45° bylo možné dosáhnout větší stability zapalování i při použití menšího podílu primárního paliva. Podíl primárního paliva se postupně snižoval z 20 % až na 17 %. Emise NO_x klesly na hodnotu 37 ppm. Při tomto nastavení byly použity trysky s vrtáním 0° . Další zvyšování podílu primárního vzduchu snížil emise NO_x na úroveň 30 ppm. Plamen však začal vykazovat známky nestability.

Na Obr. 137 je znázorněn teplotní profil v axiálním řezu komorou pro původní hořákovou hlavu. Z uvedeného řezu je patrné, že největších teplotních špiček bylo dosaženo v jádru plamene. Nejvyšší teplotní špička měla hodnotu 1350°C . V této konfiguraci byly naměřena hodnota emisí NO_x 70 ppm.

Na Obr. 138 je zobrazen teplotní profil v axiálním řezu komorou při použití nové konstrukce plynového hořáku v konfiguraci vířiče s lopatkami pod úhlem 45° , podílem primárního paliva 17 % a úhlem vrtání trysky 0° . Je zde patrný tvar a délka plamene. Teplotní špičky jsou menší než v případě použití standardní hlavy. Teplotní pole vyšších teplot zaujímá větší oblast, což také odpovídá naměřeným vyšším přestupům tepla v radiační části komory.

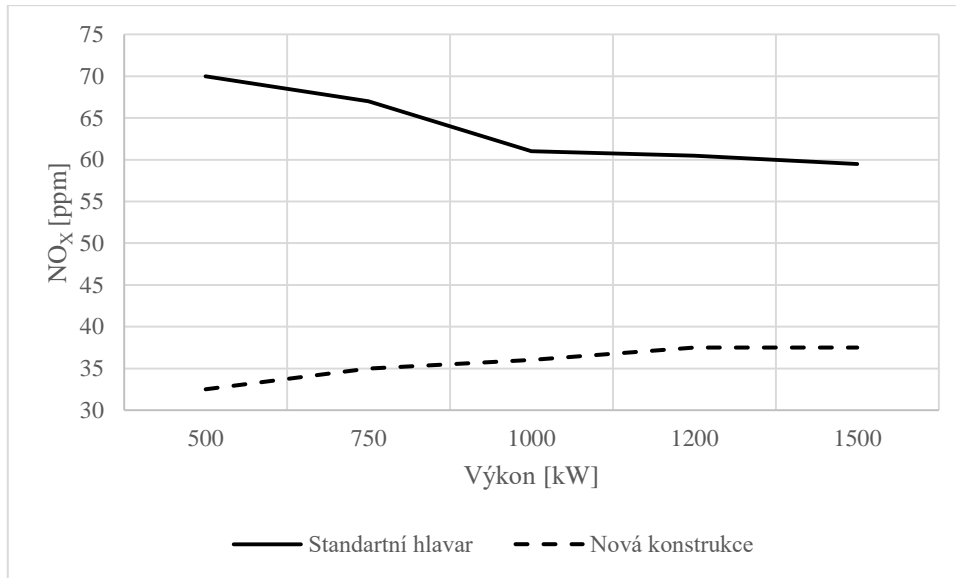


Obr. 137 Teplotní profil v axiálním řezu komory pro původní konfiguraci hořáku.



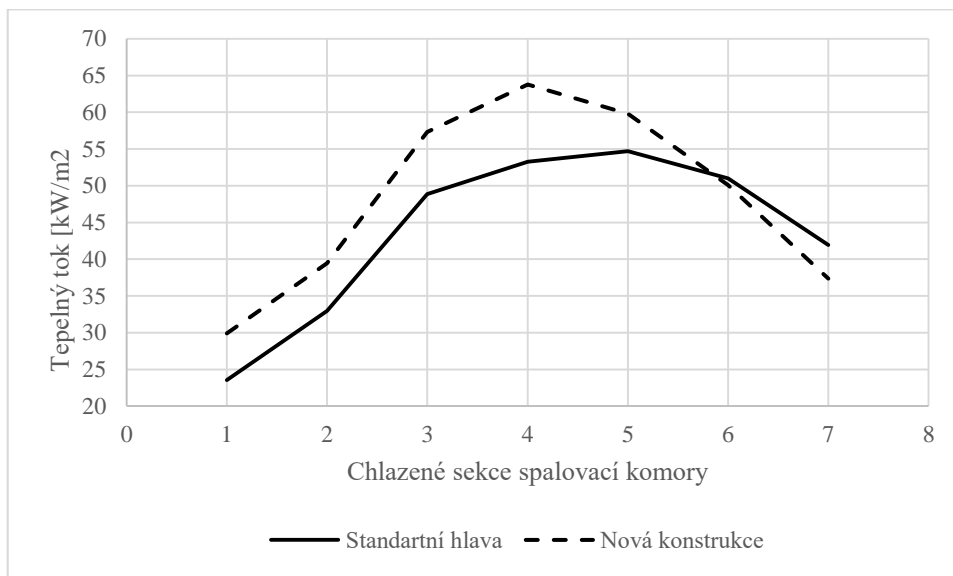
Obr. 138 Teplotní profil v axiálním řezu komory pro novou konfiguraci hořáku.

Obr. 139 znázorňuje průběh emisí NO_x pro standardní hlavu a novou konstrukci plynového hořáku. V případě standardní hlavy došlo se vzrůstajícím výkonem k poklesu emisí NO_x . V případě nové konstrukce hořáku emise NO_x se zvyšujícím se výkonem mírně rostly.



Obr. 139 Porovnání emisí NO_x standardní hlavy s novou konstrukcí plynového hořáku.

Na Obr. 140 je znázorněn přestup tepla v radiční části spalovací komory. Přestup tepla byl měřen v sedmi sekcích. Přestup tepla v případě standardní hlavice byl nižší v prvních šesti sekcích. V sedmé sekci byl naopak vyšší. Tento trend odpovídá i vyšší účinnosti přestupu tepla v radiční části ve prospěch nové konstrukce plynového hořáku.



Obr. 140 Tepelné toky hořáku se standardní hlavou a novou konstrukcí plynového hořáku.

Výsledky zkoušek ukazují, že stupňovitý přívod paliva a spalovacího vzduchu významně snižuje tvorbu emisí NO_x . Snižování těchto emisí bylo dáno snížením teplotních špiček

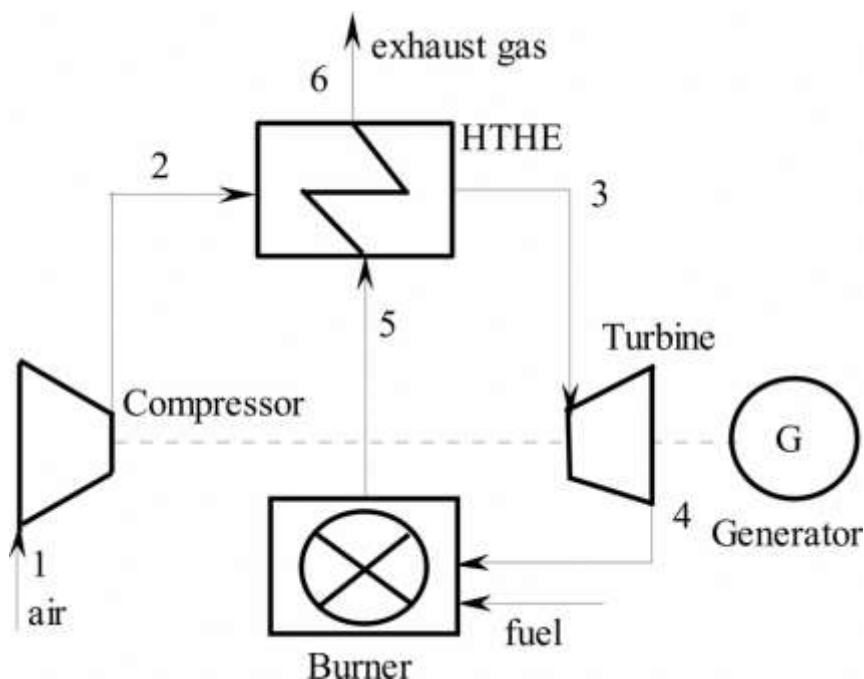
v plamenu. Přesto, že v tomto uspořádání byly dosahovány nižší teploty, přestup tepla byl účinnější díky kvalitnějšímu rozložení teplotního pole. Konstrukce víříče hrála významnou roli jak pro stabilitu plamene, tak pro vlastní kvalitu spalování. Nejlépe se osvědčil víříč s úhlem natočení 45° od radiální osy hořáku a se sekundárními tryskami s úhlem natočení 0° od axiální osy hořáku. Geometrické vírové číslo je však u tohoto nastavení nižší, než v případě víříče s úhlem natočení 30°. Tento výsledek je zdánlivě v rozporu s literaturou [62]. Skutečnost je však taková, že v případě víříče s úhlem natočení 30° docházelo při podílu primárního paliva k nestabilitě plamene vlivem vysoké rychlosti spalovacího vzduchu v relativně úzkém spalovacím kanálu. Pro dosažení stabilního hoření je u tohoto víříče použit větší podíl primárního paliva. Proto má tento typ víříče méně příznivé výsledky emisí. Hodnotu geometrického vírového čísla $S = 0,6$ překročili oba víříče a lze tedy tvrdit, že podmínky pro vytvoření vnitřní recirkulační zóny byly splněny.

Plynový hořák nové konstrukce byl úspěšně patentován (číslo dokumentu: 306285). Popis patentu je v příloze č. 3. V návaznosti na výzkum spalování s velmi nízkou produkcí polutantů byla úspěšně patentovaná další konstrukční varianta, která vykazuje vyšší stabilitu hoření (číslo dokumentu: 306247).

5.3 APLIKACE HOŘÁKU V PYROLÝZNÍ MIKROVLNNÉ JEDNOTCE

Pyrolýza biomasy mikrovlnnou technologií (*microwave assisted pyrolysis – MAP*) [69] představuje způsob, který pomocí mikrovlnného záření vyrábí jako hlavní produkt dřevěné uhlí. Dalšími produkty jsou pak syntézní plyn a bio-olej. Tyto produkty lze využít jako palivo pro výrobu elektrického proudu. V referenci [70] je popsána MAP jednotka s kapacitou 3000 kg/h zpracovávaného materiálu obsahující lignin, který za pomoci vhodného katalyzátoru vyprodukuje vedlejší produkt, tj. palivo. Takto získané palivo lze pak použít ke generování až 10,87 t/h přehřáté páry. Při aplikaci parní turbíny spojené s generátorem elektrické energie může jednotka produkovat až 1,6 MWel. V současné době je provozováno obdobné zařízení mikrovlnné pyrolýzy, označené jako fm90 [69], které zpracovává 500 kg/h suroviny a je založeno na stejné technologii jako MAP s kapacitou 3000 kg/h [71]. Toto zařízení v současnosti nevyužívá vedlejších produktů pro výrobu energií. Pro tento případ je však vhodnější, aby uspořádání energetické jednotky bylo založeno na principu plynové turbíny s otevřeným pracovním cyklem (*indirectly fired gas turbine – IFGT*).

Na Obr. 141 je zobrazeno zjednodušené schéma procesu otevřeného pracovního cyklu plynové turbíny [72]. Pracovní médium, kterým nemusí být nutně vzduch, je cirkulováno v systému bez jakékoliv výměny hmoty s okolním prostředím. Teplo je přiváděno a odváděno pomocí tepelných výměníků. Toto uspořádání je vhodné pro generování elektrické energie v technologiích zpracování biomasy nebo také pro zplyňovací procesy.



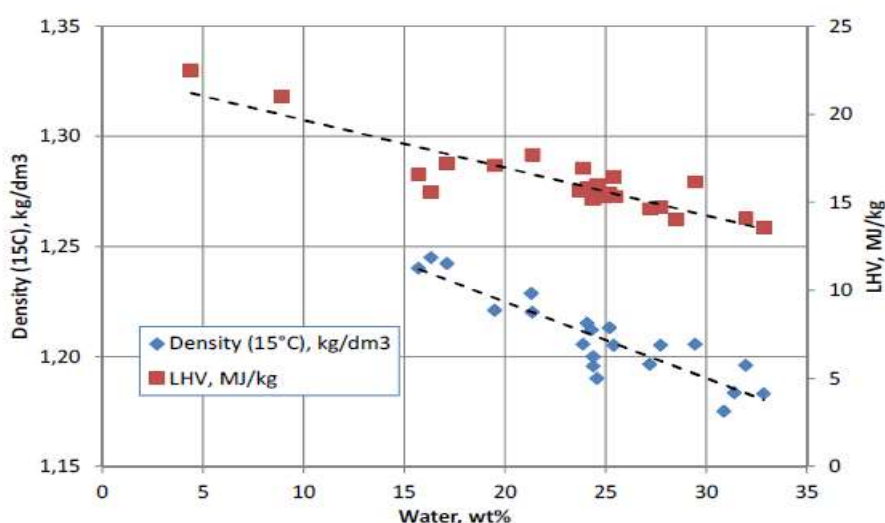
Obr. 141 Schéma uspořádání výroby elektrické energie turbínou.[73]

V roce 1980, kdy byl tento proces popsán, bylo použití této technologie omezeno z několika důvodů. Byla omezená dostupnost výměníků tepla pro vysokoteplotní aplikace. Další překážkou pro použití této technologie byl i typ použitého paliva.

V poslední době však vývoj a možnosti využití této technologie znovu ožívají. Otevírá se zde možnost využití nové třídy plynových turbín – výše uvedeného typu IFGT.

5.3.1 PALIVO

Dle reference [69] produkuje technologie MAP dřevěné uhlí, bio-olej a syntézní plyn. Pokud vyjádříme množství produkce v číslech, pak vstupnímu množství 500 kg/h suroviny odpovídá produkce dřevěného uhlí 255 kg/h, bio-oleje 147 kg/h a syntézní plynu 98 kg/h. Předpokládá se, že syntézní plyn a bio-olej bude využity jako palivo. Syntézní plyn se skládá z vodíku, oxidu uhelnatého a uhličitého, metanu a nízkého podílu těžších uhlovodíků. Výhřevnost se pohybuje v rozmezí od 19 MJ/kg až do 23 MJ/kg. Pro výpočty je vybrána hodnota 20 MJ/kg. Hustota a výhřevnost bio-oleje je silně závislá na obsahu vody. Pro obsah vody 10 % hmotnostních je hodnota výhřevnosti 20 MJ/kg, viz Obr. 142.



Obr. 142 Závislost výhřevnosti a hustoty bio-oleje na obsahu vody. [69]

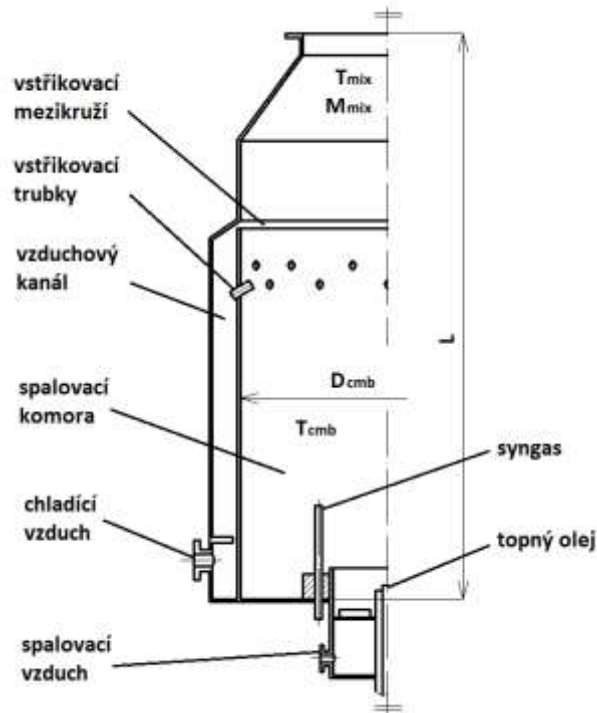
Tyto hodnoty umožňují stanovení tepelného výkonu v kW. Odpovídající hodnota pro syntézní plyn je 544 kW, pro bio-olej odpovídá hodnotě 817 kW. Tato jednotka tedy může získat z vedlejších produktů až 1361 kW. Nicméně, provoz zařízení fm 90 společně s pomocnými soubory spotřebuje kolem 400 kW elektrické energie. Pro tento výkon je plynová účinnost cca 25 %. Z této úvahy je tedy patrné, že pro energetickou jednotku je potřebné dodat tepelnou energii v hodnotě 1600 kW (špičkově až 2000 kW). Tuto potřebu je možné zajistit dodatečným palivem, např. topným olejem. Při očekávané výhřevnosti topného oleje 42 MJ/kg to znamená dotovat výrobu elektrické energie 20 kg/h topného oleje.

5.3.2 VZDUCHEM CHLAZENÝ HOŘÁK

Vzhledem k vysokým teplotám, které nejsou vhodné k přímému použití v plynových turbínách, bylo navrženo níže popsané zařízení s hořákem se vzduchem chlazeným plamenem.

Podrobně je toto zařízení popsáno v referenci [69]. Účelem této části je ukázat na možnosti optimalizace teploty spalin. Obr. 143 zobrazuje řešení. První část tvoří spalovací komora, jejíž plášť je chlazen vzduchem. Rozložení teplot podél spalovací

komory závisí na tvaru plamene. Část chladicího vzduchu je přiveden do první chladicí zóny pomocí šikmo umístěných trubek. Zbývající chladicí vzduch je přiveden do druhé chladicí zóny přes obvodovou štěrbinu (mezikruží.) Výsledná teplota spalin je dána tepelnou bilancí. Proto je požadovaná teplota spalin řízena průtočným množstvím chladicího vzduchu.



Obr. 143 Schéma hořáku chlazeného vzduchem.

Reference [69] uvádí způsob určování teploty spalin na výstupu ze spalovací komory. Intenzita vzájemného sdílení tepla závisí na sálení horkých plynů a na emisivitě plynů. Z kvantitativního hlediska je potřebné uvažovat se zpětným zářením, které není pohlceno povrchem chladiče. Takto absorbované teplo odpovídá poměru plochy komory k celkové vnitřní ploše. Tento jev se nazývá „spackled surface“ - skvrnitý povrch.

Přenos tepla sáláním je velice důležitý. Plyny s nepolárními molekulami, např. O_2 a N_2 , jsou v podstatě transparentní pro přenos tepla sáláním. Další plyny jako jsou CO_2 , H_2O a NH_4 záření nejen emitují, ale i absorbují. Emisivita je funkcí jmenovaných plynných složek, je závislá na parciálních tlacích, délce paprsku záření a teplotě. Při spalování uhlovodíků, včetně bio-oleje a syntézního plynu, jsou hlavními produkty spalování CO_2 a H_2O . Jejich parciální tlak je dán přebytkem vzduchu v konkrétním místě. Délka paprsku je dána „vzdáleností plamene a komory“. U válcové komory je určována průměrem. Hodnoty emisivity pro plynné a kapalné palivo lze nalézt v tabulkách pro danou teplotu, parciální tlak CO_2/H_2O , délku paprsku a dané palivo.

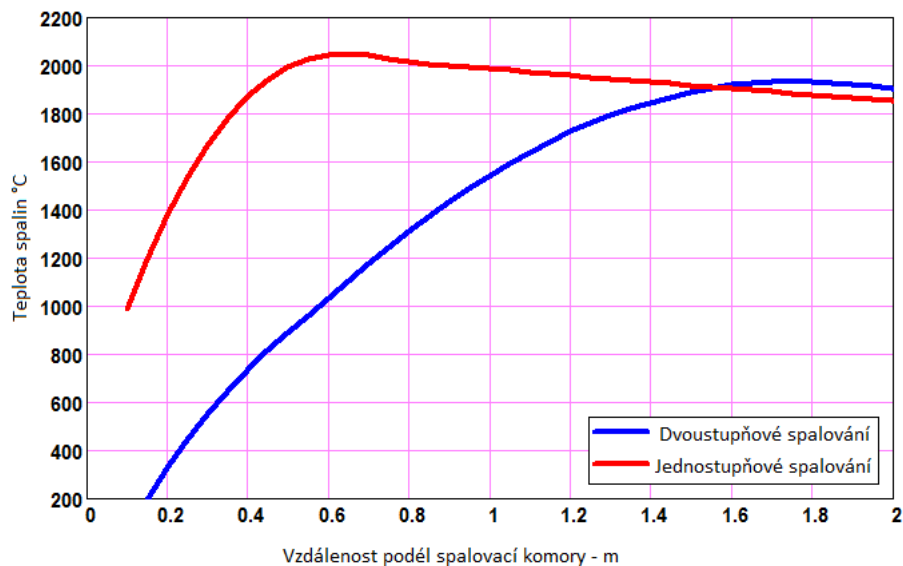
Existuje několik metod popisujících procesy, které probíhají ve spalovací komoře. Jedna z metod je nazývána jako pístový tok. Pístový tok vyjadřuje jednorozměrně rozložení teploty podél spalovací komory. Přestože tato metoda nerespektuje vlivy zpětného proudění v obálce plamene způsobené např. vířením, je tento způsob dostatečný pro

stanovení velikosti spalovací komory z průběhu teplot, charakteristik sdílení tepla a rozložení nástřiku paliva.

Model s pístovým tokem ve spalovací komoře si lze představit jako válec, který můžeme rozdělit na několik segmentů. Pro každý z těchto segmentů se poté určí lokální tepelný tok ze spalín a přestup tepla stěnou spalovací komory. Uvažuje se, že teplota na vstupu do prvního segmentu je 20°C. Níže symbolicky znázorněná algebraická rovnice představuje tepelnou bilanci prvního segmentu.

$$\text{Tepelný zdroj} = \text{absorbované teplo} + \text{teplo spalín} + \text{tepelné ztráty}$$

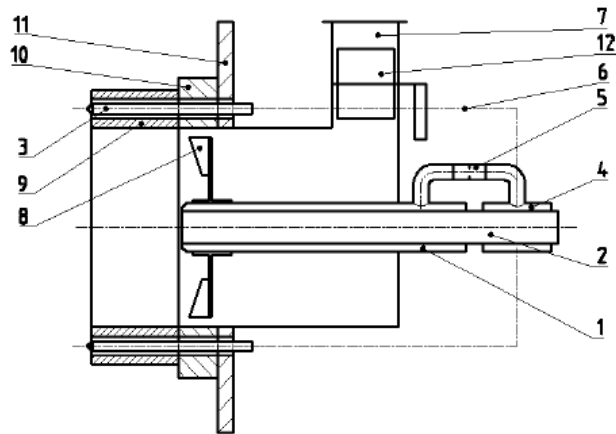
Stejný přístup je aplikován na další segment. Výsledkem je teplotní profil podél spalovací komory. Uvolňování tepla radiací je v neposlední řadě ovlivněno způsobem spalování. Rozdílnost je patrná zejména v případě jednostupňového a dvoustupňového spalování plynného paliva. Obr. 144 znázorňuje porovnání průběhu teploty spalín podél spalovací komory pro tyto dva způsoby spalování.



Obr. 144 Porovnání plynového hořáku v jedno a dvoustupňovém provedení.

Z Obr. 144 je zřejmé, že dvoustupňové spalování snižuje teplotní špičky a tedy i tvorbu nežádoucích oxidů dusíku. Z výše popsaných jevů vyplývá, že i přes nižší teploty spalín při dvoustupňovém spalování může být přestup tepla do pláště efektivnější, než v případě jedno-stupňového spalování. Tento výsledek potvrzují i závěry zkoušek, které byly uvedeny v kapitole 5.2.2.

Pro současné spalování syntézního plynu s bio-olejem (viz výše) bude vhodné využít technologie dvoustupňového spalování.

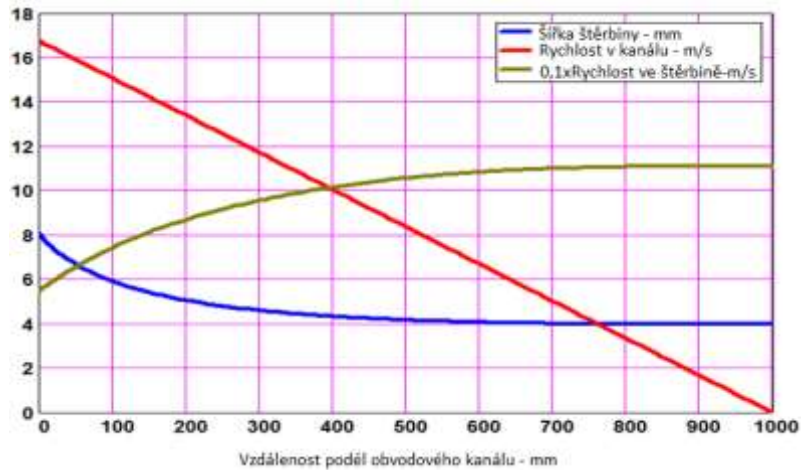


Obr. 145 Schéma navrženého hořáku s dvoustupňovým spalováním.

Na Obr. 145 je znázorněn hořák s dvoustupňovým spalováním. Primární plynový hořák **2** je tvořen hořákovou hlavou, na které je připevněn víříč **8**. Středem plynového hořáku **2** se instaluje olejový hořák. Součástí plynového hořáku jsou sekundární plynové trysky **3**. Sekundární trysky prochází přes hořákovou tvarovku **9** a jsou napojeny na distributor plynu **4** pomocí schematicky znázorněných kovových hadic **6**. Hořák má nucený přívod spalovacího vzduchu. Spalovací vzduch vstupuje vzduchovým kanálem **7** a průtok je možné regulovat pomocí vzduchové klapky **12**. Clona **5** rozděluje palivo dle požadovaného poměru do primárního a sekundárního stupně. Víříč **8** je tvořen lopatkami, které generují vířivý tok, čímž je umožněna zpětná recirkulace spalin. Zpětnou recirkulaci dochází ke stabilizaci plamene. Příruba **11** zajišťuje montáž hořáku na spalovací zařízení.

Pro navržené uspořádání znázorněné na Obr. 143 je důležitý přívod chladicího vzduchu. Pro uvažovaný tepelný výkon 1594 kW a teplotu plamene 1950 K, je chladicí vzduch dodáván kompresorem při tlaku 120 kPa, g, teplotě 36 °C a průtočném množství 1,307 kg/s. Teplota 950 °C je maximální teplota směsi, která vystupuje ze zařízení.

Vzduch ze šroubového kompresoru vstupuje do rozdělovací komory, která je tvořena vnitřním a vnějším pláštěm. Proud vzduchu se rozdělí do dvou obvodových větví. Mezi hranou vnějšího a vnitřního pláště je řídicí štěrbinu s proměnou šířkou, kterou vzduch proudí do rozdělovacího kanálu. Toto uspořádání zajišťuje stejné průtočné množství vzduchu na jednotku obvodu. Obr. 146 ukazuje šířku štěrbinu a charakteristické rychlosti v rozdělovací komoře.



Obr. 146 Šířka štěrbin a charakteristické rychlosti v rozdělovací komoře.

Teplota spalin, které vstupují do první chladicí zóny je výše uvedených 950 °C. Po obvodu vnitřního pláště je umístěno 24 skloněných trubiček, kterými proudí chladicí vzduch. Světlost trubiček je 18 mm, což odpovídá ochlazení proudu na teplotu 1400 °C. Poté směs vstupuje do druhé chladicí zóny. Zde je průtočné množství chladicího vzduchu řízeno šířkou obvodové štěrbin. Šířka štěrbin 5 mm opět odpovídá požadované výstupní teplotě směsi 950 °C.

Výše popsaný hořák je tvořen z několika unikátních technických řešení, které umožňují spalovat výše popsané nestandardní paliva. Tato řešení jsou chráněna patenty a užitnými vzory. Plynový hořák je technicky řešen dvěma způsoby. První způsob je řešen výše popsaným dvojstupňovým spalováním. Toto řešení je chráněno evropským patentem (dokument EP přihlášky: 2853813). Patent je uvedený v příloze 3. V roce 2017 byl podán patent hořákové hlavy, která může být do tohoto hořáku aplikována v případě použití nízko-výhřevných paliv (číslo přihlášky: 2017-33405) – příloha č. 4. Pro spalování kapalných pyrolýzních olejů a nestandardních kapalných paliv byl na vyvinut a ověřen nový typ olejového rozprašovače typu YE – trysky. Tento olejový rozprašovač je chráněn českým patentem a byla podána evropská přihláška patentu (číslo zápisu: 29757) – příloha č. 5. V neposlední řadě je v uvedeném hořáku použit stabilizační hořák s patentově chráněnou hlavou stabilizačního hořáku, která splňuje vysoké nároky na stabilitu hoření (číslo zápisu: 29757).

6 ZÁVĚR

Cílem práce bylo seznámit se s problematikou konstrukčních parametrů při návrhu procesního hořáku, zejména pak s ohledem na stabilitu a parametry hoření. Práce shrnuje způsoby stabilizace plamene. V této části je soustředěna pozornost na základní mechanizmy a konstrukční řešení s ohledem na nízkou tvorbu nežádoucích polutantů. V další části práce jsou popsány dva navržené hořáky s nízkou koncentrací emisí oxidů dusíku a oxidu uhelnatého. Hořák s před-mísenou směsí je rozpracován do konstrukčního návrhu. V této části je také popsán nový způsob řešení konstrukce a následný výpočtový postup návrhu injektorového hořáku s instalovanými vířiči. V hořáku je instalován axiální vířič v hořákové hlavě pro první stupeň spalování, dále pak radiální vířič v druhém stupni a další axiální vířič ve vzduchovém kanálu druhého stupně. Tyto vířiče v konečném důsledku vytvoří vír s hodnotou vírového čísla $S = 1,63$. Vírové číslo o této hodnotě je zárukou kvalitního promíchání plyno-vzdušné směsi a vytvoření dostatečné vnitřní recirkulace spalin s významným stabilizačním účinkem. Pro tento hořák byla podána patentová přihláška PV 2016-271. Zkoušky vlivu konstrukce na parametry hoření byly provedeny na navrženém hořáku s difuzním plamenem. Pro porovnání výsledků byl nejprve testován jednostupňový typ hořákové hlavy. Výsledky těchto testů ukázaly, že emise NO_x se pro jmenovitý výkon tohoto hořáku pohybují na úrovni 70 ppm (přepočteno na 3% obj. v suchých spalinách). Další varianta zkoušek hořáku byla provedena s nově navrženým stupňovitým přívodem paliva a spalovacího vzduchu ve stejném spalovacím kanálu (patent č. CZ 306285 B6). Výsledky testů ukazují, že v případě použití jak stupňovitého přívodu paliva, tak spalovacího vzduchu, dochází ke snižování emisí NO_x . Snižování emisí dochází vlivem snížení teplotních špiček v plamenu. Testy zároveň ukazují, že účinnost přestupu tepla v radiální části komory se zvyšuje díky tomu, že se zvětšila oblast s vyšší teplotou plamene. Výrazný vliv na přestup tepla v radiální části měla i délka plamene. Kratší plamen zvyšoval její účinnost. Nejnižších emisí NO_x bylo dosaženo při nejnižším podílu primárního paliva a zároveň nejvyšším podílu primárního spalovacího vzduchu. Při této konfiguraci byly naměřeny emise NO_x na úrovni 30 ppm. Při tomto nastavení se však začala projevovat nestabilita hoření. Při těchto zkouškách byl také sledován vliv vírového čísla na stabilitu hoření. Ukázalo se, že vírové číslo s vyšší hodnotou může snižovat emise NO_x , ale zároveň může snižovat stabilitu plamene vlivem vysokých rychlostí proudění paliva a spalovacího vzduchu. V další části práce je uveden příklad aplikace výše popsaných poznatků spalování v pyrolýzní jednotce, která zpracovává biomasu mikrovlnou technologií. Pro tuto jednotku byl navržen olejo-plynový hořák o tepelném výkonu 2 MW, který je tvořen několika unikátními technickými řešeními, které jsou chráněny třemi patenty a užitným vzorem (EP2853813A1, CZ306669B6, CZ305842B6, CZ30593U1). Tento hořák bude spalovat vedlejší produkty pyrolýzy, tzv. bio-olej a syntézní plyn. Součástí řešení spalovacího systému, pro tyto paliva, je návrh chladicí komory, která chladí výstupní teplotu spalin pomocí chladicího vzduchu na požadovanou teplotu 950 °C. Následně je tato směs využita pro výrobu elektrické energie v plynové turbíně s otevřeným pracovním cyklem.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Zastoupení způsobů výroby energie na celkové produkci. [1].....	8
Obr. 2	Plamen s před-mícháním paliva a plamen při difuzním hoření. [12].....	10
Obr. 3	Závislost koncentrace a teploty plamene v závislosti na vzdálenosti od hořáku... [11].....	11
Obr. 4	Laminární difuzní plamen: [12].....	11
Obr. 5	Model difuzního spalování jedno-tryskového kapalinového hořáku: [11].....	12
Obr. 6	Struktura plamene rozprášeného kapalného paliva: [11].....	12
Obr. 7	Schéma dějů při spalování kapičky paliva. [11].....	13
Obr. 8	Vliv proudění na proces hoření. [11].....	13
Obr. 9	Ilustrace proudnic za kapičkou. [14].....	14
Obr. 10	Rozložení proudnic pro před-míchaný plamen Bunsenova hořáku. [15].....	14
Obr. 11	Přechod z laminárního do turbulentního plamene. [15].....	15
Obr. 12	Zvětšování šířky plamene s rostoucí turbulentní složkou rychlosti. [15].....	15
Obr. 13	Přehled postupů atomizace kapalných paliv [16].....	16
Obr. 14	Tvorba kapiček při pneumatickém rozprašování. [17].....	17
Obr. 15	Příklady trysek s atomizéry [16].	18
Obr. 16	Tryska s pneumatickým rozprašováním [16].....	18
Obr. 17	Průměr kapek na rozložení jejich velikosti. [18].....	19
Obr. 18	Aproximace průměru kapky na způsobu atomizace. [14].....	19
Obr. 19	Vztah mezi středním objemovým průměrem kapičky, hydraulickým tlakem a tlakem atomizačního vzduchu. [18].....	20
Obr. 20	Rozložení velikosti kapek na koncentraci škodlivých emisí. [4].....	21
Obr. 21	Závislost minimální zápalné teploty. [17].....	22
Obr. 22	Oblast kritického objemu spalin ze zapalovacího výboje. [20].....	22
Obr. 23	Závislost minimální zápalné energie na obsahu metanu ve vzduchu.[20].....	23
Obr. 24	Výboj jiskřiště. [23].....	24
Obr. 25	Schéma konfigurace jiskřiště. [23].....	25
Obr. 26	Zapalovací systémy. [23].....	25
Obr. 27	Úspěšnost zapálení v závislosti na pozici výboje a paprsku hořlavé směsi. [20] ..	26
Obr. 28	Mapa míst, kde by měl být umístěn výboj. [20].....	26
Obr. 29	Stabilizační hořák ZMI. [24].....	27
Obr. 30	Stabilizační hořáky středních výkonů. [23].....	27
Obr. 31	Posuvný pilotní hořák. [25].....	28
Obr. 32	Posuvný pilotní hořák jiného provedení. [25].....	28
Obr. 33	Typické uspořádání vertikálních hořáků. [19].....	29
Obr. 34	Typické uspořádání horizontálních hořáků. [19].....	29
Obr. 35	Nákres uspořádání zapalování třídy 3 u olejového hořáku. [19].....	30
Obr. 36	Spektrální diagram. [19].....	31
Obr. 37	Pásma plamene pro jednotlivá spektra. [19].....	31
Obr. 38	Optická metoda pro detekci plamene s optickými kabely. [19].....	32
Obr. 39	Optická metoda pro detekci plamene s přímou detekcí. [19].....	32
Obr. 40	Sestava pilotního hořáku s iniciací výbojem a senzorem plamene. [26].....	33
Obr. 41	Experimentální soustava. [27].....	33
Obr. 42	Experimentální soustava. [27].....	34
Obr. 43	Závislost rychlosti hoření plamene na rychlosti proudění. [27].....	35
Obr. 44	Závislost proudění na vírovém čísle.....	35
Obr. 45	Podmínky hoření pro difuzní plamen. [27].....	36
Obr. 46	Podmínky pro různé stavy procesu hoření. [2].....	36

Obr. 47	Nákres metody šterbinového hořáku. [28]	37
Obr. 48	Měřicí trasa hořáku Bunsen. [28].....	38
Obr. 49	Metoda mýdlové bubliny. [28].....	39
Obr. 50	Zrcadlově orientovaných difuzních hořáků. [28].....	39
Obr. 51	Závislost rychlosti hoření na stechiometrickém poměru zemní plyn – spalovací vzduch. [28].....	39
Obr. 52	Postupný vznik a růst turbulence. [8].....	40
Obr. 53	Doporučené Reynoldsovo číslo pro spalování daného typu paliva. [29].....	41
Obr. 54	Závislost faktoru turbulence na Reynoldsově čísle.....	42
Obr. 55	Výkonové spektrum turbulence. [7].....	43
Obr. 56	Velikosti jednotlivých složek energie. [31].....	44
Obr. 57	Časové úseky difuzního plamene. [32]	45
Obr. 58	Závislost kvadrátu průměru kapičky na čase. [33].....	46
Obr. 59	Příklad výpočtového postupu.	48
Obr. 60	Odpařovací konstanta pro vybraná paliva. [34]	49
Obr. 61	Efektivní hodnoty odpařovací konstanty. [33].....	51
Obr. 62	Závislost ekvivalentní rychlosti hoření na průměru kapiček.	52
Obr. 63	Uspořádání atomizační trysky. [35]	53
Obr. 64	Distribuce průměrů kapiček podle vzdálenosti od osy trysky. [35].....	53
Obr. 65	Distribuce průměrů kapiček podle vzdálenosti od osy trysky. [35].....	53
Obr. 66	Umístění měřících přístrojů u Jet-wall stagnation. [37].....	55
Obr. 67	Rychlost hoření vs. ekvivalentní poměr pro letecký benzín. [37].....	56
Obr. 68	Rychlost hoření vs. ekvivalentní poměr pro naftu a PME. [37].....	56
Obr. 69	Proudění při spalování bionafty. [37].....	57
Obr. 70	Závislost přiváděného a odváděného tepla na teplotě. [3]	60
Obr. 71	Turbulentní oblast kolem fronty plamene. [39]	61
Obr. 72	Turbulentní proudění ve 2. režimu. [39]	62
Obr. 73	Turbulentní proudění ve 3. režimu. [39]	62
Obr. 74	Závislost Damkholerova čísla na Reynoldsově čísle [8]	63
Obr. 75	Interakce mezi prouděním a okrajem trysky. [40]	64
Obr. 76	Závislost poměru paliva na gradient rychlosti. [41].....	65
Obr. 77	<i>Proudění v trysce. [6].....</i>	67
Obr. 78	Vizualizace úplavu plamene. [42].....	67
Obr. 79	Relativní délka recirkulační zóny. [43].....	68
Obr. 80	Chování úplavu při blokaci průtoku. [6].....	69
Obr. 81	Vliv geometrie obtékaného tělesa na charakteristiky úplavu. [44].....	70
Obr. 82	Nestabilita plamenu v úplavu. [45]	71
Obr. 83	Závislost Damkohler a Reynoldsova čísla. [42].....	72
Obr. 84	Limit odtržení plamene. [47].....	73
Obr. 85	Rychlostní pole na výstupu z trysky do spalovací komory, kde vystupujícímu proudu je udělen rotační pohyb. [8]	75
Obr. 86	Závislost vírového čísla na poměru jmenovaných složek rychlosti. [48]	76
Obr. 87	Vliv víření na tvorbu NO _x . [51].....	78
Obr. 88	Vliv intenzity vírů, vírové číslo, na tvar plamene a způsob proudění uvnitř i mimo obálku plamene. [9].....	78
Obr. 89	Průtočná množství zpětného proudění za studena a při hoření. [52]	79
Obr. 90	Srovnání proudových podmínek v případě vírového proudění s úplavem za diskem. [52]	80

Obr. 91	Vířič s radiálním přívodem vzduchu a průtokem nastavitelnými usměrňovacími bloky [53].....	80
Obr. 92	Zdvojený koncentrický vířič. [53].....	81
Obr. 93	Low - NO _x hořák. [54].....	81
Obr. 94	Produkce emisí u Low – NO _x hořáku s nízkou hodnotou vírového čísla [54].	82
Obr. 95	Vířič s nastavitelným úhlem lopatek [35].	83
Obr. 96	Uspořádání „low – NO _x “ hořáku. [49].....	84
Obr. 97	Pohled na axiální vířič uvnitř hořáku. [49]	85
Obr. 98	Trasér se sondou. [49]	85
Obr. 99	Trasér s elektronikou na měřící trase. [49].....	86
Obr. 100	Modely proměřených vířičů. [49]	86
Obr. 101	Znázornění měřícího plánu.[49].....	87
Obr. 102	Obtékání zaobleného povrchu profilu křídla vzduchem. [55].....	88
Obr. 103	Silové působení vzduchu na obtékané těleso a tělesa na vzduch. [55]	88
Obr. 104	Coanda efekt. [8]	89
Obr. 105	Uspořádání zkušebního hořáku. [8]	89
Obr. 106	Proudové pole hořáku Coanda. [8].....	90
Obr. 107	Rychlostní pole u dna spalovací komory. [8].....	91
Obr. 108	Vrstevnice isoterm. [8].....	91
Obr. 109	Hlavní prvky hořáku typu „volná tryska“. [56].....	92
Obr. 110	Stabilizace plamene vnitřními žhavenými lištami. [56].....	93
Obr. 111	Uspořádání hořáku v radiační komoře při spalování zemního plynu. [56].....	93
Obr. 112	Stabilizace plamene vnějšími žhavenými lištami. [56].....	94
Obr. 113	Vztah mezi stabilitou a emisemi. [57].....	95
Obr. 114	Závislost tvorby NO _x na teplotě. [58]	96
Obr. 115	Vztah mezi koncentracemi CO, NO _x a ekvivalentním poměrem. [58].....	97
Obr. 116	Závislost tvorby NO _x a CO na přebytku spalovacího vzduchu. [43].....	98
Obr. 117	Hořák. [59]	99
Obr. 118	Oxidační zóny rychlostí difuze a koncentraci kyslíku. [60].....	100
Obr. 119	Srovnání obvyklého uspořádání hořáku s hořákem s přívodem paliva samostatnými tryskami. [60]	100
Obr. 120	Uspořádání „Ultra-Low-Emission Burners“. [61]	101
Obr. 121	Měření teplotních polí po optimalizačních úpravách hořáku. [61]	102
Obr. 122	Vektory rychlosti v radiační komoře pece. [61].....	103
Obr. 123	3D model injektorového hořáku.....	104
Obr. 124	Řez injektorovým hořákem.	105
Obr. 125	Půdorys injektorového hořáku.	106
Obr. 126	Řez injektorovým hořákem – 3D model	107
Obr. 127	Schéma proudu paliva a spalovacího vzduchu [62].	108
Obr. 128	Proudění s hodnotou vírového čísla nižším než 0,4 [62].	110
Obr. 129	Proudění s hodnotou vírového čísla vyšším než 0,6 [62].....	110
Obr. 130	Provedení injektorového hořáku s přisáváním plynného paliva. [63].....	112
Obr. 131	Schéma produkce etylenu/propylenu. [65].....	113
Obr. 132	Hořáky ve stěně pyrolýzní pece. [64].....	113
Obr. 133	Konstrukční uspořádání injektorových hořáků. [65].....	114
Obr. 134	Základní uspořádání horké části primárního reformingu. [66]	115
Obr.135	Testovaný monoblokový hořák.	116
Obr. 136	Detail nového plynového hořáku.	117
Obr. 137	Teplotní profil v axiálním řezu komory pro původní konfiguraci hořáku.	119

Obr. 138	Teplotní profil v axiálním řezu komory pro novou konfiguraci hořáku.	119
Obr. 139	Porovnání emisí NO _x standardní hlavy s novou konstrukcí plynového hořáku. .	120
Obr. 140	Tepelné toky hořáku se standardní hlavou a novou konstrukcí plynového hořáku.	120
Obr. 141	Schéma uspořádání výroby elektrické energie turbínou.[73].....	122
Obr. 142	Závislost výhřevnosti a hustoty bio-oleje na obsahu vody. [69].....	123
Obr. 143	Schéma hořáku chlazeného vzduchem.....	124
Obr. 144	Porovnání plynového hořáku v jedno a dvoustupňovém provedení.	125
Obr. 145	Schéma navrženého hořáku s dvoustupňovým spalováním.....	126
Obr. 146	Šířka štěrbin a charakteristické rychlosti v rozdělovací komoře.....	127

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vlastnosti vybraných paliv. [21]	23
Tab. 2 Základní vlastnosti a složení leteckého benzínu, nafty, PME a RME. [37].....	55
Tab. 3 Srovnání vírových čísel proměřených vířičů. [49].....	87
Tab. 5 Výsledky měření při různých konfiguracích původní konfigurace hořáku.....	118
Tab. 6 Výsledky měření při různých konfiguracích nové konfigurace hořáku.	118

SEZNAM DVD

Název	Cesta k dokumentu
Dizertační práce	..\Dizertacni.prace.pdf
Teze	..\Teze.pdf
Přílohy	..\Přílohy\

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

<i>symbol</i>	<i>význam</i>	<i>jednotka</i>
c_p	měrná tepelná kapacita	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
cp_g	měrná tepelná kapacita plynu	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
cp_{g1}	měrná tepelná kapacita mezi teplotami T_f a T_b	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
cp_p	měrná tepelná kapacita produktu	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
cp_{tepl}	měrná tepelná kapacita při teplotě	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
d	průměr vrtání trysky (kapitola 2)	cm
d	vnější průměr výstupního kanálu (kapitola 5)	m
d_o	průměr trysky – paprsku	mm
d	průměr kanálu (kapitola 3)	m
d_2	průměr kořene lopatek vířiče	mm
d_t	vnější průměr trysky	mm
$\frac{d}{dy} U$	gradient rychlosti	s^{-1}
EqR	poměr směsi	(-)
F	průtok paliva	(kg/h)
g	empirická konstanta [46]	(-)
k_g	tepelná vodivost plynu	$W.m^{-1}.K^{-1}$
k_{tepl}	součinitel tepelné vodivosti při teplotě	$W.m^{-1}.K^{-1}$
l	směšovací délka	m
m_F	rychlost přenosu hmoty	$m.s^{-1}$
m_{F_s}	rychlost přenosu hmoty na povrchu kapičky	$m.s^{-1}$
m_s	primární proud – hmotnostní tok	(kg)
m_p	sekundární proud – hmotnostní tok	(kg)
m_{fuel}	hmotnost paliva	(kg)
p_0	tlak vstupního proudu	Pa
q	tepelný tok generovaný spotřebou 1 kg reaktantu	?
r	poloměr	m
r_A	rychlost reakce	?
rh	vnitřní průměr trysky	mm
rh	vnitřní průměr výstupního kanálu (kapitola 5)	m
r_s	poloměr kapičky na povrchu	m
t	čas odpařování (kapitola 2)	s
t	doba přesunu částice (kapitola 3)	s
u	hodnota okamžité složky turbulentní rychlosti	$m.s^{-1}$
u_{av}	průměrná hodnota turbulentní složky rychlosti v ose x	$m.s^{-1}$
u_{mo}	maximální axiální složka rychlosti	ms^{-1}
u_g	dynamická viskozita směsi pára - plyn	Pa.s
v	rychlost plynu v ústí trysky	$(m.s^{-1})$
v_g	gradient rychlosti v ústí trysky	?
v_{av}	průměrná hodnota turbulentní složky rychlosti v ose y	$m.s^{-1}$
w_{av}	průměrná hodnota turbulentní složky rychlosti v ose z	$m.s^{-1}$
w_{mo}	maximální obvodová složka rychlosti	ms^{-1}
y	dráha fronty plamene	m
Z	počet lopatek	-
A_p	primární průřez	m^2

A_s	sekundární průřez	m^2
A_{actual}	skutečná hmotnost vzduchu	kg
$A_{stechim}$	stechiometrická hmotnost vzduchu na hmotnost paliva	(-)
B	výška lopatky	m
B_M	počet přenosových jednotek hmoty	-
B_T	počet přenosových jednotek tepla	-
BVK	Benard/von Karman vortex	
C	hmotnostní koncentrace kyslík (kapitola 2)	(-)
C	hmotnostní koncentrace uhlíku v palivu (kapitola 5)	(-)
CRZ	centrální recirkulační zóna	
C_0	koncentrace na vstupu reaktoru	(-)
C_{out}	koncentrace na výstupu reaktoru	(-)
D	průměr kapičky v průběhu odpařování (kapitola 2)	mm
D	průměr trysky (kapitola 3)	mm
Da	Damkohlerovo číslo	-
Da_{ref}	referenční Damkohlerovo číslo	-
D_C	koeficient difuze	-
D_E	disipace turbulentní energie a složek procesu hoření	J
D_0	průměr kapičky při nástřiku	mm
D_{tepl}	teplotní vodivost	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
E	minimální zapálná energie	J
E_A	aktivační energie	J
F_{fr}	frikční faktor	?
G_x	axiální hybnost proudu	$kg \cdot m \cdot s^{-1}$
G_θ	hybnost rotace	$kg \cdot m \cdot s^{-1}$
H	hmotnostní koncentrace vodíku v palivu	(-)
IRZ	interní recirkulační zóna	
$IFGT$	plynové turbíny s otevřeným pracovním cyklem	
K	faktor expanze fronty plamene	(-)
KH	Kelvin – Helmholtz vortex“	
KE	kinetická energie	J
KE_{av}	průměrná kinetická energie	J
L	výparné teplo paliva (kapitola 2)	J
L	reprezentativní dráha (kapitola 3)	m
M	poměr průtočných množství	-
MAP	mikrovlnná technologie pyrolýzy	
M_A	mol hmotnosti vzduchu	mol
M_F	mol hmotnosti paliva	mol
P	tlak plynu - vzduchu	Pa
P_F	tlak páry na povrchu kapičky	Pa
ΔP	tlaková ztráta generátoru turbulence	Pa
Δp	tlaková diference na délce l	Pa
P_S	součet parciálních tlaků	Pa
Q_{in}	tepelný výkon reakce hoření	J
Q_{out}	tepelný výkon odvedený spaliny	J
R	molární plynová konstanta (kapitola 2)	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
R	maximální poloměr = poloměr kanálu (kapitola 3)	m
RI	vzdálenost od osy hořáku	m
R_d	poměr průměrů	-

R_i	poloměr ústí trysky	mm
Re	Reynoldsovo číslo	-
Re_{Do}	Reynoldsovo číslo při počáteční velikosti kapičky	(-)
Re_t	Reynoldsovo číslo turbulentní	-
S	vírové číslo (kapitola 2,3)	-
S	hmotnostní koncentrace síry v palivu (kapitola 5)	(-)
S_L	rychlost hoření (laminární plamen)	$m.s^{-1}$
S_G	geometrické vírové číslo	-
S_y	rychlost hoření	$m.s^{-1}$
TRZ	recirkulační zóna	
T	teplota plynu - vzduchu (kapitola 2)	K
T	tloušťka lopatky (kapitola 3,5)	mm
T_0	teplota vstupního proudu	K
T_0	teplota na vstupu reaktoru	K
T_A	teplota v průběhu reakce	K
T_b	teplota bodu varu paliva	K
T_f	teplota plamene - zápalná	K
T_g	teplota plynu	K
T_{in}	teplota počáteční	K
T_{out}	teplota na výstupu reaktoru	K
T_s	teplota na povrchu kapičky	K
U	relativní rychlost mezi kapičkou a plynem (kapitola 2)	$m.s^{-1}$
U	rychlost (kapitola 3)	$m.s^{-1}$
U_A	axiální složka vektoru rychlosti	ms^{-1}
U_{BO}	rychlost vstupního proudu	$m.s^{-1}$
U_{max}	maximální rychlost – okrajová mez	$m.s^{-1}$
U_{rel}	relativní rychlost vzduchu	$m.s^{-1}$
U_N	rychlost hoření laminárního plamene	$cm.s^{-1}$
U_T	rychlost hoření turbulentního plamene	$cm.s^{-1}$
V	rychlost plynu v ústí trysky (kapitola 2)	$m.s^{-1}$
V	tangenciální složka vektoru rychlosti (kapitola 3)	ms^{-1}
V_{cr}	kritický objem	m^3
We	Weberovo číslo	-
Y_A	hmotnostní zlomek pro vzduch	-
Y_F	hmotnostní zlomek pro páry paliva	-
Z	číslo Z	-
α	úhel nastavení lopatek	°
α_r	regresní koeficient	-
γ	úhel nastavení mezi lopatkami a osou	°
δ_L	tloušťka plamene (laminární)	mm
ε	viskozita turbulentní	$m^2.s^{-1}$
λ	odpařovací konstanta	$mm^2.s^{-1}$
μ	dynamická viskozita	Pa.s
μ_L	dynamická viskozita kapaliny	Pa.s
η_0	tloušťka předeřívací zóny	mm
ρ	měrná hmotnost (kapitola 2)	$kg.m^3$
ρ	hustota proudícího média (kapitola 3)	kgm^{-3}

ρ_F	měrná hmotnost plynného paliva	kg.m^{-3}
ρ_L	měrná hmotnost kapaliny	kg.m^{-3}
ρ_{air}	měrná hmotnost vzduchu	kg.m^{-3}
ρ_g	měrná hmotnost směsi pára - plyn	kg.m^{-3}
ρ_{std}	měrná hmotnost při 298 K	kg.m^{-3}
σ	povrchové napětí	Pa
τ	životnost kapičky	s
τ_{flow}	životnost prostoru směšovací délky	s
τ_{chem}	doba trvání chemické reakce	s
τ_k	doba reakce	s
τ_s	zdržná doba v reaktoru	s
τ_{SK}	zdržná doba/doba reakce	s
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ν_Q	exotermní poměrné teplo	J
χ	koncentrace kyslíku	(-)
χ_{in}	koncentrace kyslíku na vstupu	(-)
χ_{out}	koncentrace kyslíku na výstupu	(-)
Φ_{BO}	poměr palivo – vzduch	-

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ABOU-TAOK, A. *CFD Modeling of Combustion in Flexi-Fuel Burners at Gas Turbine Conditions*. Chalmers University of Technology, Goteberg, Sweden, 2011. ISSN 1652-8565.
- [2] GATTEI, L. *A study on the fluid dynamics of domestic gas burnus*. Alma Mater Studiorum – Universita Di Bologna, 2008. [cit. 2017-02-09]. Dostupné z: http://amsdottorato.Unibo.it/1926/1/Lorenzo_Gattei_PhD_Thesis.pdf
- [3] VULIS, L. A. *Thermal regimes of combustion*. McGraw-Hill, Record ID: 979690, 1961. ISBN 978-0-01-957796-0.
- [4] PIMENTEL, R. G. *Measurement and prediction of droplet size distribution in sprays*. Faculte de Science set Universite Laval, Quebec, 2006. [cit. 2017-02-09]. Dostupné z: <http://archimede.bibl.ulaval.ca/archimede/fichiers/23623/23623.pdf>
- [5] SPALDING, D. B. *The combustion of liquid fuels*. Fourth Symposium of Combustion. Williams & Wilkins, Baltimore, 1953. [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.452.2715&rep=rep1&type=pdf>
- [6] DAVIES, T. W. *Ph.D. Thesis*. Sheffield University, England, 1969.
- [7] GUPTA, A. K. et al. *Swirl Flows*. Abacus Press, 1984. ISBN 978-0-85626-175-6.
- [8] VANEVERBERGHE, K. *Flow, turbulence and combustion of premixed swirling jet flames*. Katholieke Universiteit, Leoven, 2004. ISBN 978-90-5682-465-5.
- [9] BORMAN, G. L., RAGLAND K. W. *Combustion engineering*. WCB MacGraw Hill, 1998. ISBN 978-0-07-006567-3.
- [10] SKRYJA, P. et. al. *Injektorový hořák s řízenými charakteristikami plamene a malými koncentracemi emitovaných oxidů dusíku a oxidu uhelnatého*. Příhláška patentu PV 2016-271.
- [11] HARDY, T. *Combustion and fuels*. Wroclaw University of Technology, 2010. [cit. 2017-02-15]. Dostupné z: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/combustion_MiBM/fuels/WASTE_FUELS.PDF
- [12] PRADEEP, K. J. *Modelling Detailed – Chemistry Effects on Turbulent Diffusion Flames*. Department of Aerospace Science and Engineering, University of Toronto, 2011.
- [13] ANON., *Combustion of liquid fuels*, Wroclaw University of Technology, 2010. [cit. 2017-02-10]. Dostupné z: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/combustion_MiBM/BCS/LIQUID_FUEL_COMBUSTION.PDF
-

-
- [14] ZHEN H. *Thermal and Emission Characteristics of an Inverse Diffusion Flame with Induced Swirl*, The Hong Kong Polytechnic University, 2009. [cit. 2017-02-15]. Dostupné z: <http://ira.lib.polyu.edu.hk/handle/10397/2697>
- [15] ANON. *Combustion of gaseous fuels*, Wroclaw University of Technology, 2010. [cit. 2017-02-15]. Dostupné z: http://fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/combustion_MiBM/fuels/GASEOUS_FUELS.PDF
- [16] Bayvel, L., Orzechowski, Z. *Liquid Atomization*. Taylor & Francis, 1993. ISBN 978-0-89116-959-8.
- [17] PENNINGER, A. et. al. *Combustion, heat engines and boilers*. Budapest University of Technology and Economics, 2004. [cit. 2017-03-22]. Dostupné z: <ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Tananyagok-archivuma/BSc-kepzes/COMBUSTION.pdf>
- [18] SCHICK, R. *Spray technology refereenced guide: Understanding drop size*. Spraying Systems Co. [cit. 2017-03-14]. Dostupné z: www.spray.com.
- [19] VANDERMEER, W. *Flame sefeguard controls in multi-burner environment*. Personal publication WV-96 April, 1998. [cit. 2017-02-10]. Dostupné z: <http://www.fireye.com/Literature/Documents/WV-96.pdf>
- [20] POINSOT, T. *Flame ignition and propagation*, Turbomeca. SAFRAN Group, 2013. [cit. 2017-02-11].
- [21] UEHARA, I. *Hydrogen and natural gas mixture*. National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, Japan, 2011. [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://www.eolss.net/sample-chapters/c08/e3-13-05-02.pdf>
- [22] Lakva, P. *Výroba vodíku z obnovitelného zdroje energie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Jícha, CSc.
- [23] *Ignition Systems, gas fired igniters, pilot burnus and ignition lances*. Smitsvonk a member of Durag Group, 2010. 20 s.
- [24] *Pilot burner ZMI – Technical information*. Elster – Kromschroder, 2012. Dostupné z: <http://www.lesman.com/unleashd/catalog/combustion/Kromschroder-ZMI-ionization-pilot/KS-zmi-ionization-pilot-man-ed03-12.pdf>
- [25] *Ignitor assembly for wall fired burners*. R-V Industries Inc., 2008. Dostupné z: <http://www.rvii.com/literature/oil-firing-equipment.pdf>
- [26] *FPS gas igniter systems*. Babcock & Wilcox Power Generation Group Inc., 2014.
- [27] PERIAGARAM, K. *Determination of flame characristis in a low swirl burner at gas turbine conditions through reaction zone imaging*. Georgia Institue of Technology, 2012.
- [28] BUFFAM, J., COX, K. *Measurement of laminar burning velocity of methanes – air mixtures using a slot and Bunsen burner*. Worcester Polytechic Institute, 2008. [cit. 2017-
-

-
- 02-17]. Dostupné z: https://web.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-042308-085413/unrestricted/Laminar_Burning_Velocity_of_Methane-Air_Mixtures.pdf
- [29] HOTTEL, H. C., HAWTHORNE, W. R. *Diffusion in laminar flames*. Massachusetts Institute of Technology, 1941.
- [30] BOLLINGER, L. M., WILLIAMS, D. T. *Effect of Reynolds number in turbulent – flow range on flame speeds of Bunsen burner flames*. National Advisory Committee for Aeronautics, 1948.
- [31] SWITHENBANK, J. *The unknown fluid mechanics of combustion*. Sheffield University Report No. HIC 220.
- [32] POINSOT, T. J., VEYNANTE, D. P. *Combustion - rating flows, Encyclopedia of Computational Mechanics*. John Wiley & Sons, 2004.
- [33] LEFEBVRE, A.H. *Atomizatikon and Sprays*. CRC Press, Taylor & Francis Group, FL 33487-2742, 1989.
- [34] LEWIS, B., von Elbe, G. *Combustion, flames and explosions of gases*, Academic Press, New York, 2012. ISBN 978-0-323-13802-4.
- [35] AFTEL, R. *Effect of atomization gas properties on droplet atomization in an Air-Assist atomizer*, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1996. [cit. 2017-02-17]. Dostupné z : https://theses.lib.vt.edu/theses/available/etd-05112010-020010/unrestricted/LD5655.V851_1996.A384.pdf
- [36] WILLIAMS, A. Fundamentals of oil combustion. *Prog. Energy Combust. Sci.* 2(3),167-179 , 1976. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: doi:10.1016/0360-1285(76)90011-3
- [37] CHONG, C. T. *Combustion characteristics of alternative liquid fuels*. Universiti Teknologi Malasia, 2011. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: https://www.repository.cam.ac.uk/bitstream/handle/1810/244379/Chong_PHD_thesis.pdf?sequence=1
- [38] DAMKOHLE, G. *Memo No. 1112*. NACA Tech. 1947.
- [39] YOSHIDA, A. Recent advances in experimental studies of turbulent premix flames. *JSME International Journal*. 1990, 33(3), 424–435. [cit. 2017-03-19].
- [40] DUGGER, G. L., GERSTEIN, M. *Flame stabilization*. NACA Report No. 1300, 1957.
- [41] BOLLINGER, L. M., WILLIAMS, M. *Experiments on stability of bunsen-burner flames for turbulent flow*. NACA Cleveland, Ohio, 1947.
- [42] SANTOSH, J. et al. Lean blowoff of bluff body stabilized flames: Scaling and dynamics. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2009, 35, 98-120. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://soliton.ae.gatech.edu/people/tlieuwen/publications/Refereed/2009/lean_blowoff_bluff_body.pdf
-

-
- [43] KHOSRAVY EL HOSSAINI, M. *Review of new combustion technology in modern gas turbines*. Research Institute of Petroleum Industry, Iran 2013. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: doi: 10.5772/54403
- [44] CARMODY, J. *Basic Engng. Trans. A.S.M.E.* 1964.
- [45] ZUKOSKI, E. E. *Flame stabilization on bluff bodls at low and intermediate Reynods numbers*. California Institute of Technology, Pasadena, 1954.
- [46] DeZUBAY, E. A., *Characteristics of disk-controlled flames*, Aero Digest 54-6 1950.
- [47] ZUKOSKI, E. E., MARBLE, F. E., *Combustion research and reviews*, AGARD Butterworth, London, 1955.
- [48] CHIGIER, N. A., CHERVINSKY, A. *Trans. ASME Series E. J. Appl. Mechanics*. 1967, 34.
- [49] ZEJDA, V. *Měření rychlostních profilů za vířičem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství, 2015. 83s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Vondál, Ph.D.
- [50] BILLANT, P., CHOMAZ J-M., HUERRE, P. Experimental study of vortex breakdown in swirling jet. *J. Fluid Mech.* 1998, 183-219 , 376. ISSN 1469-7645.
- [51] WEBER, R., DUGUE, J. Combustion accelerated swirling flows in high confinements. *Progress in Energy and Combustion Science*. 1992, 349-367, 18.
- [52] RAWE, R., KRAMER, H. *Stability limits of natural gas diffusion flames with swirl*. Proc. 18th Symposium on Combustion, The Combustion Inst. 1981.
- [53] CHEN, R. H., DRISCOLL, J. H. *The role of the recirculation vortex in improving fuel-air mixing within swirling flames*. 22nd Symposium on Combustion, The Combustion Institute Pittsburg. 1989.
- [54] CHENG, R. K. *Lean premixed combuston stabilized by low swirl*. Ernest Orlando Lawrence Berkely, National Laboratory, 1998.
- [55] ANDERSON, D. F., EBERHARDT, S. *Understanding flight*. McGraw-Hill, 2001. ISBN 978-80-260-6721-4.
- [56] JAMALUDDIN, J. et al. *Develolpment of a fuel – flexible burner for process plants*. American Flame Research Committee Annual Meeting, September 5-7, 2012.
- [57] BELLOFIORE, A. *Experimental and numerical study of liquid jets injected in high density air crossflow*. University of Studie of Naples Federico II, Dpt. of Chemical Engineering, 2006.
- [58] FÍK, J. *Spalování plyných paliv a plynové hořáky*, První vydání, Praha, GAS s.r.o., 1998. ISBN 978-80-86176-01-7.
- [59] LEFEBVRE, A. H., BALLAL, D. R. *Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions*. Taylor & Francis, 2010. ISBN 978-1-4200-8604-1.
-

-
- [60] WUNNING, J. *Flameless oxidation*, 6th HiTACG Symposium 2005. [cit. 2017-03-21]. Dostupné z: http://flox.com/documents/05_HTACG_FLOX.pdf
- [61] BURY, M. et al. *Optimizing the performance of Ultra-Low-Emission burners in refinery and chemical plant furnaces*. NPRA Environmental Conference San Antonio, TX Sept. 18-19 2006.
- [62] WAHID, M. A. et.al. *Studies on the effect of swirl intensity and fuel mixtures on combustion and characteristics of swirl burner*. Universiti Teknologi Malaysia Research Report 75181 2006.
- [63] *Burners technology*. North American Combustion Technology. 3d ed. 1996.
- [64] *Callidus burners*. Callidus Technologies. 2010.
- [65] CONRADT, J., *Furnace operation*, The Linde Group, Olefin Academy. Munich, 2010.
- [66] BEYER, F. et al. *Steam reforming – 50 years of development and the challenges for the next 50 years*. Uhde presentation Canada. 2012.
- [67] SPANGELO, O.. *Experimental and theoretical studies of a Low NOx swirl burner*. The Norwegian University of Science and Technology. September 2004. ISBN 978-82-471-6369-6.
- [68] BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P; HUDÁK, I. *Experimental study on the influence of oxygen content in the combustion air on the combustion characteristics*. Energy [online]. 2014, 75, 116–126. ISSN 0360-5442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2014.04.
- [69] SKRYJA, P. *The Utilization of Pyrolysis Fuel in Industrial Burner*. Adria Section of the Combustion Institute (ISCI) Zagreb. 2017. ISBN 978-953-59504-0-0.
- [70] *Bio-char and bio-oil production or European power plants*. Bionic Group of Companies and Bionic Palm Ltd. 2012.
- [71] *The Bionic micro-fuel conversion process used with lignocellulosic feedstock*, Bionic Fuel Knowledge Partners. 2014.
- [72] MOLICH K. *Consider gas turbines for heavy loads*. Chemical Engineering. August 1980.
- [73] CORDINER, S. *Experimental–numerical analysis of a biomass fueled microgeneration power-plant based on microturbine*, Applied Thermal Engineering, vol. 71, pp. 905, 2014, ISSN 13594311.
- [74] Presz, W. and M. Warle, *Multi-stage mixer/ejector systems*, 38th AIAA/ASME Joint Propulsion Conferenc & Exhibit 7-10 July 2002



SEZNAM PŘÍLOH

Označení přílohy	Název	Název dokumentu
Příloha č.1	Výpočet injektorového hořáku	Priloha01
Příloha č.2	Patentová přihláška č. PV 2016-371: <i>Injektorový hořák s řízenými charakteristikami plamene a malými hodnotami koncentrací emitovaných oxidů dusíku a oxidu uhelnatého</i>	Priloha02
Příloha č.3	Patent č. EP2853813A1: <i>Burner head</i>	Priloha03
Příloha č.4	Užitný vzor č.CZ30593U1: <i>Hořáková hlava pro nízkovýhřevná paliva</i>	Priloha04
Příloha č.5	Patent č.CZ306669B6: <i>Olejový hořák pro spalování obtížně spalitelných látek</i>	Priloha05
Příloha č.6	Patent č.: CZ306285B6: <i>Plynový hořák</i>	Priloha06
Příloha č.7	Patent č.: CZ305842B6: <i>Hořáková hlava stabilizačního hořáku</i>	Priloha07

PŘEHLED VLASTNÍ LITERATURY

Články v časopise s impakt faktorem

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P. *Experimental study on the influence of oxygen fraction in the combustion air on the combustion characteristics. Chemical Engineering Transactions*, 2013, roč. 35, č. 1, s. 1147-1152. ISSN: 1974- 9791.

BRUMMER, V.; SKRYJA, P.; JUŘENA, T.; HLAVÁČEK, V.; STEHLÍK, P. *Suitable Technological Conditions for Enzymatic Hydrolysis of Waste Paper by Novozymes Enzymes NS50013 and NS50010. APPLIED BIOCHEMISTRY AND BIOTECHNOLOGY*, 2014, roč. 174, č. 4, s. 1299-1308. ISSN: 0273- 2289.

LEŠTINSKÝ, P.; BRUMMER, V.; JECHA, D.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Design of catalytic oxidation unit for elimination of VOC and CO. INDUSTRIAL & ENGINEERING CHEMISTRY RESEARCH*, 2014, roč. 53, č. 2, s. 732-737. ISSN: 0888- 5885.

Články ostatní

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *The influence of oxygen-enhanced combustion methods on NO_x emissions, in- flame temperatures and heat flux distribution. In Proceedings of the 10th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers. Porto: 2015. s. 1-11. ISBN: 978-972-99309-7- 3.*

SKRYJA, P. *The Utilization of Pyrolysis Fuel in Industrial Burner*, 2017, Adria Section of the Combustion Institute (ISCI) Zagreb, 2017, ISBN 978-953-59504-0-0

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; HUDÁK, I.; JUŘENA, T. *Experimental Study on NO_x Formation in Gas- staged Burner. In Proceedings of the 18th International Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction (PRES 2015). CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS. Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2015.s. 997-1002. ISBN: 978-88-95608-36- 5. ISSN: 2283- 9216.*

BRUMMER, V.; JECHA, D.; MARTINEC, J.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Impact of catalytic oxidation operating conditions on VOC and CO conversions on the Pt-Pd/ Al₂O₃ catalyst. In Proceedings of the 18th International Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction (PRES 2015). Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2015. s. 1-6. ISBN: 978-88-95608-36- 5.*

JECHA, D.; BRUMMER, V.; LEŠTINSKÝ, P.; SKRYJA, P. *Feasibility study of the particulate matter filtration from the air stream in granulated fertilizer production. In Sborník konference. 2015. s. 1-6. ISBN: 978-80-86238-73- 9.*

HUDÁK, I.; BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P. *Effects of inert gases on NO_x formation in the conventional burner. In Proceedings of the 7th European Combustion Meeting. Budapest: 2015. s. 187-188. ISBN: 978-963-12-1257- 0.*

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Intenzifikace spalovacího procesu vysoce čistým kyslíkem. All for Power, 2015, roč. 9, č. 5, s. 92-95. ISSN: 1802- 8535.*

JECHA, D.; BRUMMER, V.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Měření emisí VOC a CO v proudu odpadního plynu z výroby kyseliny akrylové*. CHEMagazín, 2015, roč. XXV (2015), č. 6, s. 8-11. ISSN: 1210- 7409.

BRUMMER, V.; JECHA, D.; LEŠTINSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Pilot plant long-term test of particulate matter (PM) removal from air stream emerging from granulated fertilizers production (stationary source)*. In Air Pollution XXIII. Southampton, UK: WIT Press, 2015. s. 419-430. ISBN: 978-1-84564-964- 7.

LEŠTINSKÝ, P.; BRUMMER, V.; JECHA, D.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Design of catalytic oxidation unit for elimination of VOC and CO*. INDUSTRIAL & ENGINEERING CHEMISTRY RESEARCH, 2014, roč. 53, č. 2, s. 732-737. ISSN: 0888- 5885.

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Experimental study on the influence of oxygen content in the combustion air on the combustion characteristics*. Energy, 2014, roč. 2014, č. 75, s. 116-126. ISSN: 0360- 5442.

JECHA, D.; BRUMMER, V.; MARTINEC, J.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Optimal Design and Modernization of Small Incineration Unit for VOC Abatement*. In Proceedings of the 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2014. CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS. Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2014. s. 739-774. ISBN: 978-88-95608-30- 3. ISSN: 2283- 9216.

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *The influence of oxygen-enhanced combustion methods on NOx emissions, in- flame temperatures and heat flux distribution*. Proceedings of 35th International Symposium on Combustion. San Francisco: 2014. s. 1 (1 s.).

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P. *Dual oil- gas burner*. In Joint Meeting - Franch and Italian Section IFRF and The Combustion Institute. Napoli: Associazione Sezione Italiana del Combustion Institut, 2014. s. 64-64. ISBN: 978-88-88104-16- 4.

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P. *The Influence of Bound Nitrogen Content in the Gaseous Fuel on the Formation of NOx*. In Proceedings of the 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2014. CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS. Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2014. s. 1321-1326. ISBN: 978-88-95608-30- 3. ISSN: 2283- 9216.

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Experimental Study of Oxygen-enhanced Combustion on NOx emission, In- flame Temperatures and Heat Flux Distribution*. In Proceedings of the 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2014. CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS. Milan, Italy: Aidic Servizi S.r.l., 2014. s. 787-792. ISBN: 978-88-95608-30- 3. ISSN: 2283- 9216.

SKRYJA, P.; MAHMOUD, M. *Kombinovaný olejo- plynový hořák*. 2013.

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P. *Stanovení místa nástřiku ČD a geometrie trysky parního kotle K9*. 2013. s. 1-22.

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P. *Influence of the ammonia in the gaseous fuel on the production of NO_x*. In Abstract Book - 6th European combustion meeting. Lund: Congrex Sweden AB/Informationsbolaget Nyberg & Co., 2013. s. 111-111. ISBN: 978-91-637-2150- 2.

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Experimental Investigation of Characteristic Parameters of Combustion of Natural Gas with Oxygen- Enriched Air*. In Abstract Book. Lund: Congrex Sweden AB/Informationsbolaget Nyberg & Co., 2013. s. 90-90. ISBN: 978-91-637-2150- 2.

JECHA, D.; BRUMMER, V.; LEŠTINSKÝ, P.; SKRYJA, P. *Návrh multifunkční poloprovozní jednotky pro snižování polutantů z odpadního plynu*. In CHISA 2013 - plné texty příspěvků. 1. Srní: ČSCHI, 2013. s. B 4. 3 (B 4.5 s.)ISBN: 978-80-02-02500- 9.

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I. *Posouzení vlivu vyšší koncentrace kyslíku ve spalovacím vzduchu (> 21 %) na charakteristické parametry spalování zemního plynu*. In Sborník CHISA 2013, Plné texty příspěvků. Praha: ČSCHI, 2013.s. 1-7. ISBN: 978-80-02-02500- 9.

BRUMMER, V.; JECHA, D.; SKRYJA, P.; LEŠTINSKÝ, P. *Design of multifunctional pilot unit for waste gases pollutants reduction. MCS- 8 Eighth mediterranean combustion symposium Book of Abstracts. 2013. s. PFC- 1 1 (PFC-1 11 s.)*

BRUMMER, V.; JECHA, D.; MARTINEC, J.; SKRYJA, P. *Stress test of pilot unit for removal of VOCs and CO by catalytic oxidation*. In Abstract Book - 6th European combustion meeting. 2013. s. P1- 77 1 (P1-77 6 s.)ISBN: 978-91-637-2150- 2.

JECHA, D.; BRUMMER, V.; MARTINEC, J.; SKRYJA, P. *Exchange of incineration unit by catalytic oxidation unit for VOC removal*. In 1st International Conference on Chemical Technology. 1. Mikulov: ČSPCH, 2013. s. C3.2- 1 (C3.2-6 s.)ISBN: 978-80-86238-37- 1.

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; HUDÁK, I. *Zkouška spalování černouhelné suspenze. 2013. s. 1-3.*

NEJEZCHLEB, R.; SKRYJA, P. *Obstacles in the Utilization of Biodiesel as the Fuel in Small Stationary Combustion Units*. Chemical Engineering Transactions, 2012, roč. 29, č. 2, s. 961-966. ISSN: 1974- 9791.

KERMES, V.; BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; SKRYJA, P. *Power Burners. In Industrial Combustion Testing*. Mechanical Engineering. USA: CRC Press, Taylor and Francis Group, LLC, 2010. s. 411-427. ISBN: 978-1-4200-8528- 0.

KERMES, V.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P. *Up to date experimental facility for testing low-NO_x burners*. In 10th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2007. Conference CD. Ischia Porto, Italy: 2007. s. 1-6. ISBN: 88-901915-4- 6.

HÁJEK, J.; SKRYJA, P.; ORAL, J.; STEHLÍK, P. *Příprava výpočetní sítě a zpracování výsledku výpočtu procesního zařízení programem CFD*. VZ-EU-UPEI-2002/ 06. UPEI. VUT Brno: 2002.

PŘEHLED PATENTŮ

SKRYJA, P.; HUDÁK, I, BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika, Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika: Olejový hořák pro spalování obtížně spalitelných látek, 2016, 306669, patent. (2016)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; JUŘENA, T.; STEHLÍK, P.; HÁJEK, J.; TABASOVÁ, A.; NEJEZCHLEB, R.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika: Burner head. EP2853813 (A1), patent. (2016)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; PLÉHA, K.; VÍTEK, L.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika, PBS Power Equipment, s.r.o., Třebíč, Česká republika: Plynový hořák. 306285, patent. (2016)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; PLÉHA, K.; VÍTEK, L.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika, PBS Power Equipment, s.r.o., Třebíč, Česká republika: Plynový hořák. 306247, patent. (2016)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; KERMES, V.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Hořáková hlava injektorového stabilizačního hořáku. 305842, patent. (2016)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; JUŘENA, T.; STEHLÍK, P.; HÁJEK, J.; TABASOVÁ, A.; NEJEZCHLEB, R.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika: Hořáková hlava. 305233, patent. (2015)

JECHA, D, SKRYJA, P, BRUMMER, V, Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Multifunkční poloprovozní jednotka pro snižování polutantů z odpadního plynu, 2013-684, přihláška evropského patentu.

PŘEHLED UŽITNÝCH VZORŮ

SKRYJA, P., HUDÁK I., BĚLOHRADSKÝ P. a STEHLÍK P.. Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Olejový hořák pro spalování suspenzí kapalného paliva. 2016. CZ. 2016–32331 Užitný vzor. Zapsáno 06.09.2016.

SKRYJA, P., HUDÁK I., BĚLOHRADSKÝ P. a STEHLÍK P.. Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Hořáková hlava na nízkovýhřevná paliva. 2017. CZ. 2017-33405 Užitný vzor. Zapsáno 18.04. 2017.

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; JUŘENA, T.; TABASOVÁ, A.; HÁJEK, J.; NEJEZCHLEB, R.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Hořáková hlava. 26534, užitný vzor. (2014)

SKRYJA, P., BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; JUŘENA, T.; TABASOVÁ, A.; HÁJEK, J.; NEJEZCHLEB, R.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Kombinovaný olejoplynový hořák. 26506, užitný vzor. (2014)

SKRYJA, P.; JECHA, D.; BRUMMER, V.; Vysoké učení technické v Brně, Brno, CZ: Zkušební ejektor s regulací průtoku. 26197, užitný vzor. (2013)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; PLÉHA, K.; VÍTEK, L.; VUT Brno, PBS POWER EQUIPMENT, s.r.o.: Plynový hořák PBS APH 1600, 28673, užitný vzor. (2015)

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; PLÉHA, K.; VÍTEK, L.; VUT Brno, PBS POWER EQUIPMENT, s.r.o.: Plynový hořák. 28991, užitný vzor. (2015)

JECHA, D.; BRUMMER, V.; SKRYJA, P.; VUT v Brně, CZ: Multifunkční poloprovozní jednotka pro snižování polutantů z odpadního plynu. 26827, užitný vzor. (2014)

PŘEHLED TVŮRČÍCH AKTIVIT

SKRYJA, P.; STEHLÍK, P.: Žihací a sintrovací linka; Žihací a sintrovací linka. C3 - zkušebna hořáků. (ověřená technologie)

SKRYJA, P.; STEHLÍK, P.; LEŠTINSKÝ, P.: Bubnová sušárna; Rotační bubnová sušárna. C3-zkušebna hořáků. (ověřená technologie)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; STEHLÍK, P.: Zkušebna hořáků VUT; Zkušebna hořáků. ÚPEI FSI VUT v Brně, Technická 2, Brno, Těžká laboratoř C3. (ověřená technologie)

SKRYJA, P.; JECHA, D.; BRUMMER, V.; LEŠTINSKÝ, P.: Filtr; Filtrační jednotka na čištění plynů. FSI, VUT, Budova C3. (poloprovoz)

JECHA, D.; SKRYJA, P.; JEDLIČKA, F.; BRUMMER, V.: KatOx Sokolov; Poloprovozní jednotka technologie katalytické oxidace na jednotce 2U- 600. Momentive Specialty Chemicals, a.s. Sokolov. (poloprovoz)

SKRYJA, P.; JECHA, D.; BRUMMER, V.: Ejektor KatOx Sokolov; Ejektor spalin pro jednotku katalytické oxidace. Momentive Specialty Chemicals, a.s. Sokolov. (funkční vzorek)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; STEHLÍK, P.; JUŘENA, T.; TABASOVÁ, A.; HÁJEK, J.; NEJEZCHLEB, R.; KH500K; Kombinovaný olejoplynový hořák. C3. (funkční vzorek)

SKRYJA, P.; JECHA, D.; BRUMMER, V.: Ejektor KatOx; Zkušební ejektor s regulací průtoku. FSI, D5/ 110. (funkční vzorek)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; HUDÁK, I.; STEHLÍK, P.: Hořák CK 1600; Low NOx Hořák procesních pecí. ÚPI FSI VUT v Brně - Zkušebna hořáků. (funkční vzorek)

SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; HUDÁK, I.; STEHLÍK, P.: ZPH 1500 R; Hořák s vnitřní recirkulací spalin. ÚPI FSI VUT v Brně - Zkušebna hořáků. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; ČANĚK, J.; STEHLÍK, P.: ZPH 1000; Low NOx Hořák se stupňovitým přívodem paliva ZPH 1000. ÚPEI FSI VUT v Brně. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.; ČANĚK, J.: ZPH 1100; Low NOx Hořák se stupňovitým přívodem paliva ZPH 1100. ÚPEI FSI VUT v Brně. (funkční vzorek)

KERMES, V.; ČANĚK, J.; SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.: APH- 1; Low NOx hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu APH- 1. ÚPEI FSI VUT v Brně. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; ČANĚK, J.; STEHLÍK, P.: vestavba vzduchu 1; Rozdělovací a homogenizační vestavba do hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu 1. ÚPEI FSI VUT v Brně. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.: Dávkování kapalných paliv; Zařízení pro dávkování kapalných paliv - TTO. ÚPEI FSI VUT v Brně, Technická 2, Brno, těžká laboratoř C3. (funkční vzorek)

KERMES, V.: Atomizér TTO L- G I; Pneumatický atomizér na těžké topné oleje a nestandardní paliva. A1/ 924. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.: Zapalovací elektroda dlouhá; Zapalovací elektroda. ÚPEI FSI VUTv brně, Technická 2, Brno, těžká laboratoř C3. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.: Stabilizační hořák dlouhý; Stabilizační hořák dlouhý 20kW. Dokumentace: FSI VUT v Brně, Technická 2, Brno, A1/ 924, Hořák: na zkušebně hořáků. (funkční vzorek)

KERMES, V.; SKRYJA, P.; BĚLOHRADSKÝ, P.: Měřicí trať průtoku vzduchu; Měřicí trať průtoku vzduchu. Dvůr před Zkušebnou hořáků, FSI VUT v Brně, Technická 2, 61669 Brno. (funkční vzorek)

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.: Kyslíkový difuzor; Kyslíkový difuzor. ÚPEI FSI VUT v Brně, Technická , Brno, Těžká laboratoř C3. (funkční vzorek)

JECHA, D.; BRUMMER, V.; SKRYJA, P.; PAČÍSKA, T.; STEHLÍK, P.: KatOX Brno; Multifunkční jednotka pro snižování polutantů z odpadního plynu. FSI, D5/ 110. (funkční vzorek)

BĚLOHRADSKÝ, P.; SKRYJA, P.; HUDÁK, I.: Vysokoteplotní termočlánek; Vodou chlazený vysokoteplotní termočlánek. ÚPEI FSI VUT v Brně, Technická 2, Brno, Těžká laboratoř C3. (funkční vzorek)