



Ricerca di Sistema elettrico

Strategie per l'aumento della load flexibility in bruciatori per turbo-gas

*S. Chiochini, E. Giacomazzi, E. Giulietti,
A. Di Nardo, G. Calchetti, C. Stringola*

STRATEGIE PER L'AUMENTO DELLA LOAD FLEXIBILITY IN BRUCIATORI PER TURBO-GAS

S. Chiocchini (Università degli Studi Roma TRE),
E. Giacomazzi, E. Giulietti, A. Di Nardo, G. Calchetti, C. Stringola (ENEA)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto B2: Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'utilizzo dei combustibili fossili

Obiettivo: Parte A - b: Tecnologie per l'ottimizzazione dei processi di combustione

Task b.3.2: Caratterizzazione sperimentale di un bruciatore "Trapped Vortex"

Responsabile del Progetto: Ing. Stefano Giammartini, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
1.1 CARATTERISTICHE INNOVATIVE DEL NUOVO BRUCIATORE DA REALIZZARE	6
1.1.1 <i>Fondamenti fisici e fenomenologici</i>	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	8
2.1 ORIGINE DEL SALTO INVENTIVO: STATO DI AVANZAMENTO DELLA TECNICA E PROSPETTIVE DI SVILUPPO.....	8
2.1.1 <i>Trapped vortex di seconda generazione</i>	8
2.1.2 <i>Trapped vortex di terza generazione</i>	10
2.1.3 <i>Trapped vortex di quarta generazione</i>	10
2.1.4 <i>Bruciatori con iniezione diretta del combustibile all'interno della zona di ricircolazione</i>	11
2.1.5 <i>Gli High G-Loading TVC Combustors</i>	12
2.2 SINTESI DELLA NUOVA ARCHITETTURA FLUIDODINAMICA: LE STRATEGIE PROPOSTE PER IL NUOVO BRUCIATORE.....	14
2.2.1 <i>Ottimizzazione dell'accoppiamento tra vortice e cavità</i>	14
2.2.2 <i>Circuito per il ricircolo interno dei gas combusti</i>	18
2.2.3 <i>Alimentazione finemente distribuita della cavità preposta ad accogliere la fiamma principale</i>	20
2.2.4 <i>Prediluizione dell'aria comburente primaria: Il pre-combustore pilota</i>	21
2.2.5 <i>Raffreddamento della zona di reazione</i>	22
2.3 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI	24
3 CONCLUSIONI.....	27
3.1 OBIETTIVI CONSEGUITI.....	27
3.2 RACCOMANDAZIONI PERI LAVORI FUTURI	28
3.2.1 <i>Criteri per l'analisi dei risultati numerici nella verifica dei regimi di combustione turbolenta</i>	28
3.2.2 <i>Regimi di combustione simulabili con il modello EDC</i>	32
3.2.3 <i>Sviluppi futuri</i>	33
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	34
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	37

Sommario

In questo rapporto tecnico si illustrano alcune strategie per l'aumento della load flexibility in bruciatori per Turbo-Gas. Il lavoro effettuato ha permesso la sintesi geometrico-funzionale di un nuovo *"Bruciatore per Turbogas ad Intrappolamento Centrifugo di Fiamme Distribuite"* (Gas Turbines Colorless Distributed Combustor With High G-Load Induced Cavity Flameholding).

Trattasi un bruciatore espressamente concepito per contribuire al completo e definitivo trasferimento (adattativo) della tecnologia di combustione "Flameless" (o "Colorless Distributed Combustion") dalle fornaci, ove è nata e progredita, alle Turbine a Gas. Questo adattamento è da sempre oggetto di fervente ricerca, stanti le favorevoli prerogative delle fiamme distribuite in termini di maggiore efficienza di combustione, livellamento dei picchi di temperatura della fiamma, ridotte emissioni inquinanti, potenziale insensibilità alle oscillazioni termoacustiche.

Il processo ricorsivo della progettazione fluidodinamica attualmente in corso ha già raggiunto la terza iterazione. Le due geometrie di tentativo già generate hanno messo in luce la reale possibilità di sfruttamento e la potenziale efficacia degli escogitati accorgimenti, fornendo così una validazione preliminare dell'elaborato schema di principio. Le future simulazioni CFD, sulle geometrie generate ad ogni successiva iterazione, avranno lo scopo di ottimizzare la dosatura ottimale tra le molteplici "azioni di controllo dello stato di combustione" che gli inediti elementi geometrico-funzionali hanno permesso di introdurre.

1 Introduzione

Fra gli interventi finalizzati ad elevare il livello d'efficienza nella produzione di potenza elettrica, nel quadro dell'accordo di programma (punto b.3.1), l'interesse è volto non solo agli accorgimenti che permettono di ampliare la gamma di combustibili, tradizionali e non, utilizzabili con uno stesso bruciatore (*fuel flexibility*), ma anche, ed ancor più, alle strategie per la flessibilità di carico (*load flexibility*);

- a) Circa le problematiche di "*load flexibility*", v'è da considerare che negli ultimi anni si è assistito ad una notevole crescita degli investimenti nei sistemi di generazione elettrica da fonte rinnovabile, con un trend in continuo aumento, incoraggiato dalla normativa nazionale e comunitaria. Gli obiettivi raggiunti in questo senso, per quanto apprezzabili, hanno fatto sorgere nuove criticità nella gestione della rete elettrica, essenzialmente determinate dalla scarsa possibilità di pianificare lo sfruttamento di alcune fonti rinnovabili.

D'altra parte, nel medio/lungo termine la produzione elettrica da combustibile fossile continuerà a rappresentare un contributo importante che, tuttavia, già nello scenario attuale deve adattarsi ad un quadro in cui aumenta l'esigenza di compensazione tra le varie fonti energetiche primarie (nella copertura del diagramma di carico orario della rete elettrica) e diminuisce il fattore di utilizzo delle fonti tradizionali.

- b) In merito alla "*fuel flexibility*", la combustione premiscelata di gas naturale (NG) e di syngas idrogenati, derivanti dalla gassificazione del carbone, è affetta da problematiche legate alle instabilità di combustione. Anche se gli effetti negativi di questi fenomeni sono noti da molti anni, e notevoli sforzi sono stati profusi nella messa a punto di strumenti numerici predittivi e sistemi per la diagnosi in tempo reale, l'obiettivo di inibire le instabilità di combustione in architetture fluidodinamiche per quanto possibile varie e diversificate, nel più ampio campo di funzionamento in fuori progetto, è ancora lungi dall'essere conseguito. Tuttavia, i mezzi sperimentali e le tecniche di simulazione numerica oggi disponibili permettono di investigare meglio i meccanismi alla base della complessa interazione tra chimica e turbolenza che governa le instabilità. Se ne possono dunque trarre utili indizi circa gli artifici necessari per la soppressione o quantomeno il controllo degli stati di combustione anomali, che si tratti di perfezionare un sistema di controllo attivo, o di ottimizzare l'architettura fluidodinamica di un bruciatore, rispetto alla capacità di resistere all'innesco di oscillazioni termoacustiche.

Lo sviluppo di bruciatori che realizzino la "Gas Turbine Lean Flameless" o "Colorless Distributed Combustion" è ancora in una fase sostanzialmente preliminare, mancando ancora una dimostrazione pratica del definitivo adattamento della combustione MILD convenzionale ai tubi di fiamma dei turbomotori. Lo sforzo in tal senso profuso necessita pertanto di un supplementare impulso, affinché ci si possa appieno giovare dei vantaggi che la cercata morfologia della fiamma garantirebbe, tra l'altro anche rispetto alla "*load flexibility*": costi di esercizio sostanzialmente inferiori, sia per la superiore efficienza di combustione sia per la maggiore capacità stabilizzatrice, che riduce al minimo gli interventi dei sistemi di controllo attivo e/o le interruzioni del servizio.

La soluzione qui proposta, consiste appunto in "*Bruciatore per Turbogas ad Intrappolamento Centrifugo di Fiamme Distribuite*", che permetta di superare i limiti degli esemplari concepiti secondo la tecnologia nota, in ordine all'obiettivo di allocare stabilmente regimi di combustione Flameless nei tubi di fiamma delle turbine a gas.

Da ciò si attende il raggiungimento di un più alto grado nell'ottimizzazione prestazionale multiparametrica, definita dai seguenti obiettivi: 1) alta efficienza di combustione; 2) omogeneità di temperatura della fiamma; 3) ridotte ed emissioni inquinanti; 4) superiore resistenza di fiamme ultramagre all'innesco di pericolose oscillazioni termoacustiche; 5) assenza d'interazione della fiamma col campo di accelerazioni all'uscita del combustore (Acoustic-entropy combustion instabilities); 6) ridotti stress da dilatazione termica differenziale sull'ugello terminale del combustore e sui palettaggi dei primi stadi di turbina; 7) elevata stabilità nelle manovre di variazione del carico termico.

1.1 Caratteristiche innovative del nuovo bruciatore da realizzare

Come si è detto, scopo del presente lavoro è il più completo trasferimento, sotto il profilo fenomenologico e dei vantaggi prestazionali, della tecnologia di combustione “Flameless” dalle fornaci, alle turbine a gas. Per esporre quali, rispetto allo scopo prefisso, siano i punti di forza dell’ideato dispositivo, si premette una breve analisi comparativa, presentando da un lato le condizioni ritenute imprescindibili per raggiungere il regime MILD nei focolai industriali, dall’altro i requisiti equivalenti per realizzare la “Colorless Distributed Combustion” o “Lean Flameless” nei combustori delle turbine a gas. In ciò si ravvisano le linee guida del processo di sintesi della concepita architettura fluidodinamica (§ 2.2)

1.1.1 Fondamenti fisici e fenomenologici

L’obiettivo comune alle due affini forme di combustione denominate “Colorless Distributed Combustion” o “Lean Flameless” è quello di **ritardare la cinetica chimica** ed **esaltare il mixing turbolento**, per promuovere lo spargimento volumetrico della fiamma (*Low Damköhler Number Combustion*). A tal fine:

- a) Nella *flameless* convenzionale si fa in modo di realizzare un alto tasso di ricircolo dei gas combusti, per diluire i reagenti, ridurre la percentuale di ossigeno e rallentare le reazioni. Lo stesso risultato si può ottenere **frenando la cinetica chimica col sottrarre combustibile** e col **ridurre la temperatura di preriscaldamento dei reagenti**. In tal modo lo sviluppo di un fronte di fiamma può essere inibito anche in una miscela preformata ultra magra: <<...*In the present study, low Damköhler number conditions were successfully formed in relatively weak turbulence fields, even around a burner rim, by using very lean premixture, which gave a sufficiently long chemical characteristic time.*>> [1].
- b) Nella MILD si sfrutta l’alta temperatura di preriscaldamento dei reagenti per aumentare la viscosità, la portata volumetrica e la velocità dei getti, **esaltando il mixing turbolento**; obiettivo conseguibile anche con un minor preriscaldamento, **riducendo le aree di passaggio** ed **aumentando gli swirl numbers**, almeno nei limiti compatibili con la crescita delle perdite di carico introdotte dal combustore (in effetti la penalizzazione associata allo strozzamento ed alla genesi di un moto di swirl è compensata dalla minor dilatazione volumetrica dei reagenti più freddi).
- c) La combustione MILD è nata per far fronte a due contrastanti esigenze: elevare l’efficienza energetica realizzando il recupero termico (preriscaldamento dei reagenti con i fumi esausti) ed abbattere la massima temperatura di combustione per ridurre le emissioni di NO_x. Lo scopo è stato raggiunto omogeneizzando l’incremento di temperatura associato alla combustione, col renderla *volumetricamente distribuita*. In quest’ottica il preriscaldamento dei reagenti non è un requisito imposto dal meccanismo chimico-fisico della combustione MILD, ma fissato dall’esigenza del recupero termico. Così, il superamento della temperatura di auto-ignizione simultaneamente in un ampio volume è imprescindibile solo all’interno della camera, a seguito di un rapido mescolamento con i gas combusti, che provveda ad inibire lo sviluppo di un fronte di fiamma: <<...*Besides the separation of fuel and air supply, there is another way to suppress the spontaneous reaction. That could be done, if the temperature conditions are arranged in a way that the reactions is prevented until enough exhaust is mixed in.*>> [2]. Pertanto la **combustione MILD senza alcun preriscaldamento**, e quindi priva di rischi anche in forma premiscelata, non solo è possibile, ma talvolta auspicabile: <<...*However, due to the lack of the fundamental knowledge on this combustion, there is a misconception that MILD combustion should be established by high preheating of the air, which has limited its application.*>> [3]. Riguardo all’effettiva realizzabilità si segnala che gli autori del citato riferimento [3] hanno di recente condotto con successo esperimenti di combustione **MILD premiscelata** con reagenti a temperatura ambiente. La convenienza sussiste invece quando il recupero termico non è necessario, se non addirittura controproducente. Esempio tipico si ha nei turbogas per grandi impianti combinati. In tal caso infatti la rigenerazione termica sottrarrebbe

calore al ciclo a vapore sottoposto, penalizzandolo in rendimento (*effetto Carnot*), ed in portata di vapore producibile, ossia in potenza erogata. Nel complesso, nonostante il beneficio sul ciclo a gas, il rendimento globale d'impianto ne viene diminuito; tanto che ad oggi non esistono investimenti in ricerca e sviluppo di turbogas a ciclo complesso per impianti combinati.

Tutto quanto sopra lascia ben sperare circa il futuro della combustione *flameless* nell'applicazione ai turbogas. A maggior ragione se si considera che bruciare ad un rapporto d'equivalenza di gran lunga al di sotto del campo d'infiammabilità di una miscela preformata è al limite concepibile in soli due casi distinti:

1. in presenza di una *fiamma pilota diffusiva*, che renda la zona di reazione più ricca (anche considerevolmente), con lo svantaggio di accrescere le emissioni nocive e, qualora se ne creino i presupposti, di ostacolare la transizione allo stato di *Colorless Distributed Flame*, inducendo delle instabilità da "localizzazione forzata";
2. in regime di *combustione volumetrica (distribuita)*, più "pulita" e potenzialmente non responsabile di altre forme d'instabilità se non quelle più tenui termo-diffusive, non interessate dalle pulsazioni del rilascio di calore [4].

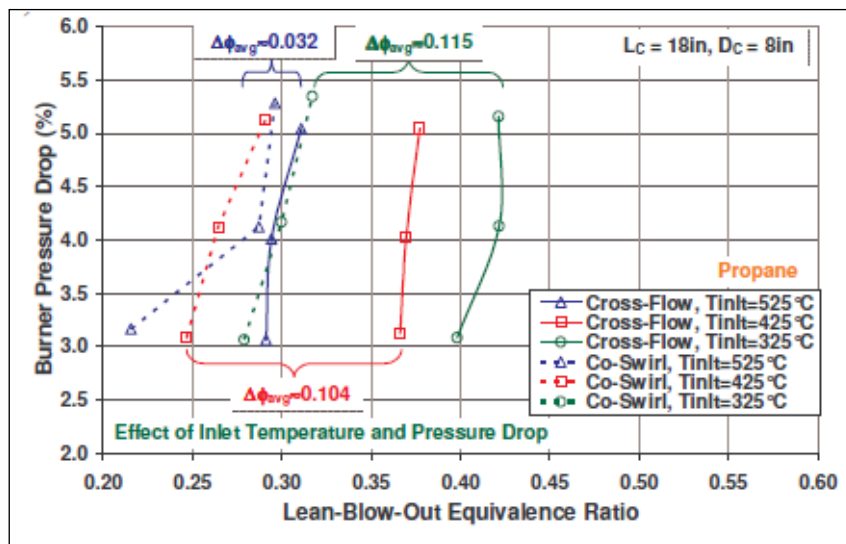


Figura 1. Effetto della temperatura di preriscaldamento e della perdita di carico attraverso il bruciatore testato in [5], e successivamente brevettato in [6], sul rapporto di equivalenza di *Lean Blow Out*. Tutte le curve pienamente interne al campo della combustione distribuita (avuta nel caso specifico per $\Phi < 0.4 \div 0.45$), giacciono al di sotto del *Lean Extinction Limit*. La sostanziale coincidenza tra gli intervalli di spegnimento per eccessiva magrezza e di transizione al regime *Colorless* confermano l'effetto inibitore del secondo fenomeno sul primo.

Nel primo caso, quando cioè si forza la fiamma principale premiscelata a mantenere un fronte circoscritto ed originato a partire da una ristretta regione di ancoraggio, le instabilità precorritrici del LBO (*Lean Blow Out*) possono insorgere anticipatamente, ossia a rapporti d'equivalenza maggiori, ed in forma più energica. Ciò in perfetto accordo con la vulnerabilità delle fiamme localmente agganciate alle fluttuazioni fluidodinamiche della zona di radice [5].

Il tutto è sintetizzato in Figura 1, a conferma che l'instaurarsi ed il definitivo persistere della "*Colorless Flame*", già incipiente per $\Phi \sim 0.45$, vanno di pari passo con lo smagrimento della miscela; che cioè la *combustione distribuita* estende il campo d'esistenza delle fiamme premiscelate verso miscele più magre (povere di combustibile).

In definitiva, quindi, l'effetto promotore che lo smagrimento della miscela esercita sullo spargimento volumetrico della fiamma può essere sfruttato per **bruciare in forma premiscelata** ed omogenea anche nell'esercizio in regolazione, ai più bassi carichi parziali, senza necessità di retrocedere al regime *diffusivo* (di solito previsto nel transitorio di avviamento e presa del carico), responsabile di accresciute emissioni inquinanti. Questa prerogativa della *combustione distribuita* assume un fondamentale ruolo nel quadro delle attuali strategie di gestione dei grandi impianti combinati. Quando infatti le energie rinnovabili, il cui

sfruttamento non può essere differito, giungono a coprire anche parte del carico base, i gruppi gas-vapore debbono essere eserciti per alcune ore alla minima potenza compatibile con il rispetto dei vincoli di tutela ambientale.

Più arduo sarà promuovere e sostenere fiamme distribuite quando l'effetto di "privazione" del combustibile è insufficiente. In altre parole la sfida attuale è quella di rendere la "Colorless Distributed Combustion" compatibile con **le potenze specifiche caratteristiche dei Turbo Gas nell'esercizio a pieno carico** [7]. Rispetto a questo scopo nessuna delle più moderne e sofisticate soluzioni è risultata del tutto soddisfacente. Si è così pensato di perfezionarle prima ed integrarle poi, secondo un inedito schema di cooperazione, che ne assicurasse la superiore efficacia congiunta, inserendo ove possibile ritocchi, talvolta sostanziali, di ulteriore ausilio.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Stato di avanzamento della tecnica e prospettive di sviluppo

In questo paragrafo si esamineranno in maniera critica le tecniche attualmente sfruttate per realizzare la combustione *Flameless* nei bruciatori per Turbo Gas, identificandone così i limiti di efficacia ed i possibili perfezionamenti.

2.1.1 *Trapped vortex* di seconda generazione

La principale causa di parziale efficacia delle tecniche attualmente in uso per realizzare la combustione *Flameless* nei bruciatori per turbogas risiede nella difficoltà di conciliare elevate concentrazioni di potenza (compattezza), contenute perdite di carico introdotte dal bruciatore ed "alte" temperature d'ingresso in turbina (rendimento termodinamico), il che impedisce di spingere troppo in basso i rapporti d'equivalenza nominali (ossia sino alle minime soglie di stabilità della fiamma che la combustione distribuita consente, come mostrato in Figura 1). In altre parole, fissato il carico termico richiesto al punto di progetto (portata di combustibile) non lo si può conciliare con una portata d'aria comunque elevata, ancorché compatibile con la continuità della combustione. S'impone così un limite al primo identificato meccanismo di alternativa induzione della "Colorless Distributed Combustion": il rallentamento della cinetica chimica per difetto di combustibile rispetto alla dosatura stechiometrica. Per conseguenza, i più recenti combustori "Dry Low NO_x", pur operando con miscele classificate come ultra magre ($\Phi \leq 0.6$), compatibilmente con un adatto contenimento delle perdite di carico, **non sono in grado di garantire un livello di mixing turbolento sufficiente a promuovere la combustione *Flameless***.

Per superare questa limitazione, esaltando nel contempo anche l'effetto diluente dei gas combusti, si può far ricorso ai "*Trapped Vortex Combustor*" (TVC), ([8]-[12]). In essi l'omogeneizzazione e la diluizione sono promosse dal "rimiscelamento" di un vortice di miscela reagente entro una cavità espressamente realizzata per accoglierlo (Figura 2).

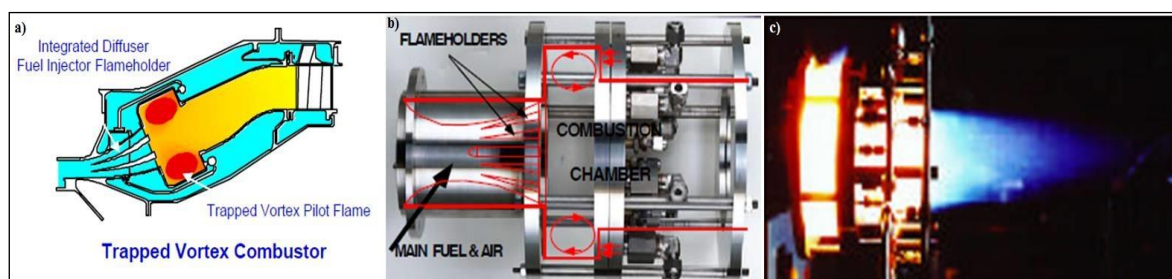


Figura 2. a) Schema di principio; b) prototipo [9]; e c) morfologia della fiamma [10] di un bruciatore *Trapped Vortex* di seconda generazione (cavità d'intrappolamento anulare richiusa attorno all'asse del bruciatore).

L'adozione di uno stadio pilota TVC (*Trapped Vortex Pilot Flame* in Figura 2a), se da un lato favorisce lo spargimento volumetrico della fiamma, dall'altro, a causa del suo posizionamento, per forza di cose periferico, comporta che il calore ed i radicali attivi (prodotti intermedi promotori delle reazioni chimiche) convetti insieme con i gas combusti, debbano rifluire dalla zona di reazione, stabilizzata entro lo *shear layer* tra il ricircolo centrale e quello periferico (Figura 3), fino al punto di ristagno posteriore prima di entrare in contatto con la miscela fresca in arrivo dal premiscelatore assiale. Così, soprattutto nei combustori fortemente pressurizzati dei Turbo Gas, ove l'effetto di "*collisional quenching*" dei radicali è più marcato, **il tempo necessario per il descritto ricircolo può superare il periodo di rilassamento dei radicali stessi**, compromettendone la capacità d'innescare, promuovere e sostenere i vari rami della catena di reazione del combustibile ([13], [14]). S'intuisce quindi come **il luogo più opportuno ove addurre radicali eccitati ed il calore di attivazione sia il punto di ristagno posteriore**. Per gli stessi motivi nel medesimo punto andrebbe collocato l'accenditore, che, sotto forma dell'energia sprigionata da un arco elettrico, somministra dall'esterno il calore di attivazione quando la fiamma è ancora spenta e nessun ricircolo di gas combusti può sussistere.

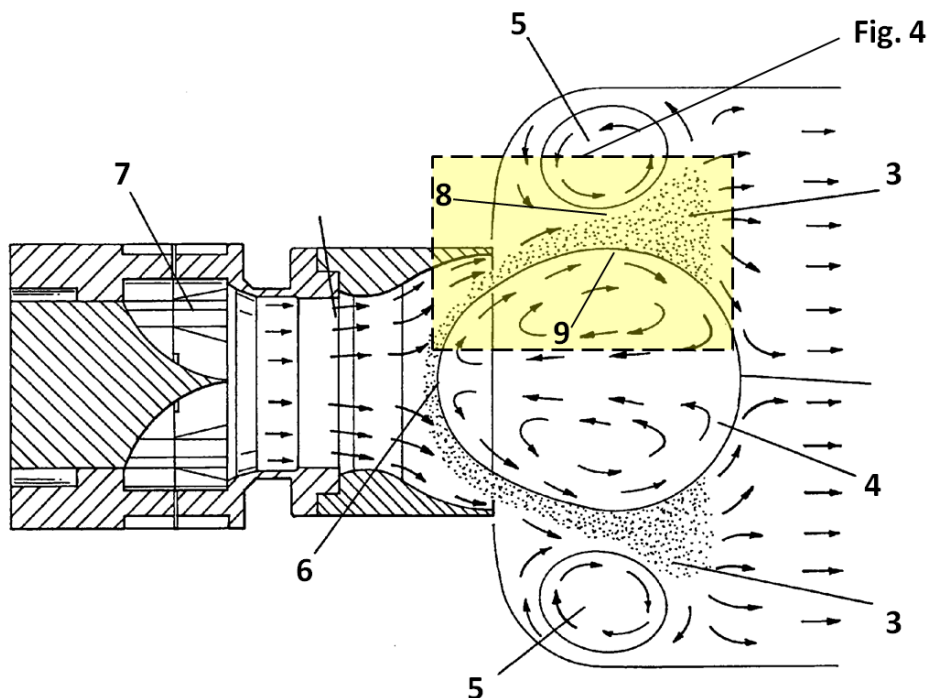


Figura 3. Localizzazione della fiamma in un bruciatore stabilizzato tramite swirler. Il pilotaggio tramite uno stadio TVC annidato può essere visto come esaltazione studiata ad arte delle "Outer Recirculation Zones", altresì rese supplementari sedi di iniezione del combustibile [15].

Quando invece, come nei combustori di concezione meno recente, l'elettrodo di accensione è collocato nella zona di ricircolo esterno, spesso la miscela ivi introdotta deve essere ricca per poter stabilmente sostenere la combustione, anche solo limitatamente alla fiamma pilota del TVC integrato. Così, non di rado, la fiamma non può propagare verso la zona di ricircolo centrale (*Inner Shear Layer* di Figura 4a] fin quando il flusso principale di miscela non diviene abbastanza ricco, preriscaldato e rifornito da un'abbondante quantità di radicali attivi.

In altre parole la stabilizzazione della fiamma principale non può avvenire se non di pari passo con la crescita del carico termico, della potenza erogata, del regime di rotazione del gruppo turbogas ed in definitiva della pressione che il compressore sviluppa e sostiene in camera di combustione. Questo differito estendersi della zona di reazione dalla fiamma pilota, relegata entro gli *shear layer* periferici, allo strato di scorrimento interno, solo dopo che la pressione nel combustore abbia preso a salire, ha l'effetto di accelerare il rilassamento dei radicali attivi, controproducente per l'ignizione del flusso principale di miscela in arrivo al punto di ristagno posteriore.

I TVC di seconda generazione sono quindi affetti dal problema dell'accensione sequenziale (**stabilizzazione ritardata e sequenziale della fiamma**), che avviene prima nella cavità e poi all'interno dell'*inner shear layer* (Figura 4b).

Per di più il processo che conduce la fiamma ad estendersi dalle zone di ricircolo esterne a quella principale, non solo può determinare **consistenti perdite (al camino) di miscela incombusta nella fase di avviamento e presa del carico**, ma, verificandosi in tempi diversi per i vari bruciatori di una stessa camera di combustione anulare, si pone all'origine di una **disomogeneità termica** (burner to burner) dei gas avviati in turbina, rischiosa per l'integrità dei primi stadi della macchina [11].

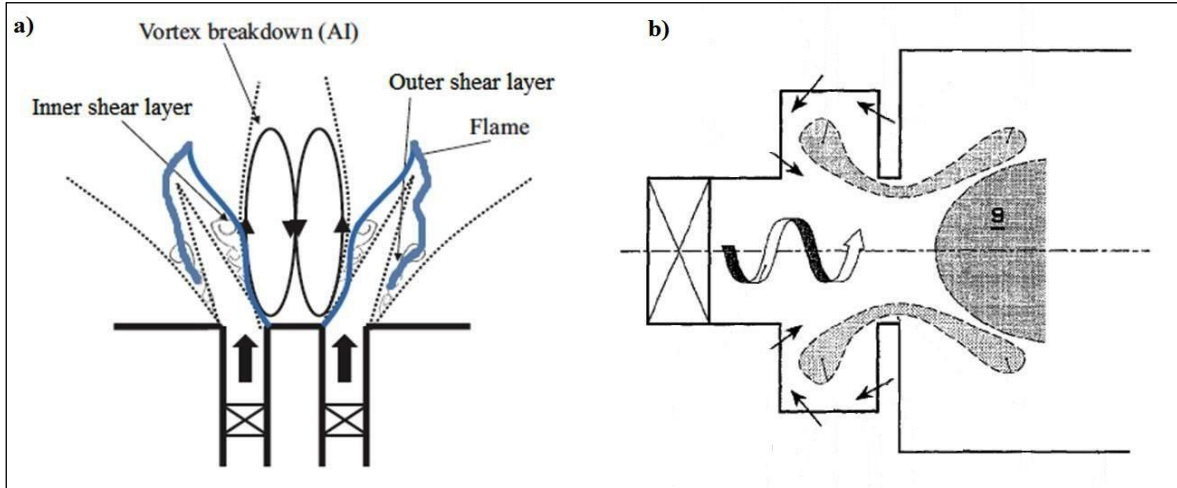


Figura 4. Per illustrare il sistema di ancoraggio di una fiamma stabilizzata: a) tramite vorticatori [16]; b) per effetto combinato di swirler e cavità TVC [17].

2.1.2 Trapped vortex di terza generazione

Per evitare almeno il secondo dei descritti inconvenienti, vale a dire il problema dell'accensione asincrona delle fiamme principali relative a diversi bruciatori, sono stati concepiti dei TVC di terza generazione, provvisti di cavità continua, richiusa attorno all'asse della macchina, lungo l'intera camera di combustione anulare e non più circoscritta al singolo bruciatore (Figura 5). Del resto evidente è il mancato raggiungimento del regime *Colorless* (Figura 5c), proprio a causa della miscela ricca occorrente per stabilizzare la fiamma entro le cavità.

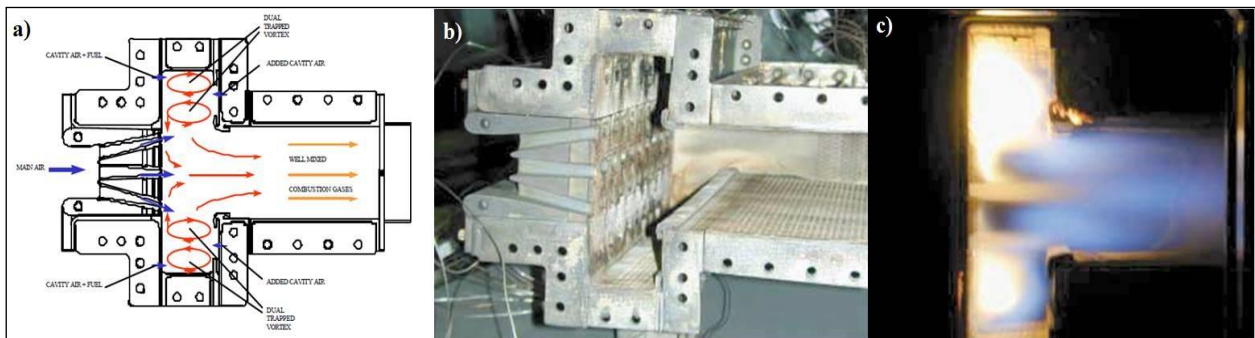


Figura 5. a) Schema di principio; b) costituzione [10]; e c) aspetto della fiamma di un settore TVC di terza generazione [18].

2.1.3 Trapped vortex di quarta generazione

Il problema dell'accensione sequenziale, prima nella cavità e poi all'interno dell'*inner shear layer* (Figura 4b), è stato affrontato sviluppando bruciatori TVC di quarta generazione (Figura 6), funzionanti unicamente secondo il principio del vortice intrappolato ([19]-[23]). Tuttavia, salvo in qualche realizzazione

dall'architettura semplificata ed ancora in scala da laboratorio [21], **le densità di potenza raggiunte sono state insoddisfacenti** (dimensioni minime limitate dall'effettivo sviluppo del vortice) [23], **le perdite di carico si sono mostrate eccessive**, **i livelli delle emissioni inquinanti inammissibili** e **l'ottenimento di fiamme distribuite dubbio** [22].

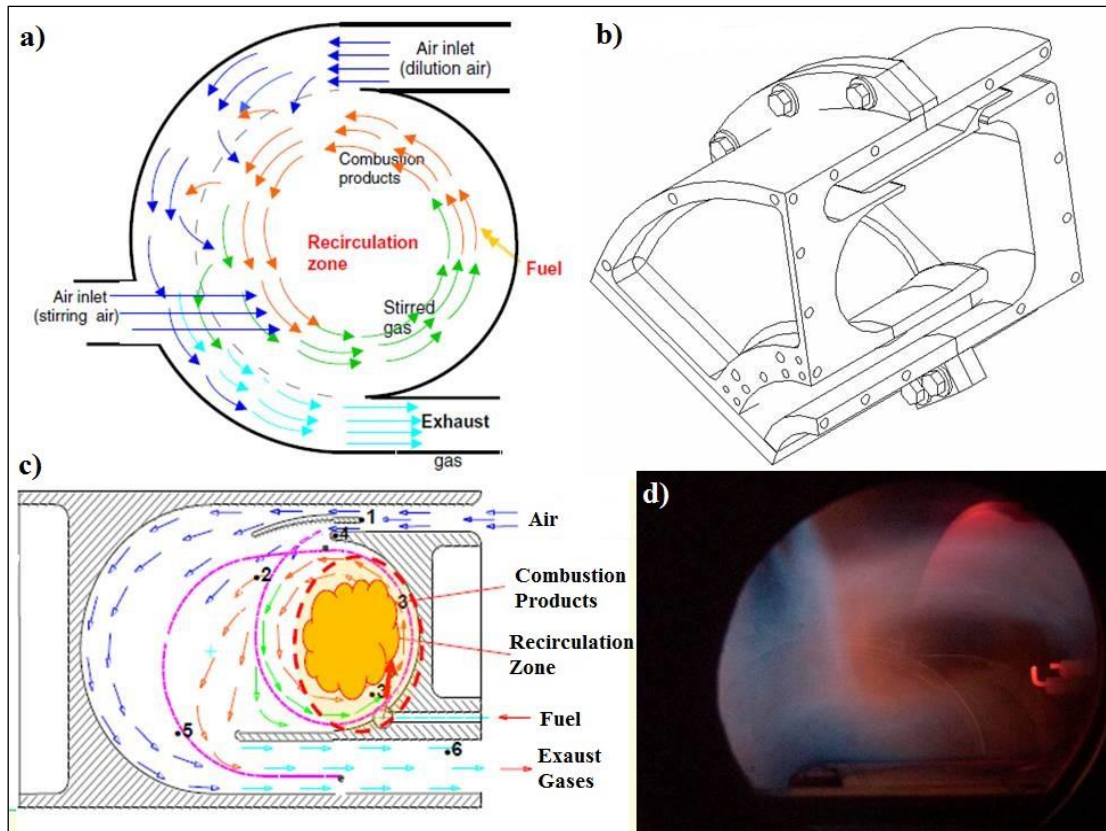


Figura 6. Illustrazione del combustore FLOXCOM concepito per funzionare esclusivamente secondo il principio dei vortici intrappolati (TVC di quarta generazione). a) schema di principio [19]; b) soluzione costruttiva [22]; c) percorso dei flussi interni e d) aspetto della fiamma [20] ai più bassi rapporti d'equivalenza ($\Phi \cong 0.3$).

Altro inconveniente deriva dall'aver trasferito tout-court l'impiego di fiamme pilota diffuse, o poco parzialmente premiscelate, dai bruciatori convenzionali (stabilizzati tramite bluff body o swirler) ai TVC. Ed infatti un pilotaggio di tal genere in combustori basati sul principio del "cavity flameholding" si è spesso dimostrato responsabile di **non poterli rendere esenti da pulsazioni termoacustiche** e d'inibire il pieno regime *flameless* [24]. Ciò è avvenuto persino nei post-bruciatori [25], ove, in un certo senso, l'effetto di diluizione è massimo, essendo l'ossigeno quello residuo nei gas combusti del bruciatore primario (operante in eccesso d'aria).

2.1.4 Bruciatori con iniezione diretta del combustibile all'interno della zona di ricircolazione

Per completare questa rapida panoramica sullo stato dell'arte, in tema di *combustori Flameless* per turbogas, si deve segnalare la proposta descritta in [26] e [27]. Il sistema, riconoscendo le zone di ricircolo esterno di un bruciatore convenzionale (Figura 3) come "embrioni" di cavità TVC, prevede d'iniettare il combustibile proprio in posizione periferica (Figura 7d). Di conseguenza la zona reagente assume forma anulare e, lambendo la parete del liner, una volta munito quest'ultimo di apposite alette (Figura 7b), può essere refrigerata [26]. Ne deriva la possibilità di: 1) abbattere la temperatura della fiamma; 2) limitare le emissioni nocive, contrastando la genesi degli NO_x termici e favorendo la regressione dell'equilibrio dissociativo del CO_2 in CO ; 3) ridurre il contenuto di ossigeno dei gas combusti, limitandone la percentuale di ricircolo sufficiente a promuovere, per diluizione dei reagenti, la combustione *Flameless*. Permangono

però i **problemi connessi con l'innesco** e la presa del carico termico (ritardo all'accensione della fiamma principale) già descritti per i TVC di seconda e terza generazione.

Oltretutto, non essendo possibile sottrarre al raffreddamento alcuna parte della fiamma, ai minimi carichi termici la stabilizzazione potrebbe riuscire ancor più critica.

In definitiva ciascuna delle soluzioni precedentemente espone fa leva principalmente su uno solo tra i possibili accorgimenti oggi noti per promuovere e stabilizzare il regime *Flameless*. Inoltre, anche in presenza di strategie più complesse e composite, insufficiente appare la cura posta nel rendere cooperanti gli effetti dei vari elementi funzionali. Tanto che, come nell'ultimo esempio citato (Figura 7), gli stessi autori, nel tentativo di rimuovere gli inconvenienti (**eccessive perdite di carico, alte emissioni, combustione scarsamente distribuita**) esibiti da una precedente realizzazione (Figura 6d), regrediscono da un TVC di quarta generazione ad un disegno nuovamente affetto da **stabilizzazione ritardata e sequenziale della fiamma** (viceversa inibita da combustori basati sul solo principio del "Cavity Flameholding").

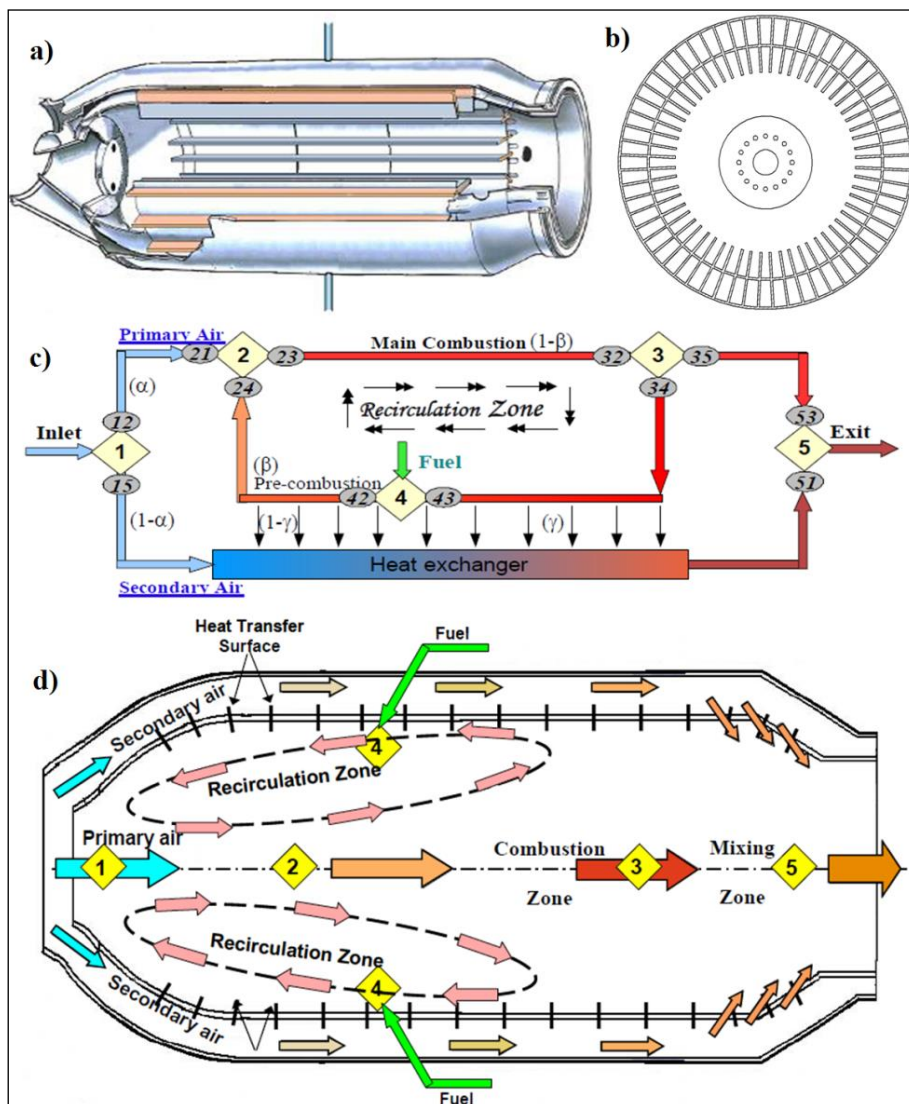


Figura 7. Criterio per l'ottenimento della combustione *flameless* in bruciatori per turbogas: a) spaccato longitudinale e b) sezione retta del combustore [20]; c) diagramma dei flussi interni e d) relativo schema di implementazione [26].

2.1.5 Gli High G-Loading TVC Combustors

Infine, resta da citare l'architettura fluidodinamica che può riguardarsi come punto di partenza per lo sviluppo del nuovo bruciatore ([28],[29]). Applicando a questa realizzazione di riferimento (Figura 8) tutti gli

specifici ed inediti accorgimenti funzionali descritti nei successivi §§ 2.2.1÷2.2.3, si può cioè generare una possibile, ma non completa, forma costruttiva (semplificata) del sistema qui presentato.

Come si vede (Figura 8), nel corso della manovra di spegnimento per progressiva chiusura della valvola del combustibile, l'aggiunta di una cavità anulare 12, tra il vorticatore 13 e la camera di combustione 14, ha permesso di frapporre tra l'assetto stabile di partenza ("Type I Flame", lo stesso che nel bruciatore tubolare originario, privo della cavità) ed il definitivo soffriaggio della fiamma fuori dal combustore (Lean Blow Out, LBO), una seconda morfologia 15, centrifugata ed "intrappolata", della zona reagente. Ciò ha consentito di rendere ancor più povere le miscele al limite di spegnimento, senza far salire il livello degli incombusti. Il tutto come conseguenza del prolungamento dei tempi di residenza, e quindi dei tempi concessi al completamento delle reazioni chimiche, lungo il percorso d'intrappolamento. Anche in questo caso però il risultato è circoscritto alle sole miscele ultramagre, ossia ai minimi carichi termici, incompatibili con le concentrazioni di potenza necessarie al punto di progetto.

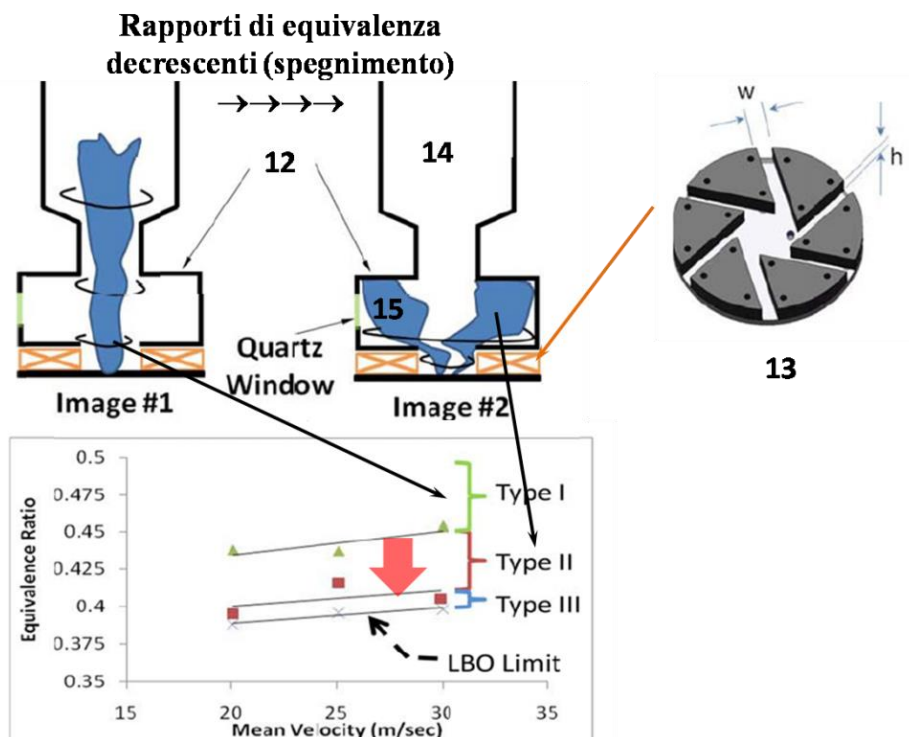


Figura 8: Effetto dell'interazione tra vorticatore e cavità anulare di intrappolamento per il combustore "high G-loading TVC" sperimentato in [28] e successivamente brevettato in [29].

È opinione di chi scrive che la parzialità dei risultati suesposti (§§ 2.1.1÷2.1.5) sia da imputarsi all'aver spesso confuso la combustione flameless con la sua originaria realizzazione (MILD), tentando così di trasferirla più o meno forzosamente alle turbine a gas. Il tutto senza tener conto che ogni specifica forma di "Colorless Distributed Combustion" è caratterizzata da un corrispondente meccanismo di interazione tra turbolenza e combustione, per il cui ottenimento e controllo (subordinazione agli scopi prefissi) si richiede una strategia progettuale "dedicata": <<... It also implies that flameless combustion for gas turbine application (lean flameless) would certainly differ in term of turbulence/chemistry interaction (**hence burner design**) compared to a flameless furnace (MILD combustion).>> [30].

Con questi intendimenti si è dato avvio alla sintesi di una nuova architettura fluidodinamica, atta ad allocare stabilmente fiamme distribuite nei tubi di fiamma dei turbogas. In quanto segue la generazione dello schema di principio elaborato per il dispositivo (Figura 10) verrà esposto a muovere dallo stato dell'arte verso una prima forma realizzativa del sistema.

2.2 Sintesi della nuova architettura fluidodinamica: Le strategie proposte per il nuovo bruciatore

2.2.1 Ottimizzazione dell'accoppiamento tra vorticolatore e cavità

Partendo dalle soluzioni di tecnica nota precedentemente descritte, con particolare riferimento agli “High G-Loading TVC” (Figura 8), si deve innanzitutto osservare che l’auspicata ([28],[29]) configurazione del flusso, comprensiva di un’ampia zona di ricircolo centrale (incuneata nell’imbuto alla base della camera di combustione, fin sotto la cavità d’intrappolamento e rappresentata nel particolare 4 di Figura 9-c) in effetti non si manifesta.

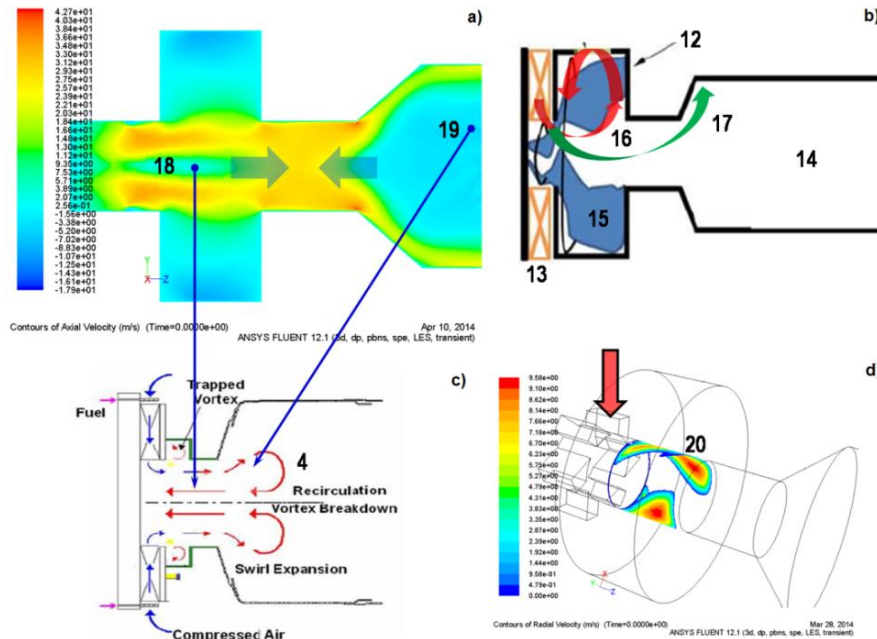


Figura 9: Risultati delle simulazioni preliminari condotte sull’architettura fluidodinamica di riferimento [28]. a) distribuzione delle velocità assiali; b) e c) assetto del flusso interno (schematizzato); d) zone di penetrazione del getto swirlato nella cavità.

Da ciò consegue un impedimento nel forzare la portata in arrivo dal vorticolatore verso un percorso schiacciato contro le pareti e per ciò stesso pronto ad aprirsi verso la camera anulare col massimo grado di penetrazione (rapporto tra le portate “trapped” 16 e “untrapped” 17, Figura 9-b). Il tasso di ricircolo dei gas combusti e di rimestamento con i reagenti, promotori delle fiamme distribuite, ha quindi trovato una considerevole limitazione.

Le simulazioni eseguite (Figura 9 -a) mostrano infatti l’esistenza di due separate regioni di flusso rallentato-retrogrado, una prima regione di flusso 18, appena abbozzata, sotto la cavità e una seconda regione di flusso 19, molto più estesa, entro la camera di combustione principale.

Per conseguenza, il meccanismo di scambio vorticolatore-cavità, pur svolgendosi nell’unica maniera possibile, secondo un’alternanza azimutale d’ingressi ed uscite (in Figura 9-c il particolare 20 mostra la regione delle velocità radiali entranti nella cavità; il resto dell’apertura cilindrica è impegnata dal flusso uscente), ha permesso gradi di penetrazione al più compresi tra il 40% ed il 60% (riferiti alla portata totale che accede dal vorticolatore 13). Questo limite è con ogni probabilità intervenuto per effetto della mancata ottimizzazione nell’accoppiamento tra vorticolatore e cavità.

Ed infatti, lo scambio di flusso, ben più copioso, che l’auspicata fusione delle zone di ricircolo imporrebbe, non può prescindere dall’impiego di una camera chiusa attorno ad un diffusore conico (Figura 10, particolare 21), già dimostratosi determinante nel controllare forma e disposizione della zona di ricircolo centrale nei classici bruciatori stabilizzati tramite swirler [13]. Si è dunque fatto ricorso ad una configurazione secondo la quale la cavità d’intrappolamento 12 s’inserisce tra il vorticolatore 13 e la parte non interrotta del diffusore conico 21, aprendosi verso l’interno laddove le linee di flusso che lambiscono la zona di ricircolo centrale 4 sono ancora in piena centrifugazione, prima di convergere, retrocedendo, verso

l'asse del bruciatore 22.

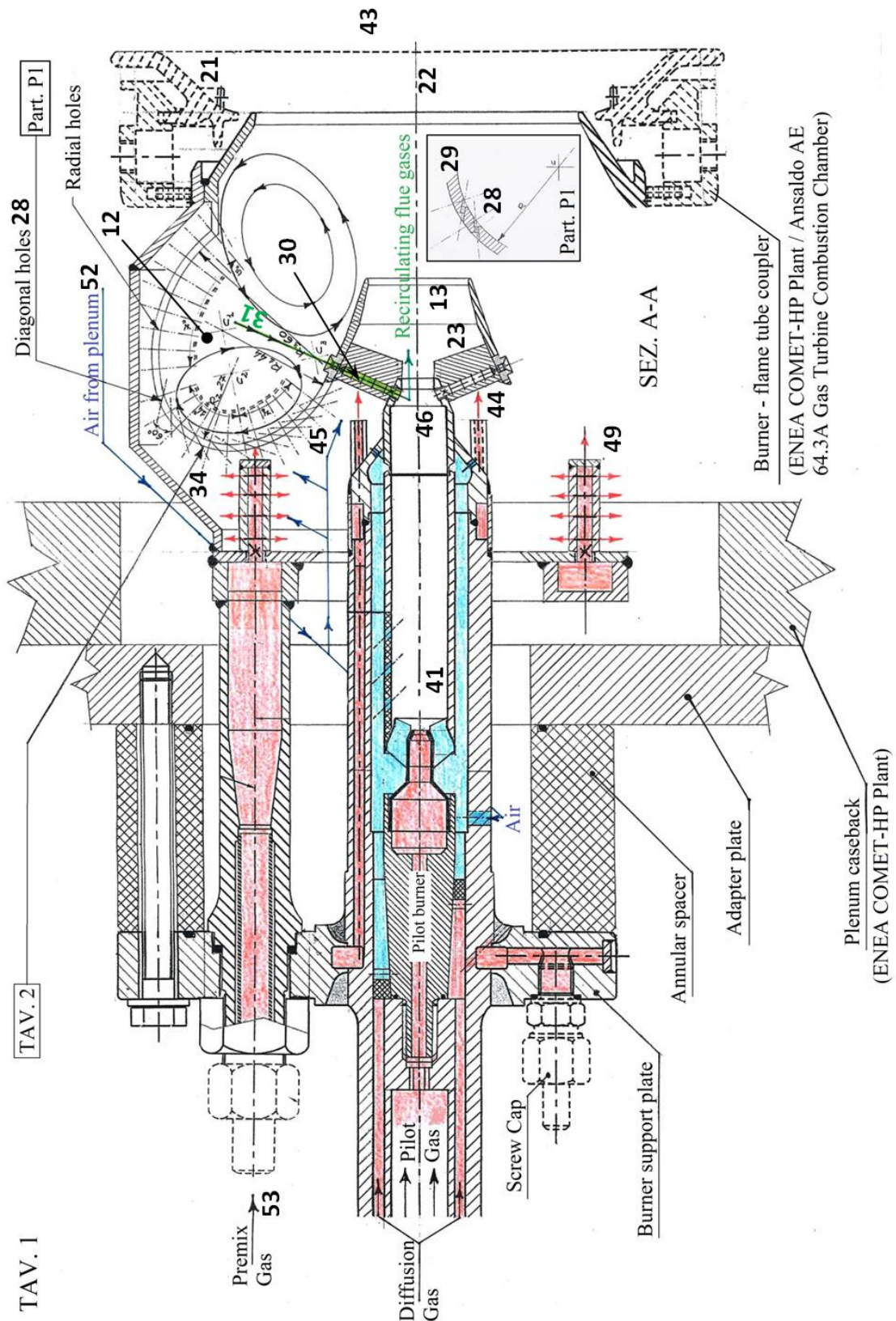


Figura 10: Possibile forma costruttiva del “Bruciatore per Turbogas ad Intrappolamento Centrifugo di Fiamme Distribuite” oggetto della presente ricerca. Il prototipo, non ancora realizzato e testato, è installabile nella camera di prova dell’impianto ENEA COMET-HP, ove è attualmente alloggiato un bruciatore Siemens-Ansaldo V64.3A. Con esso il definendo prototipo condividerà la taglia (dimensioni, potenza e portate nominali, punto di progetto).

Sempre in tema di interazione tra vorticolatore 13 e cavità d'intrappolamento 12, come si accennava, il periodico scambio di flusso tra i due può stabilirsi solo per l'alternanza tra i getti interpalari (in Figura 9-d se ne vede la sezione 20 secondo la superficie cilindrica d'accesso alla cavità 12) e le scie rallentate che il vorticolatore 13 genera. Così, per esaltare l'effetto di periodicità azimutale, si è fatto ricorso ad un vorticolatore 13 assiale (Figura 10) e non più centripeto (Figura 8), praticando sull'estremità delle pale 23, dal lato del bordo d'uscita 24, degli incavi 25 profilati (Figura 11), atti a creare degli "scarichi", ossia delle preferenziali vie di fuoriuscita per il flusso interno alla cavità.

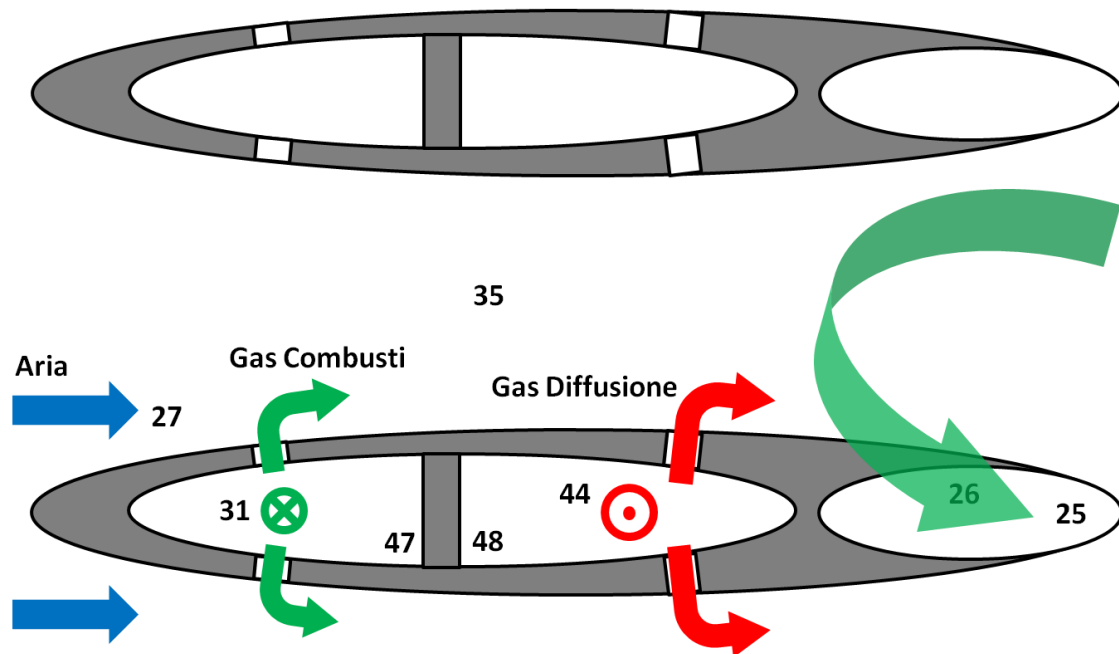


Figura 11: Rappresentazione schematica della sezione retta di una pala 23, condotta in prossimità dell'apice (a contatto con il mantello toroidale esterno del vorticolatore 13, pure interessato dallo scarico 25). Il ramo di ricircolo 26, derivato da quello principale 31 (Figura 10), corrisponde al flusso intrappolato 16 (Figura 9-b) di ritorno dalla cavità 12. La base del disegno, sezione palare a singola cavità per l'iniezione del combustibile, è reperibile in [34].

Il tutto per circoscrivere il soffocamento operato da queste "lame" fluide di ritorno (indicate con 26 in Figura 11) sul sottostante vortice proprio laddove fuoriesce già rallentato (scia interpalare) dal vorticolatore 13 e non certo in corrispondenza ai getti interpalari, cui compete la quantità di moto periferica necessaria per la centrifugazione. L'artificio descritto, permettendo anche di "riempire" la scia di ciascuna pala 23 col flusso 26 di ritorno dalla cavità, consente di realizzare pale tozze, come richiesto per esaltare la periodicità azimutale e lo scambio di flusso swirler-cavità, ma senza accrescere troppo le perdite di carico provocate da un bordo d'uscita tronco e non aerodinamicamente profilato. L'ampio spessore delle pale è anche opportuno per proporzionare generosamente il circuito di ricircolo interno dei gas combustibili 30, visibile in Figura 10.

Altro elemento distintivo dell'ideata architettura rispetto a precedenti realizzazioni emerge considerando che la penetrazione del getto swirlato nella cavità anulare si ritiene altrove ([28],[29]) impedita da un'eventuale alimentazione periferica della camera d'intrappolamento; ciò in quanto la portata introdotta, dovendone fuoriuscire, causerebbe un'eccessiva ostruzione. Orbene, stante il fatto che in alcune condizioni i citati Autori hanno osservato la fiamma risiedere tutta e solo nella camera anulare "imperforata", tutta la miscela reagente dovrà pure esservi penetrata dall'unico accesso interno, per poi fuoriuscire dal medesimo lato, sotto forma di gas combustibili (ingresso ed uscita su aree alterne in direzione azimutale, come in Figura 9-d). La mutua ostruzione tra le portate dei reagenti freschi e dei prodotti sarà quindi riuscita massima. Ferma restando la portata globale, aggiungendo da un lato l'alimentazione periferica, attraverso i fori 28 (Figura 10), dall'altro i canali 30 di ricircolo interno dei gas combustibili, entrambe le portate in questione si riducono e con esse la competizione nello spartirsi l'area di accesso principale alla cavità 12. Inoltre, per attenuare l'impedimento causato dall'iniezione periferica distribuita, la si potrà organizzare secondo getti tali da non comportare più ostruzione di quanta non si creerebbe se le relative portate fossero mantenute

attraverso l'unico originario accesso (apertura interna della cavità). Ancora, nella definitiva architettura del bruciatore, sarà previsto il raffreddamento della cavità 12, col risultato di ridurre la dilatazione volumetrica dei gas combusti ed attenuare così l'azione ostruente.

Ebbene, anche per i suesposti motivi, vale a dire per:

- sottrarre portata uscente dall'apertura principale della cavità 12;
- limitare la quantità di moto del flusso di ritorno dalla camera anulare, preservando il getto centrale swirlato dal soffocamento;
- evitare interferenza distruttiva tra il vortice centrifugato e le iniezioni periferiche;

si è cercato:

- di allocare aree di passaggio le più ampie possibile nel percorso di ricircolo interno 30 dei gas combusti, altresì sovralimentandolo con la pressione dinamica dei filetti fluidi 31 comuni ai due vortici controrotanti intrappolati;
- di ampliare la camera anulare 12, entro i limiti concessi dal massimo ingombro trasversale del bruciatore originario⁽¹⁾, senza ridurre il valore complessivo della densità di potenza (il volume di cui si accresce la cavità è prelevato dal preesistente tubo di fiamma 43: non è quindi aggiunto, ma riallocato coerentemente con l'esigenza di favorire lo sviluppo di un vortice di miscela reagente);
- di distribuire gli assi, pseudo tangenziali, dei fori d'iniezione 28 sulle superfici 29 della camera di intrappolamento 12 secondo i punti di eliche controverse (Figura 12), le quali ricalcano i percorsi di libero scorrimento dei due vortici controrotanti intrappolati, per modo che lungo il contorno interno della cavità si realizzi un'iniezione della miscela primaria distribuita ed orientata, in rapporto di costruttiva interferenza con il flusso 16 espulso dal vorticatore e dalla cavità stessa captato.

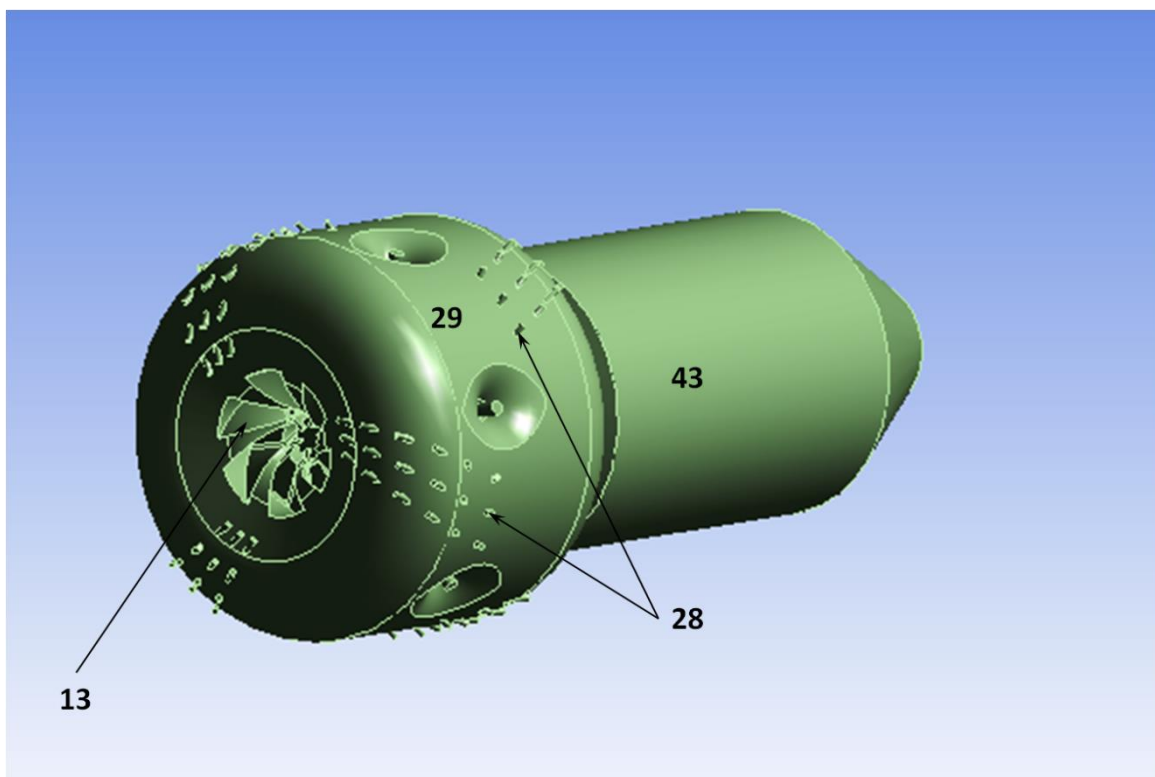


Figura 12: Assonometria del "Bruciatore per Turbogas ad Intrappolamento Centrifugo di Fiamme Distribuite" descritto in Figura 10. La vista è condotta dal lato d'ingresso (posteriore) del vorticatore 13 e mostra,

⁽¹⁾ Limitato dalla necessità di inserimento nel fondello posteriore (plenum caseback di Figura 10) dell'impianto ENEA CMET-HP e dal collare per l'innesto del bruciatore nel tubo di fiamma (burner-flame tube coupler).

dall'esterno, il guscio che le pareti della cavità 12 e del tubo di fiamma 43 formano. Sulla superficie 29 della camera d'intrappolamento 12 sono anche visibili i fori 28 elicoidalmente distribuiti ed orientati.

2.2.2 Circuito per il ricircolo interno dei gas combusti

Conviene a questo punto precisare che gli elementi funzionali descritti al § 2.2.1 garantiscono anche ulteriori risultati nell'ottimizzazione prestazionale. Ad esempio, il circuito di ricircolo interno dei gas combusti interviene nel superamento dei residui impedimenti alla completa estensione della tecnica flameless ai combustori per turbogas. Ciò secondo tre sinergici effetti.

In primo luogo tramite un assetto sufficientemente poco ingombrante per trovare alloggio nell'architettura compatta di un bruciatore per turbogas, oltretutto senza dover introdurre apposite piastre deflettrici verso percorsi retrogradi periferici (a contatto con le pareti del combustore), sempre causa di perdite di carico per urto fluidodinamico ed aggiuntive dispersioni di calore (Figura 13).

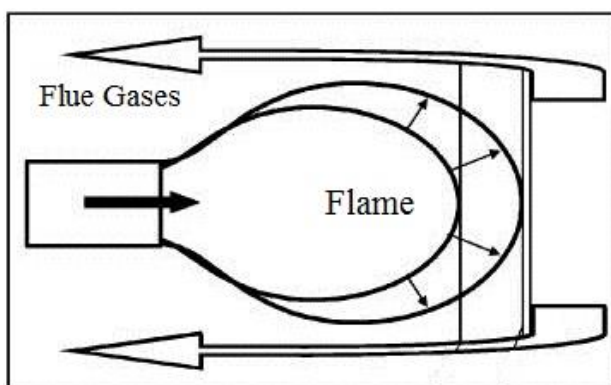


Figura 13. Circuito di ricircolo dei gas combusti ottenuto per intercettazione a mezzo di una piastra deflettrice [31]. Il percorso si sviluppa entro un'intercapedine del tubo di fiamma interna alla parete del combustore.

Queste superiori caratteristiche di compattezza ed efficacia derivano da uno spontaneo effetto di sovralimentazione dinamica, volto a sfruttare l'energia cinetica dei filetti fluidi 31 comuni ai due vortici controrotanti intrappolati per creare una sovrappressione d'inerzia all'imbocco del circuito (Figura 10). Questa spinta si somma dunque, contribuendo a sostenere maggiori portate di ricircolo, al salto pneumatico motore che la centrifugazione del getto swirlato centrale e l'effetto Venturi, derivante dalle sovra velocità del flusso attraverso i vani interpallari (27, 35 in Figura 11), fanno sorgere tra la cavità d'intrappolamento ed i passaggi interni al vortice.

Considerato allora che, tanto la sovralimentazione lato ingresso (31, Figura 10), tanto la centrifugazione (15, Figura 9), tanto il risucchio lato uscita (35, Figura 11), e nel complesso l'autonoma tendenza della fiamma ad intrappolarsi retroflettendo verso la cavità entro cui è richiamata (Figura 14), s'intensificano con le portate, emerge il secondo dei tre dichiarati effetti: regolando opportunamente i dettagli geometrici, nel funzionamento a piena potenza il solo ricircolo potrà svolgere il ruolo già assunto ai carichi parziali dallo stadio pilota 41, ossia attivare e sostenere la combustione principale, diluendo nel contempo i reagenti per dar vita ad una fiamma distribuita. Al punto di progetto, od in sovraccarico, si stima dunque di poter interrompere l'alimentazione del pre-combustore 41, col vantaggio di estendere il regime di "Colorless Distributed Combustion" all'intera fiamma, senza necessità d'indurla (come negli attuali sistemi "fuel staged") sfruttando l'azione diluente dei gas prodotti a monte da uno stadio pilota diffusivo (o poco parzialmente premiscelato), responsabile di accresciute emissioni di NO_x ([32],[33]). Anche in questa possibilità di alternanza tra pre-combustore e ricircolo interno dei gas combusti nel ruolo di sostentamento della fiamma principale consiste l'ottimizzazione dell'accoppiamento tra lo stadio pilota (divenuto a comportamento on/off) ed il riprogettato High G-Loading TVC (Figura 8).

Il terzo ed ultimo contributo alla "globalità" del regime flameless è poi fornito dal fatto che lo spillamento dei gas combusti viene reintrodotta nei vani interpallari 35 (Figura 11) in punti tali da far svolgere in aria diluita la combustione dell'eventuale residuo pilotaggio diffusivo (44, Figura 10), inibendone così gli effetti

di accresciute emissioni nocive e costrizione della fiamma ad un ancoraggio localizzato (che le impedisce di spargersi volumetricamente).

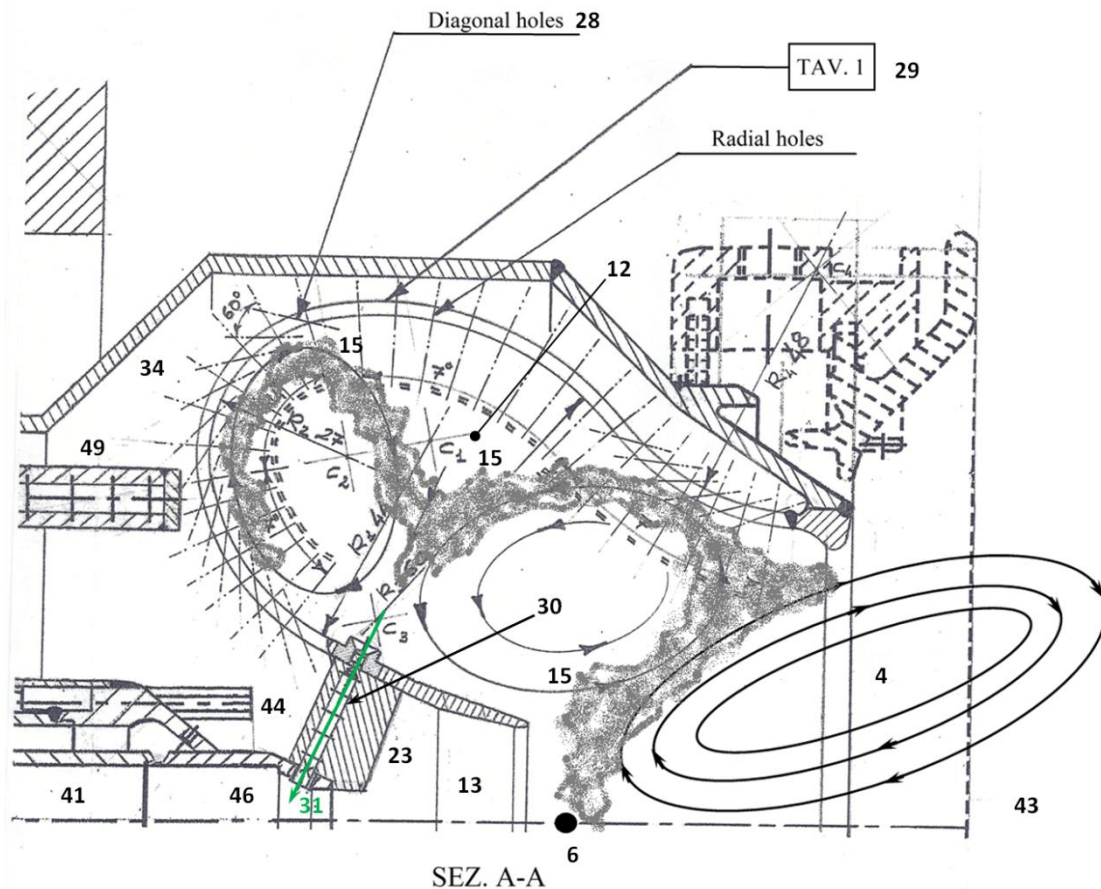


Figura 14: Particolare della sezione A-A di Figura 10. Sono visibili un'alternativo profilo 29 della camera d'intrappolamento ed un qualitativo assetto della fiamma principale 15.

Altro compito assolto dal circuito di ricircolo interno dei gas combusti è quello di contrastare le oscillazioni della "Inner Recirculation Zone" 4 (Figura 14) e le instabilità termoacustiche che ne possono conseguire per periodica distorsione della superficie di fiamma. Ed infatti, con una sorta di effetto in "retroazione fluidica", uno spostamento ad esempio in avanti del "Rear Stagnation Point" 6, provocando un'ulteriore depressione nell'ugello 46 del pre-combustore 41, determinerà anche un supplementare effetto di richiamo sui gas combusti in ricircolo (Flue Gases) attraverso il condotto 30, col risultato di "forzare" l'ancoraggio della fiamma 15 (prodotta, nella zona di radice, dalla miscela aria secondaria 45 - gas diffusione 44 in progressivo mescolamento).

Ulteriore contributo a questa auspicabile azione antagonista sarà fornito dal raffreddamento, e quindi dalla tendenza a ricontrarsi dopo l'espansione (conseguente allo scorrimento della zona di ricircolo 4), dei gas racchiusi fra i due rami della fiamma 15, che quasi si ricongiungono attorno al vortice intrappolato di destra. Il viceversa accadrà in caso di spostamento all'indietro, insorgerà cioè un'azione di autonomo contrasto al "flame flash back" (risalita della fiamma verso monte entro il vortice 13).

Tutto considerato, quindi, diversamente dalle situazioni illustrate in Figura 8 e Figura 15-b, **ciascun lobo della fiamma resterà intrappolato nella corrispondente "cavità", senza "urtarne" il bordo d'ingresso**, ad ogni regime, col risultato di "trasformare" un TVC di seconda generazione (Figura 2) in uno di quarta (Figura 6). Ed infatti, se non fosse per il separato "spillamento" dei gas combusti, il medesimo diagramma di flusso (Figura 15-c,d] si applicherebbe indifferentemente ai due schemi in parola. Ma è proprio questo supplementare e separato ricircolo che, permettendo di pre-diluire la "stirred air" (Figura 15-d) con un iniezione in equicorrente subito a valle del punto (1), sancirebbe la superiore capacità del definendo sistema nel promuovere la combustione *Flameless*.

Il più efficace meccanismo di “cavity flameholding” permetterà oltretutto di evitare pericolosi “stiramenti” della zona reagente verso la sezione di uscita del combustore (Figura 5-c) e, soprattutto nelle camere più compatte per impieghi aeronautici, l’innesco delle insidiose “Acoustic-Entropy Combustion Instabilities” ([35],[36]).

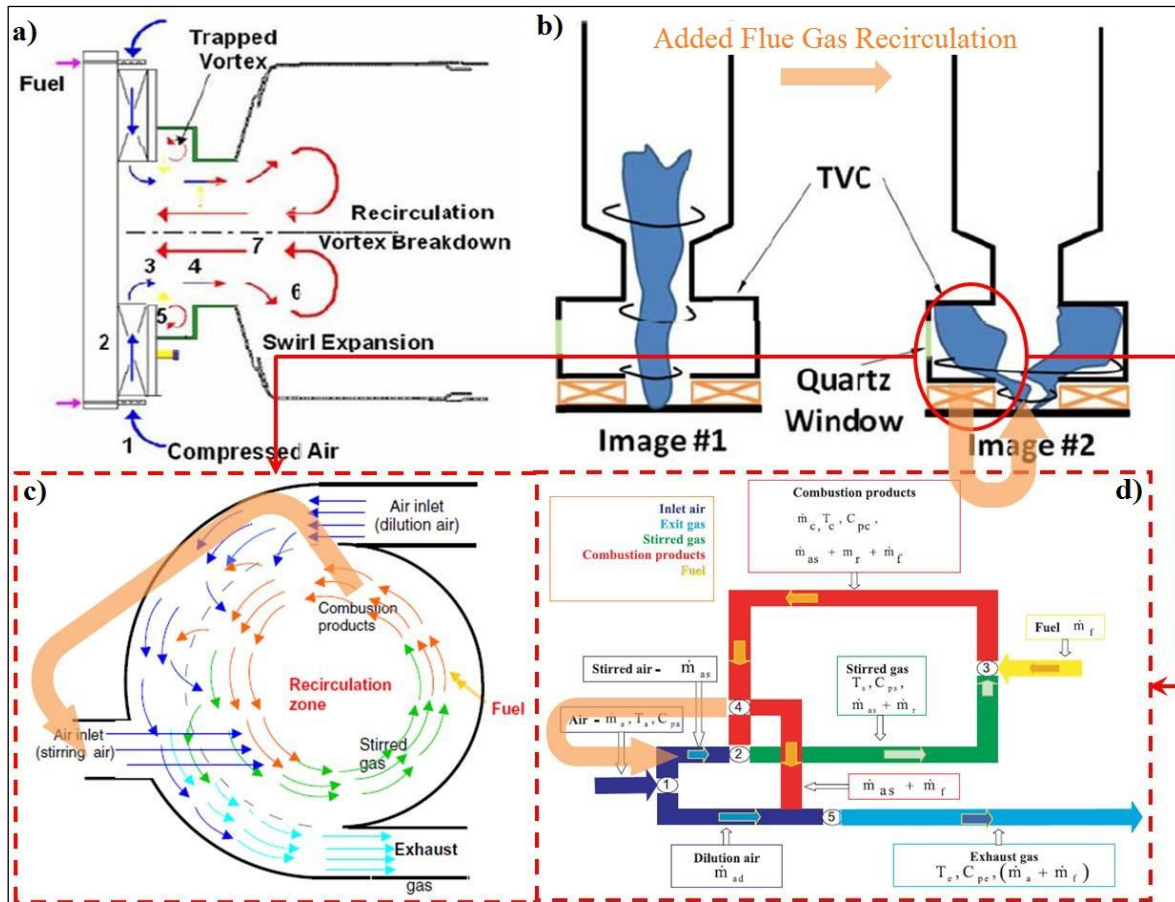


Figura 15: a) schema di un bruciatore stabilizzato per effetto congiunto di swirler e cavità TVC [28]; b) possibili morfologie della fiamma in un *Hig G-Loading TVC combustor*; c) e d) analogia tra i diagrammi di flusso relativi ad un TVC di quarta generazione [19] ed al singolo lobo centrifugato della fiamma.

2.2.3 Alimentazione finemente distribuita della cavità preposta ad accogliere la fiamma principale

Anche la matrice dei fori d’iniezione 28, non assolve al solo compito di distribuire la miscela reagente, ma è al tempo stesso “griglia di rottura” delle instabilità, in quanto smorza le oscillazioni acustiche per effetto dissipativo e frammenta le scale turbolente, preservando la fiamma 15 da periodiche distorsioni ([37]-[39]). Il nuovo bruciatore presenta quindi una stabilizzazione “aerodinamica” per mezzo di vorticatori, “statica” con l’ausilio di cavità ritenitrici ed “acustica” per effetto di piastre forate attenuatrici. L’eventuale risonanza della cavità costituente il “*premiscelatore a capsula*” può essere contrastata variando opportunamente lo spessore della parete forata [39].

Ancora, la strategia, già introdotta ottimizzando l’accoppiamento vorticatore 13 - cavità 12, di provvedere ad un’iniezione distribuita, “orientata” e premiscelata, elimina il pilotaggio diffusivo della camera, agente come un ancoraggio localizzato della fiamma 12, che le impedisce di spargersi volumetricamente, di sottrarsi alle fluttuazioni fluidodinamiche di una ristretta zona di radice e conseguentemente di rendersi immune alle pulsazioni termoacustiche.

Si noti che anche gli unici antecedenti esemplari provvisti di un distributore della miscela ([40]-[43]) vagamente simile al disegno qui elaborato, non contemplano (almeno non congiuntamente) né il progressivo ribaltamento del verso d’iniezione né il moltiplicarsi dei fori sino a generare una vera e propria

griglia. In dette realizzazioni non si ravvisa dunque il descritto ruolo funzionale multiplo dell'elemento strutturale in oggetto.

Per poter conseguire il tasso di premiscelazione "ottimo", che cioè, senza compromettere innesco e stabilità della combustione, consenta alla fiamma di distribuirsi, si è scelto di incrementare i gradi di libertà geometrico-funzionali del sistema. Precisamente è stata ipotizzata la suddivisione del premiscelatore anulare 34 (Figura 10) a capsula in più settori a spicchio, ciascuno alimentato dal corrispondente ramo di un iniettore premix 49, eventualmente regolabile in posizione assiale e geometria. I maggiori accostamenti alla cavità 12 corrisponderanno a pilotaggi più energici e meno parzialmente premiscelati, ossia a favorire il sostentamento della fiamma 15 piuttosto che il suo spargimento volumetrico. Così, in base ai risultati di successive simulazioni numeriche, variando i parametri geometrici dell'ugello 49 (ivi compresa la distanza del punto d'iniezione dalla piastra forata 29), si potrà raggiungere la desiderata morfologia della fiamma 15. Si potrebbe obiettare che la miscela in progressiva formazione entro il premiscelatore a capsula 34, ricevendo calore attraverso le pareti 29 della cavità 12, possa accendersi prima di accedere alla cavità stessa. Il rischio che ciò possa verificarsi viene contrastato variando la posizione relativa cavità 12 - iniettori premix 49, e/o il numero e la disposizione degli iniettori stessi, così da regolare il tempo di residenza nella cavità del premiscelatore 34, e quindi la quantità di calore ricevuta dai reagenti. Inoltre, si possono rendere diversi i rapporti di equivalenza delle miscele che alimentano la cavità 12 e il vorticolatore 13, facendo il primo inferiore al limite d'infiammabilità (ciò favorisce anche lo sviluppo di una fiamma distribuita entro le camere d'intrappolamento per effetto della privazione del combustibile). Tutto considerato, dunque, si tratta di regolare le cose in modo che il tempo di incubazione si esaurisca non prima dell'ingresso in camera di combustione.

2.2.4 Prediluizione dell'aria comburente primaria: Il pre-combustore pilota

Si passa ora ad illustrare il ruolo di supplementari accorgimenti nel porre rimedio agli ulteriori problemi tecnici che ad oggi affliggono i bruciatori per turbogas classificati come stato dell'arte (§ 2.1).

Riguardo alle problematiche connesse con l'avviamento, limitandosi a contemplare le architetture convenzionali e consolidate dei bruciatori per turbogas ([44],[45]), il solo modo per mantenere l'innesco in posizione centrale sarebbe quello, comunemente adottato, di accendere prima una fiamma pilota diffusiva, successivamente inglobata dalla fiamma principale che provvede a sostenere. In tal modo, però, si correrebbe il rischio di vanificare in tutto o in parte l'effetto di spargimento volumetrico della zona reagente promosso dall'accoppiamento vorticolatore-cavità. Verrebbe infatti ripristinato un ostacolo alla transizione verso il regime di *Colorless Distributed Combustion* e la fiamma verrebbe lasciata in balia delle fluttuazioni fluidodinamiche di una ristretta zona di ancoraggio, non più capace di distribuirsi e sottrarsi alle oscillazioni termoacustiche.

Si è allora pensato di disaccoppiare le dinamiche delle due fiamme, ricorrendo ad una sorta di "**pre-combustore**" **pilota** (41 in Figura 10), per la generazione di gas caldi e ricchi in radicali attivi, assialmente iniettati, nel sito d'innesco ottimale, a monte del punto di ristagno posteriore. Il dispositivo, già introdotto in [13], assume qui un inedito assetto di cooperazione sinergica con gli accorgimenti propri della "realizzazione semplificata" (§§2.2.1÷2.2.3), rispetto allo scopo di promuovere e sostenere fiamme distribuite. Il pre-combustore viene cioè per la prima accoppiato ed ottimizzato nella mutua interazione, non con un tradizionale bruciatore stabilizzato tramite vorticolatore, ma con un High-G Loading TVC [28], anch'esso totalmente ristrutturato.

Nonostante si possa all'apparenza ritenere che questo accorgimento non comporti sostanziali benefici rispetto ad un pilotaggio tradizionale, come si dirà, è **proprio interrompendo la continuità della zona di reazione tra fiamma pilota e fiamma principale 15** che si pone il presupposto per poter realizzare una zona di combustione MILD propriamente detta, subito di fronte al vorticolatore assiale 13 (Figura 10). Per il momento basti osservare che separando materialmente le due fiamme (al limite come se i gas combusti per il pilotaggio venissero generati da un combustore esterno e quindi adottati alla camera principale tramite un'apposita linea) le si lascia accoppiate per il solo tramite delle onde di pressione, che spazzano

l'intero combustore, e del flusso attivatore d'energia e specie chimiche. Al contrario, il feedback, il concatenamento per mezzo di una globale dinamica del rilascio di calore, tendenzialmente cessa.

Naturalmente, affinché l'iniezione dei gas combustivi avvenga con un adatto margine di tempo rispetto al rilassamento dei radicali, **il pre-combustore deve essere il più corto possibile**, compatibilmente con l'autonomo e completo confinamento della propria fiamma, che, fuoriuscendone, tornerebbe a realizzare un convenzionale pilotaggio diffusivo "non disaccoppiato", ricongiungendosi alla fiamma principale premiscelata.

Come si accennava, forma e posizione dello stadio pilota servono ad ottimizzare lo sfruttamento non solo dei radicali, ma anche dei gas combustivi come vettori del calore di attivazione per la miscela principale. Così, nel complesso, rispetto ad un pilotaggio tradizionale, la superiore efficienza del *pre-combustore* permette di ridurre al minimo dimensioni e potenza, limitando la percentuale di gas che brucia in condizioni di miscela ricca e poco parzialmente premiscelata, a tutto vantaggio della qualità dei fumi.

Alla luce dell'esposta descrizione emerge un'ulteriore favorevole prerogativa del sistema descritto: quella di **promuovere una vera e propria zona di combustione MILD "convenzionale" subito a valle dello stadio pilota**. Ed infatti, i gas combustivi che quest'ultimo genera vanno subito a diluire il flusso swirlato prodotto dal vorticolatore assiale, ove solo in prossimità dell'uscita s'introduce del gas diffusivo (44 in Figura 10) in dosatura globalmente ricca. Così, sebbene l'aria che lambisce e refrigera la parete del combustore pilota ne venga fortemente preriscaldata, la separazione dal metano mantenuta sin quasi al contatto con i gas combustivi, il difetto di ossigeno già prima della diluizione e l'energico mescolamento con i prodotti della precamera, dovrebbero garantire che la temperatura di auto-ignizione venga simultaneamente raggiunta in un ampio volume, senza sviluppo di un fronte di fiamma.

2.2.5 Raffreddamento della zona di reazione

- Il **raffreddamento della zona di reazione**, già suggerito in precedenti lavori (Figura 7), viene qui attuato con superiore efficacia (Figura 16). Infatti non solo la centrifugazione della fiamma principale, verso le pareti della cavità che la accoglie, assicura maggior penetrazione della miscela reagente tra le alette di raffreddamento 51, ma oltretutto le superfici di scambio termico vengono a loro volta refrigerate dall'interno, secondo uno schema privo di precedenti realizzazioni. Il raffreddamento è demandato all'azione convettiva dell'aria di diluizione secondaria 50, che non prende parte al processo di combustione e che pertanto non reintroduce il calore ricevuto come effetto di preriscaldamento dei reagenti.
- Lo schema proposto estende la possibilità di raffreddamento dai combustori convenzionali (Figura 7) a quelli basati sul principio del "*cavity flameholding*", oltretutto in presenza di un'iniezione finemente ripartita. Ne risultano così conciliati, rispetto allo scopo di indurre e sostenere fiamme distribuite, gli effetti del rimestamento tra reagenti e prodotti (TVC), dell'assenza di pilotaggio diffusivo e del minor contenuto di ossigeno nei gas combustivi in ricircolo.
- Agendo sulla sola fiamma principale, e non sui gas prodotti dallo stadio pilota, il sottosistema di raffreddamento permette di utilizzare il *pre-combustore* per contrastare efficacemente il rischio di destabilizzazione della fiamma principale per eccessivo raffreddamento ai minimi carichi termici: è proprio in fase di presa del carico che si dispone di una fiamma (pilota) non soggetta a refrigerazione (la "secondary air" che lambisce le pareti del pre-combustore è poi utilizzata come comburente preriscaldato subito a valle).
- Infine, seguendo uno schema costruttivo analogo a quello dei canali di ritorno dei compressori centrifughi multistadio, si potrebbe **conferire alle alette di raffreddamento una linea d'asse sghemba**, così da assecondare, all'imbocco, il moto di swirl del flusso uscente dal pre-combustore. Se ciò si stimasse costruttivamente troppo gravoso, oppure insufficiente per la variabilità dell'angolo

d'incidenza con le condizioni operative⁽²⁾, le alette potrebbero essere sostituite da un'intercapedine toroidale continua, attraversata dai prolungamenti dei fori d'iniezione.

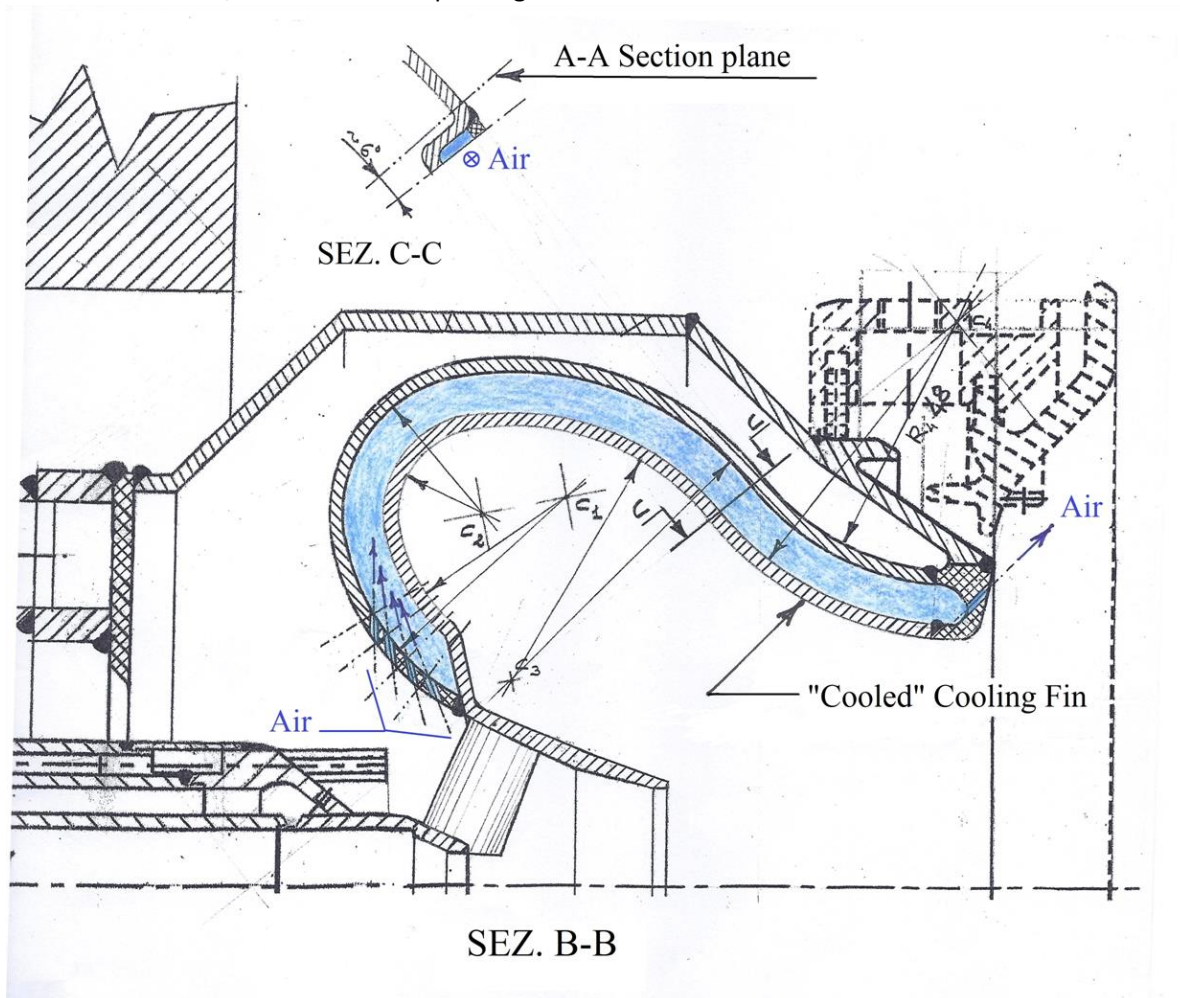


Figura 16: Illustrazione di alcuni supplementari accorgimenti rispetto alla forma costruttiva di Figura 10. Il piano di figura è anche di sezione e simmetria per una delle alette di raffreddamento 50 della zona di reazione (fiamma principale 15 di Figura 10), sempre che non si scelga di profilare le alette diversamente per assecondare il moto di elicoidale interno alla cavità.

⁽²⁾ I turbogas stazionari con generatore di gas e turbina di potenza sottoposta o i turbomotori aeronautici pluralbero funzionano con portate altamente variabili.

2.3 Risultati delle simulazioni

Le simulazioni qui descritte sono relative alla “forma costruttiva semplificata” (§§ 2.2.1÷2.2.3), visibile in Figura 12. A testimoniare l’ eseguita ottimizzazione dell’ accoppiamento swirler-cavità, in Figura 17 sono evidenziate le regioni di flusso a velocità radiale positiva (entrante) isolate sulla superficie d’ ingresso alla camera anulare d’ intrappolamento. Il tasso di penetrazione, riferito alla portata globale che accede dallo swirler ha raggiunto e superato il 77%, andando ben oltre i valori rilevati per l’ architettura base (precedente Figura 9).

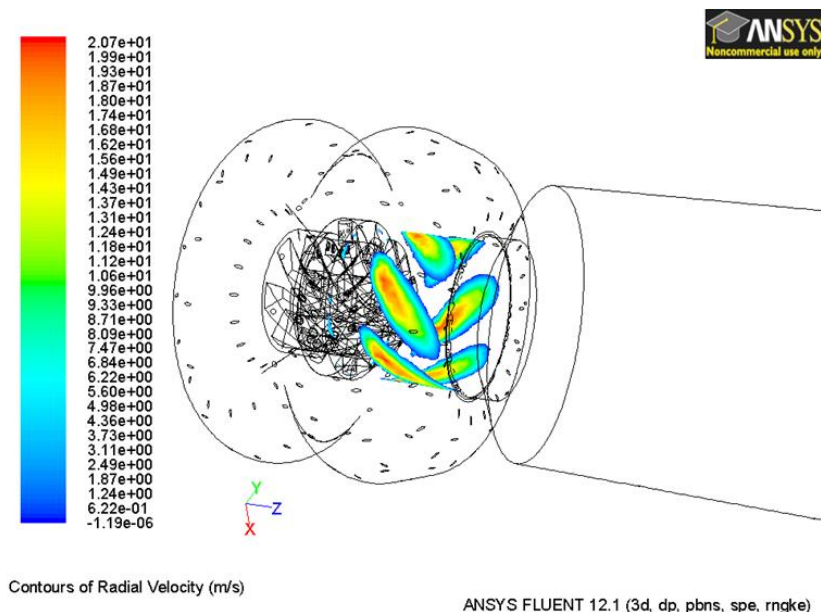


Figura 17: Simulazione RANS della “Realizzazione Semplificata”. Sulla superficie d’ingresso alla cavità d’intrappolamento sono tracciate le linee di iso-velocità radiale positiva (entrante).

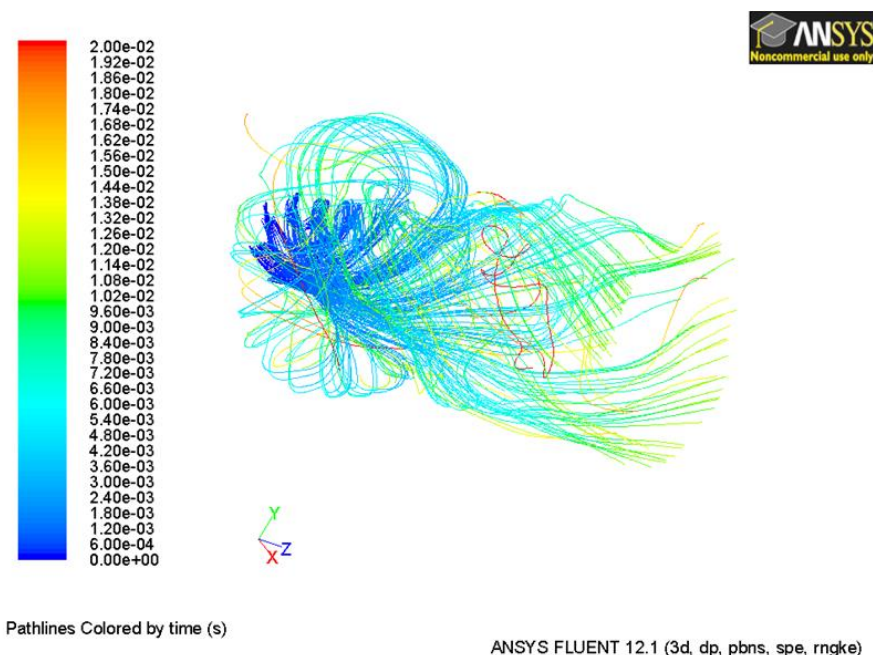


Figura 18: Simulazione RANS della “Realizzazione Semplificata”. Per un certo numero delle linee di corrente che si dipartono dalla superficie d’ingresso del vorticolatore sono forniti, tramite la corrispondenza cromatica con la scala graduata, i tempi di residenza trascorsi nel tragitto fino al punto prescelto.

Conseguentemente (Figura 18) i tempi di residenza si sono notevolmente accresciuti, garantendo il sostentamento della fiamma anche al rapporto di equivalenza limite $\Phi_{LBO}=0.415$, in corrispondenza al quale le simulazioni condotte per l'architettura base (Figura 9) hanno evidenziato situazioni di spegnimento pressoché globale.

In Figura 19, a testimoniare lo stato di "accensione", nonostante l'estrema magrezza della miscela, è riportata una mappa dei luoghi isolivello di temperatura statica.

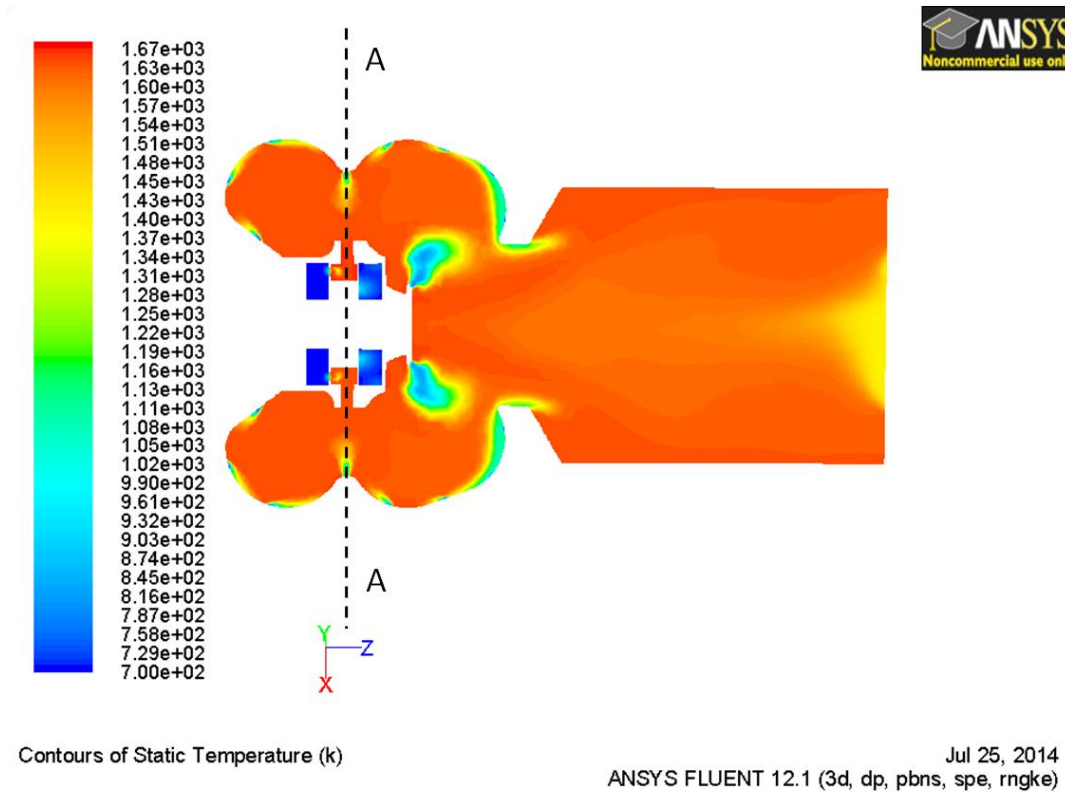


Figura 19: Luoghi di isoterperatura statica su un piano diametrale del nuovo bruciatore (Realizzazione Semplificata).

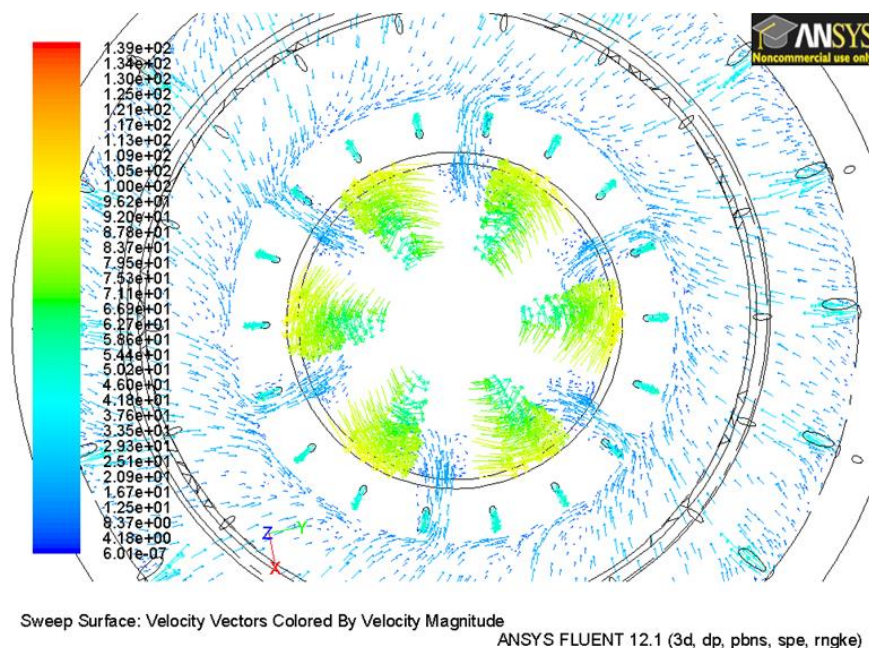


Figura 20: Simulazione RANS della "Realizzazione Semplificata. Distribuzione dei vettori velocità sulla sezione retta A-A di Figura 19.

La Figura 20, corrispondente alla sezione retta A-A di Figura 19, mostra il corretto funzionamento dei predisposti canali di ricircolo interno dei gas combusti (aspirazione per effetto venturi dalla cavità verso i vani interpalari). Le portate di ricircolo sono state tuttavia piuttosto modeste.

Infine, la Figura 21 mostra i luoghi isolivello del rilascio di calore. Come si vede, nonostante l’ottenuto prolungamento dei percorsi internamente descritti dalle linee di corrente (Figura 18), la zona di reazione è molto sbilanciata verso l’uscita dalla cavità. Ciò, presumibilmente, a causa dei “lunghi” tempi di incubazione della miscela al limite di infiammabilità.

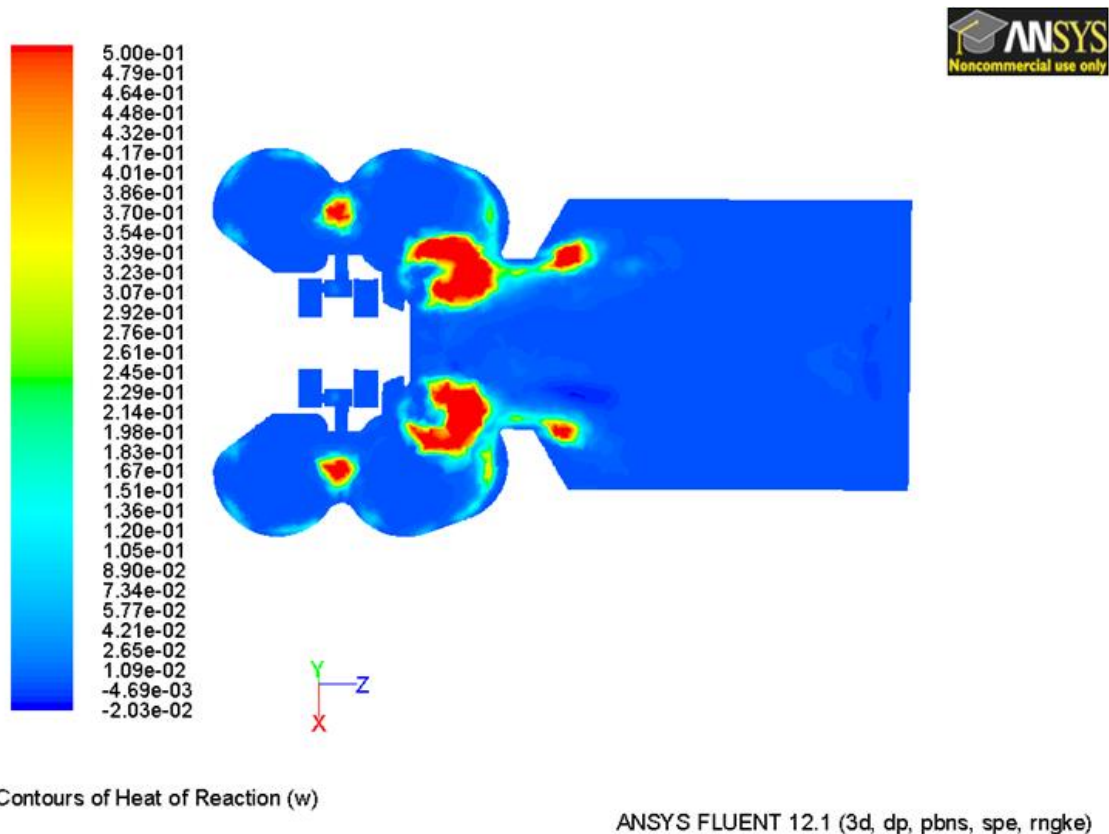


Figura 21: Luoghi di iso-livello per la potenza termica rilasciata al fluido nei processi reattivi. Mappa eseguita su un piano diametrale del nuovo bruciatore (Realizzazione Semplificata).

3 Conclusioni

3.1 Obiettivi conseguiti

In questo rapporto tecnico si sono esposte alcune strategie di progettazione dei bruciatori per turbogas, orientate all'aumento della load flexibility. In particolare sono stati descritti geometricamente, funzionalmente, nonché in termini delle prestazioni attese sulla base di metodi numerici predittivi:

- 1) Un << *Bruciatore per Turbogas ad Intrappolamento Centrifugo di Fiamme Distribuite* >>, che raccoglie nel corpo di un singolo bruciatore, in un inedito assetto di cooperazione sinergica, tutti i più avanzati accorgimenti volti ad indurre la combustione Flameless ed altri concepiti ex novo:
 - rimestamento della miscela reagente in un vortice intrappolato; iniezione multipla, distribuita e sequenziale del combustibile; autonoma pre-diluizione dell'aria comburente con gas combusti in ricircolo;
 - stabilizzazione "aerodinamica" per mezzo di vorticatori, "statica" con l'ausilio di cavità ritenitrici ed "acustica" per effetto di piastre forate attentatrici;
- 2) Un sottosistema per il ricircolo interno dei gas combusti, che permette:
 - di prediluire l'aria comburente con i prodotti di reazione (Figura 10), proprio come nei bruciatori delle fornaci MILD, ma superandone le cause di inestensibilità alle camere di combustione dei turbogas (dissipazioni di calore per ricircolo dei gas combusti attraverso intercapedini ricavate nelle pareti del combustore; perdite di carico introdotte dalle piastre deflettrici impiegate per indirizzare i fumi entro percorsi retrogradi -Figura 13);
 - di contrastare autonomamente la tendenza della fiamma a sfuggire dalle cavità di intrappolamento (Figura 14), rendendo così ogni lobo della fiamma stessa assimilabile al vortice di miscela reagente caratteristico dei TVC di quarta generazione (Figura 15);
 - di compensare le oscillazioni della zona di ricircolo centrale e le instabilità termoacustiche che potenzialmente ne conseguono;
 - di escludere a pieno carico ogni forma di pilotaggio, così da poter estendere il regime Flameless all'intera fiamma e non solo a valle di stadi "induttori" diffusivi o poco parzialmente premiscelati (come negli attuali sistemi "fuel staged");
 - di esaltare l'efficacia del pre-combustore (ai carichi parziali) o del ricircolo (a piena potenza) nel "cancellare" la stratificazione della fiamma, rifornendo con "vitiated air" anche il secondo stadio d'alimentazione diffusiva e trasformandolo perciò in un "pilotaggio flameless" (Figura 11);
 - di evitare stiramenti della fiamma verso la sezione terminale del combustore, preservandolo dalle insidiose "Acoustic-Entropy Combustion Instabilities".
- 3) Un sottosistema di alimentazione finemente distribuita della cavità preposta ad accogliere la fiamma principale, che consente:
 - di svincolarsi dal pilotaggio diffusivo (antagonista rispetto allo spargimento della fiamma e promotore delle instabilità da localizzazione forzata persino nei post-combustori TVC);
 - di realizzare l'iniezione attraverso i fitti fori di una piastra profilata, allo stesso tempo parete della cavità e membrana di "rottura" delle oscillazioni termoacustiche .
- 4) Un sottosistema di raffreddamento della zona di reazione che:
 - costituendosi di alette ben affondate nella miscela reagente (Figura 16) ed a loro volta refrigerate dall'interno, supera in efficacia i preesistenti schemi;

- estende la possibilità di raffreddamento dai combustori convenzionali a quelli basati sul principio del “cavity flameholding”, oltretutto in presenza di un’iniezione finemente ripartita. Ne risultano così conciliati, rispetto allo scopo di indurre e sostenere fiamme distribuite, gli effetti del rimestamento tra reagenti e prodotti (TVC), dell’assenza di pilotaggio diffusivo e del minor contenuto di ossigeno nei gas combusti in ricircolo;
- agendo sulla sola fiamma principale, e non sui gas prodotti dallo stadio pilota, permette di utilizzare il pre-combustore come efficace mezzo di contrasto all’effetto destabilizzante di un eventuale eccessivo raffreddamento della cavità ai carichi parziali (quando il pilotaggio è comunque attivo).

3.2 Raccomandazioni per i lavori futuri

3.2.1 Criteri per l’analisi dei risultati numerici nella verifica dei regimi di combustione turbolenta

In molti lavori “numerici” sulla combustione Flameless si conviene di stabilire se le simulazioni predicano o meno questa particolare morfologia della fiamma in base all’omogeneità di temperatura tra zona reagente e gas combusti. Tuttavia, a ben vedere, il criterio si applica solo al caso delle fornaci, ove, essendo i gas combusti fortemente raffreddati già all’interno della camera di combustione, un campo termico uniforme, per gran parte del volume interno al combustore, è senz’altro indice di alta diluizione dei reagenti con i prodotti e spargimento volumetrico della fiamma. Viceversa, se, come accade nelle camere di combustione delle turbine a gas, le pareti sono “adiabatiche” (non appositamente refrigerate, se non con un flusso d’aria secondaria) ed i reagenti premiscelati, l’omogeneità di temperatura, salvo che nel breve tratto di penetrazione del getto, non dice nulla, in quanto comune ai casi di fiamma “sottile⁽³⁾” e “distribuita”. In altre parole, la mappa della temperatura ridotta ottenuta per $P = 10$ KW (Figura 22), nulla direbbe circa la previsione del regime Flameless se non si disponesse anche del corrispondente campo termico “assoluto”, omogeneo rispetto ai gas combusti refrigerati (Figura 23, $D = 7.2$ mm). Ciò in quanto ad una fiamma turbolenta pemiscelata ed adiabatica, anche nella più semplice forma prodotta da un combustore tubolare, competerebbe sempre e comunque un campo di temperature come quello di Figura 22 ($P = 10$ KW), ma riferito alla temperatura adiabatica di fiamma; vale a dire compatibile con l’esistenza di un fronte di fiamma sottile, localizzato alla periferia del getto di miscela. Così, se non vi fosse refrigerazione, le fiamme $P = 0.5$ kW e $P = 10$ kW di Figura 22 manifesterebbero la stessa distribuzione di temperatura, salvo per la diversa lunghezza di penetrazione del getto.

Secondo altri Autori un criterio alternativo consisterebbe nel verificare che il volume della zona reagente, identificato dalla mappa delle concentrazioni del radicale OH^* , si estenda all’intera camera di combustione, rendendola sede di una fiamma distribuita. In effetti però l’efficacia del metodo può essere compromessa dall’entità del carico termico specifico. Così, ad esempio, se la densità di potenza ($\text{MW}/\text{m}^3 \cdot \text{atm}$) è “bassa”, a seconda del livello di mixing turbolento, del tasso di ricircolo dei gas combusti e del tipo di alimentazione, fiamme MILD possono svilupparsi occupando porzioni più o meno estese di una stessa camera di combustione (Figura 24).

⁽³⁾ <<A concept, which might be misunderstood, should be firstly introduced before discussion of the flameless premixed MILD combustion. The conventional premixed combustion of natural gas takes place rapidly and is often completed ‘immediately’. Hence, its flame is very short and hardly visible, so that the combustion is sometimes also called as “flameless combustion”. This “flameless combustion” is however distinct from the MILD combustion. It is actually a fixed blue flame, but too short to be clearly observed.>>, [3]. Questa estrema rapidità della combustione richiede però rapporti di equivalenza sufficientemente alti. Quando invece sono le fiamme prodotte da miscele preformate ultra magre, in regioni di alta intensità turbolenta, a farsi invisibili, l’aspetto “flameless” da maggiore garanzia (non certezza) di svolgimento in forma distribuita. Ed infatti, ai minimi Φ_{LBO} raggiunti, anche fino a ~ 0.2 [48], mancando un pilotaggio diffusivo, se non avvenisse la transizione al regime CDC, con ogni probabilità la fiamma sarebbe già spenta.

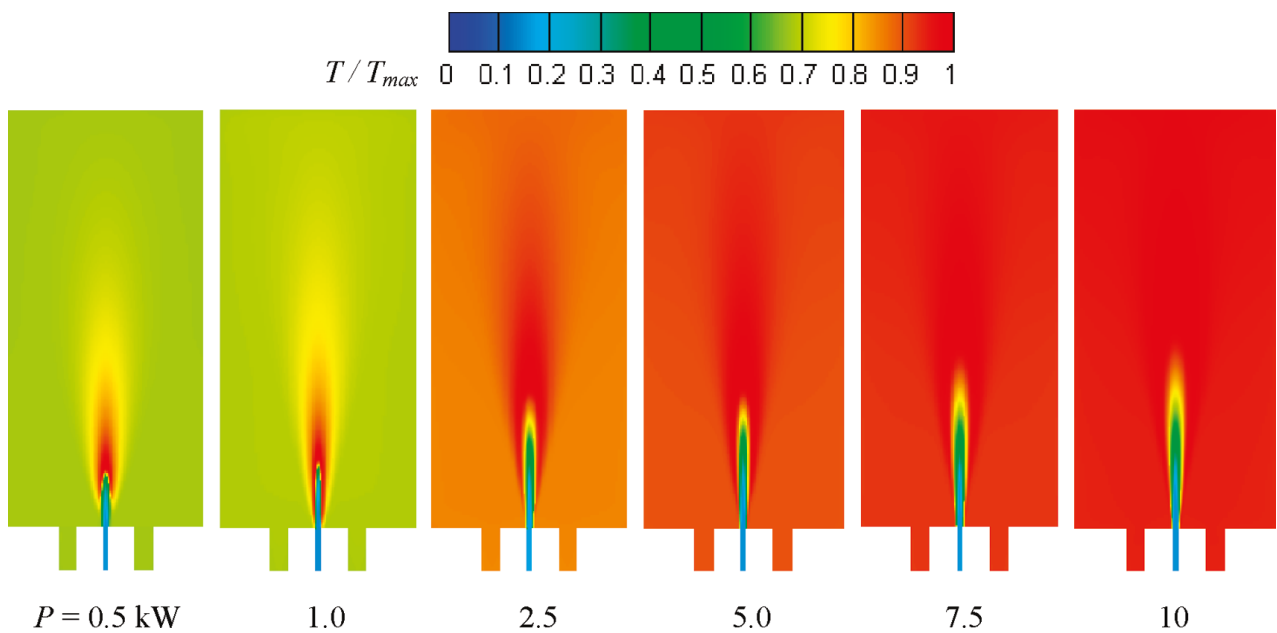


Figura 22: Distribuzione della temperatura ridotta (calcolo numerico) per il “Single Jet Reverse Flow MILD Premixed Combustor” simulato e sperimentato in [49]. Campi ottenuti al variare del carico termico P . Notare che per $P = 0.5$ kW esiste una zona di sovratemperature (sempre rispetto ai gas combusti raffreddati), imputabile ad un locale difetto di diluizione, che permette lo svolgimento della combustione, almeno in parte, nella “normale” forma di fiamma turbolenta premiscelata. Questa zona manca nei casi $P = 5\div 10$ kW, per ciò stesso correttamente dichiarati come “flameless”. Le potenze sottratte dal refrigeratore dei gas combusti ammontano al 53.5 % per il caso $P = 7.5$ kW ed al 44.6% per il caso $P = 10$ kW.

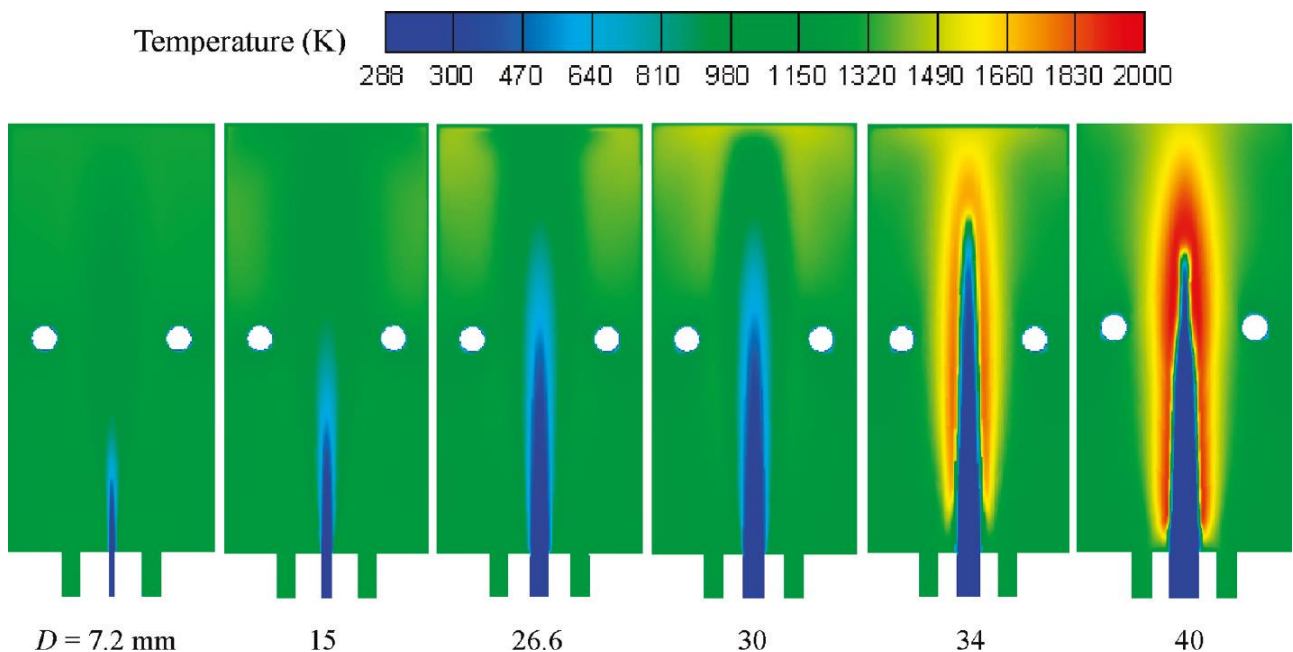


Figura 23: Influenza della quantità di moto del getto di miscela sui campi termici simulati per il combustore descritto in [49].

Analogamente, se il carico termico è “alto”, ammesso di riuscire a stabilizzare la fiamma nel volume disponibile, l’estensione della zona reagente all’intera camera di combustione può non essere sinonimo di regime flameless. E poi, come stabilire una soglia per la massima escursione $\Delta[\text{OH}^*]$ ed il massimo gradiente $\nabla[\text{OH}^*]$, al di sotto del quale la zona di reazione possa ritenersi sufficientemente distribuita per poter rientrare nel regime flameless?

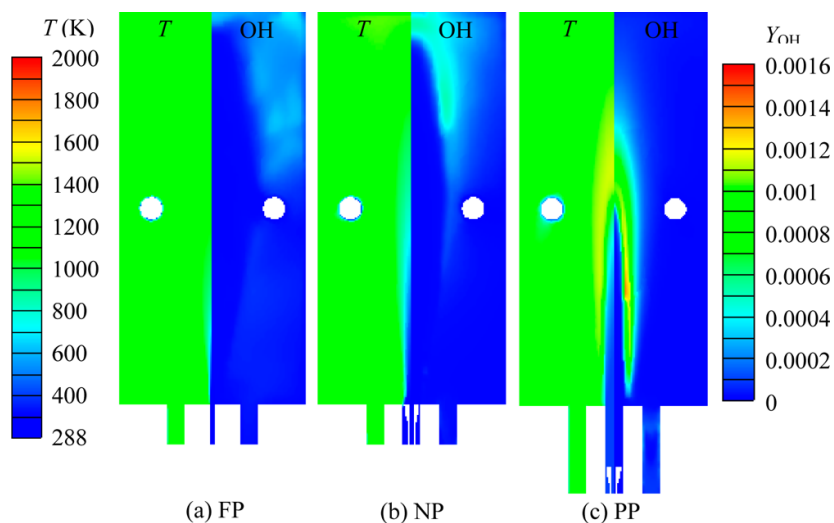


Figura 24: Campi di temperatura e frazione massica dell’OH per tre differenti modi operativi MILD del combustore descritto in [47]: (a) Full Premixed, (b) Non Premixed, (c) Partially Premixed. Il carico termico è mantenuto costante ($P = 10 \text{ KW}$), mentre la quantità di moto dei reagenti diminuisce per effetto della velocità del getto (maggiori aree di passaggio). Corrispondentemente, da (a) verso (b), minore si fa l’effetto di trascinamento dei gas combusti. Evidentemente, potendosi qui applicare il criterio dell’omogeneità termica, si riconoscono come MILD almeno le fiamme (a) e (b), circoscritte nella parte superiore della camera di combustione, presumibilmente adatta ad accogliere fiamme distribuite anche di maggior potenza.

Da questo punto di vista è interessante confrontare le fiamme premiscelate, e le corrispondenti immagini OH^* di Figura 25. In entrambi i casi la zona di reazione si estende ad un’ampia parte della camera di combustione ed i gradienti di concentrazione dell’ OH^* sono deboli, ma la massima escursione relativa $\Delta[\text{OH}^*]$ si ha nel regime colorless.

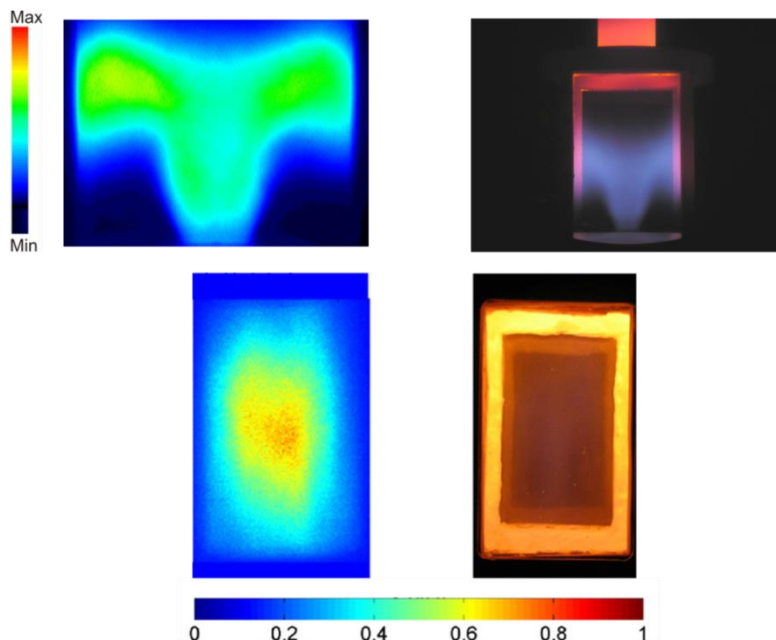


Figura 25: Confronto tra le immagini fotografiche nel visibile (a destra) e nella banda UV dell’ OH^* (a sinistra) per la fiamma premiscelata del Combustore LabScale [50] (in alto) e del “Colorless Distributed Combustor” sperimentato in [51]. In entrambi i casi l’alimentazione è premiscelata (Aria-Metano) ed il rapporto di equivalenza è pari a 0.7. Oscurando le immagini relative all’aspetto visibile si avrebbe un’evidente difficoltà nello stabilire quale dei due regimi di combustione rientra nello stato flameless.

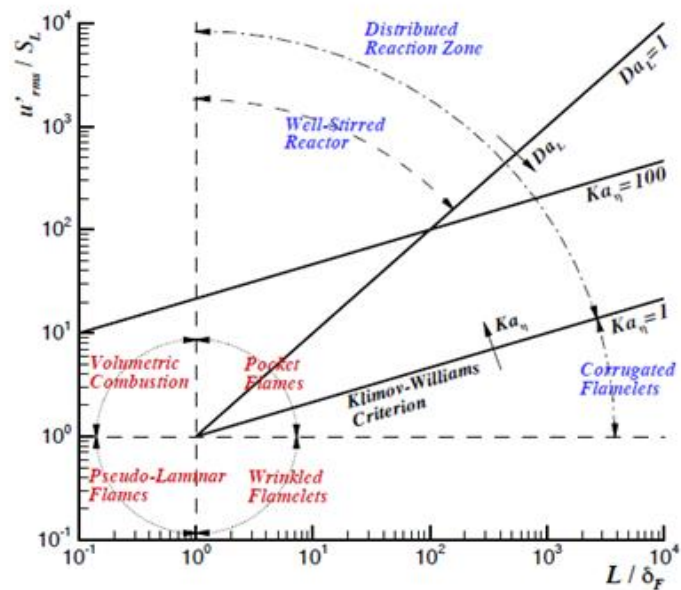


Figura 26: Diagramma dei regimi di combustione [53].

Un utile metodo per stabilire se il calcolo numerico predica o meno il funzionamento flameless consisterebbe nel riprodurre, su un diagramma quale quello di Figura 26, i regimi di combustione associati alle singole celle del volume reagente. Ne dovrebbe risultare una nuvola di punti a cavallo della linea $Da_L = 1$, tra la “Distributed Reaction Zone” (fronte di fiamma sgretolato dalle piccole scale) ed il “Well Stirred Reactor” (più simile alla combustione volumetrica).

Purtroppo all’impiego di questo forse più accurato metodo si pongono due impedimenti:

- 1) collocare un punto sul diagramma di Figura 26 implica effettuare una statistica (valore rms) sulle fluttuazioni temporali turbolente della velocità, disponibili solo eseguendo una simulazione non stazionaria LES, alquanto onerosa nel caso di bruciatori realistici per taglia e complessità geometrica, soprattutto se applicata nel processo ricorsivo di sintesi dell’architettura fluidodinamica ;
- 2) anche ammesso di disporre delle quantità di cui al punto 1), non è affatto certo che i modelli di combustione turbolenta disponibili nel codice utilizzato siano in grado di descrivere i regimi di combustione auspicati (cfr. successivo § 3.2.2).

Oltretutto, a ben vedere, la varietà di morfologie che la zona di reazione può presentare [54], pur mantenendosi in regime MILD, è tale da non rendere affidabile neppure questo metodo (Figura 27): <<...Obviously, the present FP MILD combustion is located in Regime B, which is typified by moderate Da and high turbulence intensities. It is obtained [...] that the MILD reaction thickness δ_L is smaller than the integral scale l_0 . Therefore, the whole reaction zone can be moved from one position to another by the large-scale motion, and simultaneously, the reaction can be sustained even if the large-scale velocity is high. Consequently, the entire furnace is filled with numerous separate distributed reaction zones as a result of the strong large-scale recirculation. On the other hand, δ_L is larger than the Kolmogorov microscale l_K and thus, there is not an obvious visible flame front. It is of interest to note that the present FP MILD combustion is not located in the distributed regime C, although it occurs volumetrically.>>, [47].

Una via alternativa è quella utilizzata in [51] e [52]. Il metodo consiste nell’affiancare ai criteri sopra esposti il confronto tra il combustore reale ed un PSR (*Perfectly Stirred Reactor*), in termini delle emissioni di NO_x e CO (nella fattispecie misurate sperimentalmente). Il tutto a pari densità di potenza e fattore di ricircolo dei gas combusti (desunto dalla simulazione RANS del combustore), non prima di aver verificato la sostanziale coincidenza fra il tempo “convettivo” del PSR ed il tempo di residenza medio del combustore (calcolato tramite una LES a freddo, che segua l’evoluzione di un insemiante fittizio). Del resto, anche in questo caso,

il calcolo della distribuzione dei tempi di residenza impone il ricorso a simulazioni non stazionarie, quantomeno a freddo, meglio se a caldo.

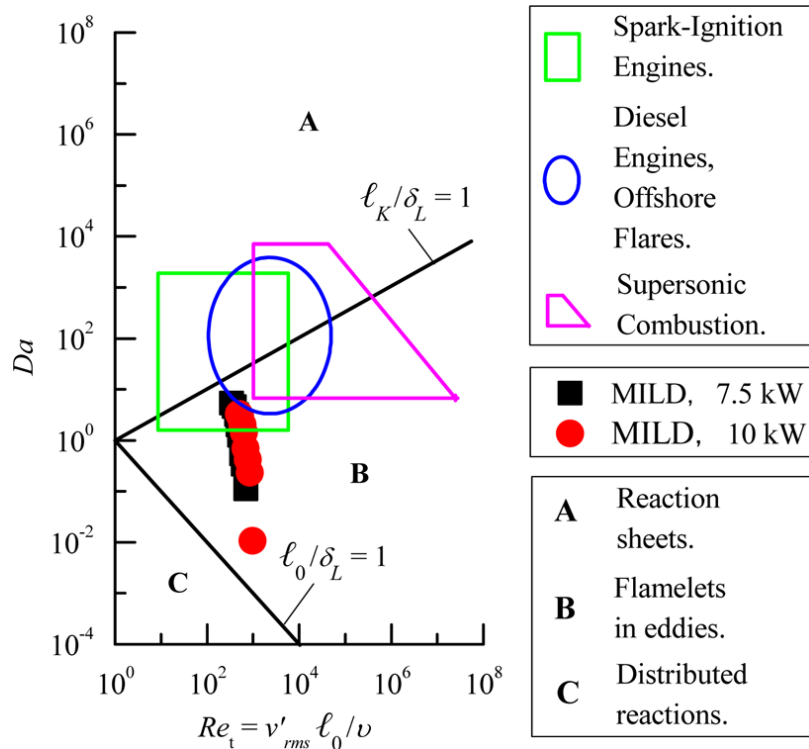


Figura 27: Identificazione delle fiamme MILD premix sperimentate in [47] su uno dei possibili diagrammi dei regimi di combustione.

Concludendo, almeno quest'ultimo criterio, ancorché supponendo attendibili le emissioni "simulate" (Cfr. § 3.2.2), dovrebbe potersi applicare, altrimenti non si potrà mai stabilire se il desiderato regime di combustione sia stato raggiunto oppure no. Ciò sia per le vecchie geometrie che per quelle future.

3.2.2 Regimi di combustione simulabili con il modello EDC

Nel modello EDC, qui impiegato e da molti Autori consigliato per simulare la combustione Flameless ([47], [49], [55]) si assume che le reazioni chimiche siano confinate nella frazione di ciascuna cella di calcolo ove risiedono le "fine structures" turbolente, "confrontabili" con le scale dissipative di Kolmogorov. A meno di opportuni accorgimenti [53], a quanto pare non contemplati nel codice Fluent, sembra quindi improbabile che il modello in uso sia adatto a simulare regimi di "Well Stirred Reactor". Ed infatti [55] i maggiori scostamenti tra i campi termochimici simulati e quelli sperimentali si sono talvolta riconosciuti proprio nel campo del "quenching", inteso come estinzione del fronte di fiamma per transizione al regime di combustione distribuita.

Tuttavia, in alcuni casi [47], [54], la morfologia della fiamma MILD si è riconosciuta più simile ad un mosaico di fronti di fiamma sgretolati dalle strutture fini e trasportati nell'intero volume della camera di combustione dalle grandi scale. Per conseguenza il modello EDC è stato in grado di fornire risultati attendibili. Non altrettanto ci si dovrà aspettare [48] quando il regime di combustione effettivamente transita verso il "Well Stirred Reactor". Del resto è a priori impossibile riconoscere questa circostanza per un combustore di nuova concezione in fase di sviluppo.

Alla luce di tutto quanto precede non sembra casuale la scelta operata in [51] e [52]. In questi lavori si è proceduto dapprima ad ottimizzare l'architettura fluidodinamica del combustore (rispetto al

conseguimento di un alto tasso di ricircolo interno), tramite simulazioni RANS “a freddo”⁽⁴⁾. In un secondo tempo, probabilmente per la scarsa confidenza nella selezione di geometrie potenzialmente efficaci tramite “delicate” simulazioni a caldo, la verifica dell’effettivo conseguimento dell’auspicato regime di combustione è stata intrapresa nella fase sperimentale.

3.2.3 Sviluppi futuri

In base alle considerazioni svolte nei precedenti §§ 3.2.1, 3.2.2 sembra logico proseguire le attività di sviluppo del nuovo bruciatore con:

- 1) La ricerca e la definizione di più accurati criteri per l’analisi dei risultati, in base ai quali poter discriminare con sufficiente grado di confidenza tra architetture valide e non (anche quelle già oggetto di simulazione).
- 2) La realizzazione di varianti del nuovo bruciatore “ridotte all’osso”, che permettano di verificare economicamente, per via sperimentale, la bontà dei metodi di analisi identificati e, sia pure in forma embrionale, delle elaborate geometrie. Da questo punto di vista sono già pronte le tavole descrittive degli elementi funzionali da applicare al corpo del Bruciatore V64.3A, per trasformarlo con semplici lavorazioni di officina, in qualcosa di intermedio tra l’assetto originario e quello descritto in Figura 10.
- 3) La generazione e la simulazione di nuove, e potenzialmente più efficaci, geometrie corrispondenti al medesimo schema di principio. In proposito si stanno elaborando gli schemi in grado di subordinare agli obiettivi qui perseguiti alcune delle soluzioni presentate in [56].

⁽⁴⁾ Nel presente caso la descritta ottimizzazione è stata condotta, sempre con tecnica RANS, ma a caldo e, almeno in termini dell’accoppiamento tra vorticolatore e cavità, sembra riuscita (Figura 17).

4 Riferimenti bibliografici

1. Manabu Fuchihata, Masashi Katsuki, Yukio Mizutani, Tamio Ida, "Observation of the flame structures emerging at low Damköhler number fields", *Proceedings of the Combustion Institute*, vol 31 (2007), issue 1, pp. 1353-1359.
2. J.A. Wüning, J.G. Wüning, "Flameless Oxidation to Reduce Thermal NO Formation", *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol 23 (1997), pp. 81-94.
3. P.F. Li, J.C. Mi, B. Dally, F.F. Wang, L. Wang, Z.H. Liu, S. Chen, C.G. Zheng, "Progress and recent trend in MILD combustion", *Science China*, vol.54 (2011), issue 2, pp. 255–269.
4. S. Chiocchini, E. Giulietti, E. Giacomazzi, C. Stringola, S. Cassani, L. Pagliari, "Combustion Stability Improvement of a Full Premixed Dry Low NOX Gas Turbine Combustor Near Lean Blow Out", XXXVI Meeting of Italian Section of Combustion Institute, Isola di Procida (Na), 13-15 June 2013.
5. N. Overman, "Flameless Combustion and Application for Gas Turbine Engines in the Aerospace Industry", Master of Science Thesis, Department of Aerospace Engineering and Engineering Mechanics, Graduate faculty of University of Cincinnati, 2007.
6. Cornwell et Al., "Flameless Combustion Systems For Gas Turbine Engines", U.S. Patent 2010/0287939 A1.
7. V. K. Arghode, A. K. Gupta, "Role of thermal intensity on operational characteristics of ultra-low emission colorless distributed combustion", *Applied Energy* 111 (2013) 930-956.
8. K.K. Hsu, C. Carter, V. Katta, W. Roquemore, "Characteristics of Combustion Instability Associated with Trapped-Vortex Burner", 37th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA 99-0488, January 11-14 / 1999, Reno, NV.
9. R.C. Steele, "Trapped Vortex Combustion", senza indicazioni tipografiche.
10. D.T. Shouse, "Trapped Vortex Combustion Technology", slides projected at MITE Workshop, 4-5 Dec. 2000.
11. G.J. Sturgess, J. Zelina, D.T. Shouse, W.M. Roquemore, "Emissions Reduction Technologies for Military Gas Turbine Engines", *Journal of Propulsion and Power*, vol. 21 (2005), issue 2, pp. 193-217.
12. J. Haynes, D. Micka, B. Hojnacki, C. Russel, J. Lipinski, B. Shome, M. Huffman, "Trapped Vortex Combustor Performance for Heavy-Duty Gas Turbines", ASME GT2008-50134, June 9-13, 2008.
13. V. Milosavljevic, "Quarls in a Burner", U.S. Patent 2011/0016867 A1, Jan. 27, 2011.
14. Karlsson et Al., "Gas Turbine Burner", International Patent WO 2012/126995 A1.
15. Cornwell et Al., "Pilot Combustor for Stabilizing Combustion in Gas Turbine Engines", U.S. Patent 7,621,132 B2, Nov. 24, 2009.
16. J. O'Connor, T. Lieuwen, "Recirculation zone dynamics of a transversely excited swirl flow and flame", *Physics Of Fluids*, vol. 24 (2012), 075107.
17. Flohr P. et Al., "Burner and Pilot Burner", US Patent 8128398 B2, Mar. 6, 2012.
18. R.C. Hendricks, D.T. Shouse, W.M. Roquemore, D.L. Burrus, B.S. Duncan, R.C. Ryder, A. Brankovic, N.S. Liu, J.R. Gallagher, J.A. Hendricks, "Experimental and Computational Study of Trapped Vortex Combustor Sector Rig With Tri Pass Diffuser", NASA/TM—2004-212507, National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center.
19. Y. Levy, V. Sherbaum, P. Arfi, "Basic thermodynamics of FLOXCOM, the low-NOx gas turbines adiabatic combustor", *Applied Thermal Engineering*, vol. 24 (2004), pp. 1593–1605.
20. Y. Levy, "Low NO_x Flameless Combustion for Jet Engines and Gas Turbines", 10th Israeli Symposium on Jet Engines and Gas Turbines, November 2011, Technion, Istarel.
21. A.K. Gupta, A.E.E. Khalil, "Swirling distributed combustion for clean energy conversion in gas turbine applications", *Applied Energy*, vol. 88 (2011), pp. 3685-3693.
22. FLOXCOM Final Report, "Low NO_x FLameless OXidation COMbustor for High Efficiency Gas Turbines", Israel Institute of Technology, 21th December, 2004.
23. A. Di Nardo, G. Calchetti, C. Mongiello, "Progetto di una camera di combustione per turbogas alimentata a syngas di tipo trapped-vortex", Report RdS/2011/295, ENEA Centro Ricerche Casaccia, Laboratorio Processi per la Combustione sostenibile UTTEI/COMSO.

24. Xuan Lv, Yufeng Cui, Aibing Fang, Gang Xu, Bin Yu, Chaoqun Nie, "Experimental Test on a Syngas Model Combustor With Flameless Technology", Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, 14-18 June 2010, Glasgow, UK.
25. E. Gutmark, C. Paschereit, D. Guyot, A. Lacarelle, J. Moeck, S. Schimek, T. Faustmann, M. Bothien, "Combustion Noise in a Flameless Trapped Vortex Reheat Burner (FTVRB)", 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 21-23 May 2007, AIAA 2007-3697.
26. Y. Levy, G.A. Rao, V. Sherbaum, "Preliminary Analysis of a New Methodology for Flameless Combustion in Gas Turbine Combustors", ASME Turbo Expo 2007, Paper GT2007-27766, May 14-17, 2007, Montreal, Canada.
27. Overman et Al., "Recirculating product injection nozzle", European Patent EP 2 500642 A1.
28. G.J. Lee, J.P. Armstrong, D.A. Santavicca, "Experiments on Lean Blowout and NO_x Emissions of a Premixed Trapped Vortex Combustor With High G-Loading", GT 2011-46396, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, Canada.
29. J. P. Armsrong et Al., "Trapped Vortex Combustion Chamber", U.S. Patent 8322142B2, Dec. 4, 2012
30. C. Duwig, B. Li, Z.S. Li, M. Aldén, "High resolution imaging of flameless and distributed turbulent combustion", Combustion and Flame, 159 (2012) 306-316.
31. Zinn et Al., "Stagnation Point Reverse Flow Combustor for a Combustion System", U.S. Patent 7168949 B2, Jan. 30, 2007.
32. S. Hayashi, H. Yamada, M. Makida, "Extending low-NO_x operating range of a lean premixed-prevaporized gas turbine combustor by reaction of secondary mixtures injected into primary stage burned gas", Proceedings of the Combustion Institute, vol. 30 (2005), pp. 2903-2911.
33. S. Adachi, A. Iwamoto, S. Hayashi, H. Yamada, S. Kaneko, "Emissions in combustion of lean methane-air and biomass-air mixtures supported by primary hot burned gas in a multi-stage gas turbine combustor", Proceedings of the Combustion Institute, vol. 31 (2007), pp 3131-3138.
34. Burrus et Al., "Gas Turbine Engine Combustor Can with Trapped Vortex Cavity", U.S. Patent 6951108 B2, Oct. 4, 2005.
35. E. Motheau, L. Selle, Y. Mery, T. Poinso, F. Nicoud, "A mixed acoustic-entropy combustion instability in a realistic gas turbine combustor", Center for Turbulence Research, Stanford University, Proceedings of the Summer Program, 2012.
36. S.S. Goh, A.S. Morgans, "The Influence of Entropy Waves on the Thermoacoustic Stability of a Model Combustor", Combust. Sci. Technol., vol. 185 (2013), pp. 249-268.
37. J. Eldrege, A. Dowling, "The Absorption of Axial Acoustics Wave by a perforated Liner with Bias Flow", Journal of Fluid Mechanics, vol. 485 (2003), pp. 307-335.
38. M.S. Howe, "The influence of vortex shedding on the diffraction of sound by a perforated screen", Journal of Fluid Mechanics, vol. 97 (1980), 641-653.
39. N. Noiray, D. Durox, T. Schuller, S. Candel, "Passive control of combustion instabilities involving premixed flames anchored on perforated plates", Proceedings of the Combustion Institute, vol. 31 (2007), issue 1, pp. 1283-1290.
40. Levy et. Al., "Design of Adiabatic Combustors", U.S. Patent 6826912 B2, Dec. 7, 2004.
41. Melconian et Al., "Gas Turbine Engines with Toroidal Combustors", U.S. Patent 4151709, May 1, 1979.
42. Rakhmailov et Al., "Combustio Method and Apparatus for Carryng Out Same", U.S. Patent 7086854 B2, Aug. 8, 2006.
43. Kendrik et Al., "Combustion Cavity Layout for Fuel Staging in Trapped Vortex Combustors", U.S. Patent 2011/0061392 A1.
44. Bonzani et Al., "Gas Turbine Burner", U.S. Patent 7661269 B2, Feb. 16, 2010.
45. Bonzani et Al., "Gas Turbine Equipped With a Gas Burner and Axial Swirler for the Burner", U.S. Patent 8104285 B2, Jan. 31, 2012.
46. J. Haynes, J. Janssen, C. Russell, M. Huffman, "Advanced Combustion Systems for Next Generation Gas Turbines", Final Report DE-FC26-01NT41020 , GE Global Research Niskayuna, NY 12309, January 2006.
47. P. Li, F. Wang, J. Mi, B. B. Dally, Z. Mei, "MILD Combustion under Different Premixing Patterns and Characteristics of the Reaction Regime", Energy Fuels 2014, 28, 2211-2226

48. K.H.H. Goh, P. Geipel, F. Hampf, R.P. Lindstedt, "Regime transition from premixed to flameless oxidation in turbulent JP-10 flames", *Proceedings of the Combustion Institute*, 34 (2013) 3311-3318
49. P. Li, J. Mi, B. B. Dally, R. A. Craig, F. Wang, "Premixed Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution (MILD) Combustion from a Single Jet Burner in a Laboratory-Scale Furnace", *Energy Fuels* 2011, 25, 2782–2793
50. W. Meier, P. Weigand, X.R. Duan, R. Giezendanner-Thoben, "Detailed characterization of the dynamics of thermoacoustic pulsations in a lean premixed swirl flame", *Combustion and Flame* 150 (2007) 2–26
51. Arghode V. K., Gupta A. K., "Investigation of forward flow distributed combustion for gas turbine application", *Applied Energy* 88 (2011) 29–40
52. Arghode V. K., Gupta A. K., "Investigation of reverse flow distributed combustion for gas turbine application", *Applied Energy* 88 (2011) 1096–1104
53. E. Giacomazzi, D. Cecere, F. R. Picchia, N. Arcidiacono, "Sviluppo di un Modello di Combustione Generalizzato per la Large Eddy Simulation di Fiamme Premiscelate", ENEA C. R. Casaccia, UTTEI-COMSO, Ricerca di Sistema Elettrico, Report Rds/2013/241
54. Y. Minamoto, N. Swaminathan, S. R. Cant, T. Leung, "Morphological and statistical features of reaction zones in MILD and premixed combustion", *Combustion and Flame*, xxx (2014) xxx-xxx (article in press)
55. F. C. Christo, B. B. Dally, "Modeling turbulent reacting jets issuing into a hot and diluted coflow", *Combustion and Flame* 142 (2005) 117–129
56. V. M. Reddy, A. Katoch, W. L. Roberts, S. Kumar, "Experimental and numerical analysis for high intensity swirl based ultra-low emission flameless combustor operating with liquid fuels", *Proceedings of the Combustion Institute*, xxx (2014) xxx-xxx (article in press).

5 Abbreviazioni ed acronimi

ENEA	Italian National Agency for New Technologies, Energy and Sustainable Economic Development
LBO	Lean Blow Out
PSR	Perfectly Stirred Reactor
TG	Turbine a Gas
TVC	Trapped Vortex Combustor