



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia  
e lo sviluppo economico sostenibile



*Ministero dello Sviluppo Economico*

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

## Approfondimenti sul bruciatore trapped-vortex. Analisi di sensibilità e scalatura del prototipo

*A. Di Nardo, G. Calchetti, C. Mongiello*

APPROFONDIMENTI SUL BRUCIATORE TRAPPED-VORTEX. ANALISI DI SENSIBILITÀ E SCALATURA DEL  
PROTOTIPO

A. Di Nardo, G. Calchetti, C. Mongiello (ENEA)

Settembre 2012

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Studi sull'utilizzo pulito dei combustibili fossili, la cattura ed il sequestro della CO<sub>2</sub>

Responsabile del Progetto: Stefano Giammartini, ENEA

## Indice

<b>Sommario .....</b>	<b>4</b>
<b>1. Introduzione .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Descrizione del sistema e principio di funzionamento .....</b>	<b>6</b>
<b>3. Analisi di sensibilita' .....</b>	<b>14</b>
<i>Primo caso: variazione portate d'aria di alimento .....</i>	<i>15</i>
<i>Secondo caso: variazione portata di combustibile di alimento .....</i>	<i>16</i>
<i>Terzo caso: variazione della velocità del flusso tangenziale .....</i>	<i>16</i>
<i>Quarto caso: variazione della velocità del flusso tangenziale e della portata d'aria primaria .....</i>	<i>16</i>
<i>Quinto caso: variazione rapporto di compressione .....</i>	<i>16</i>
<i>Sesto caso: variazione della composizione del syngas .....</i>	<i>20</i>
<b>4. Scalatura del prototipo .....</b>	<b>22</b>
<i>Criteri di scalatura .....</i>	<i>23</i>
<i>Effetto scala sul prototipo .....</i>	<i>25</i>
<b>5. Analisi LES .....</b>	<b>26</b>
<b>6. Conclusioni .....</b>	<b>30</b>

## Sommario

Nel report in oggetto viene approfondito lo studio sul nuovo bruciatore trapped-vortex alimentato a syngas. È importante infatti valutare sia gli effetti della variazione dei principali parametri operativi, nonché indagare su quali sono gli effetti di scala sul prototipo. Altrettanto interessante è studiarne il comportamento in regime dinamico attraverso una Large Eddy Simulation (LES), allo scopo di verificare la stabilità del vortice intrappolato.

Nelle pagine seguenti viene innanzitutto ripreso e descritto il principio di funzionamento del prototipo, passando poi alla vera e propria analisi di sensibilità alle grandezze operative del sistema. Successivamente vengono descritti i diversi criteri di scalabilità e riportati i risultati nel caso di un bruciatore di potenza sia raddoppiata che dimezzata. Vengono infine riportati i risultati dell'analisi LES.

## 1. Introduzione

Sfruttando il principio dei vortici intrappolati è stato progettato un bruciatore prototipo ENEA. Il corretto dimensionamento della cavità e del pattern fluidodinamico al suo interno, consente la creazione di vortici stabili che scambiano calore e materia con il flusso in ingresso, creando così le condizioni per l'instaurazione di un regime di combustione *mild*.

L'introduzione di tecnologie *mild* nella combustione pressurizzata è potenzialmente in grado di dare risposta a due esigenze principali: un livello di emissioni molto basso e un'intrinseca stabilità termoacustica (*humming*).

La difficoltà, nella progettazione del prototipo, è nata dal fatto che non esistono degli strumenti di progettazione standard per tale tipo di attività.

A dispetto del carattere fortemente innovativo del prototipo, la sua progettazione ha comportato le tradizionali problematiche di un bruciatore per turbina a gas:

- progettare un componente che realizzasse con idonea geometria il principio di funzionamento;
- garantire l'assenza di oscillazioni termoacustiche;
- garantire la stabilità del bruciatore (rangeability);
- garantire l'assenza di fenomeni di flash-back.

Le turbine a gas oggi disponibili sono state sviluppate per funzionare a gas naturale e adattate per bruciare syngas, pur non essendo ottimizzate per questa applicazione.

Le differenze di una combustione a syngas anziché a gas naturale sono principalmente due:

- A parità di potenza, la portata di combustibile deve essere 4-5 volte maggiore rispetto al gas naturale, a causa del più basso potere calorifico.
- La combustione premiscelata di gas naturale e aria è uno dei metodi più utilizzati per il contenimento delle emissioni di  $\text{NO}_x$ , attraverso il mantenimento di temperature di fiamma sufficientemente basse. Questa tecnica risulta pericolosa con il syngas per la presenza significativa di idrogeno ed il conseguente pericolo di ritorno di fiamma nei sistemi di iniezione. Per questo motivo è necessario ricorrere a fiamme diffusive non premiscelate o utilizzare diluenti come azoto, anidride carbonica e vapore, per contenere le temperature di fiamma e quindi gli  $\text{NO}_x$ .

Rispetto alle problematiche esposte, la tecnologia trapped-vortex presenta diversi vantaggi:

- è possibile bruciare una grande varietà di combustibili a medio e basso potere calorifico.
- Si può operare in regime di combustione premiscelata povera di combustibile, data la capacità di sostenere velocità di immissione molto elevate, che scongiurano il pericolo di ritorno di fiamma.
- Le emissioni di  $\text{NO}_x$  raggiungono livelli estremamente bassi senza l'aggiunta di gas diluenti o di trattamenti di post-combustione, perché si realizzano condizioni di combustione *mild*.
- Può essere adottata su diversi tipi di turbine grazie alla riduzione complessiva delle portate effluenti.
- Migliora il rendimento globale del ciclo termodinamico grazie alla riduzione delle perdite di pressione nel combustore.
- Produce l'estensione dei limiti di spegnimento e una migliore stabilità di fiamma.

Nella fase preliminare lo studio è stato limitato ad un settore rettificato della camera anulare, anche perché il prototipo che sarà realizzato sarà così costruito, per semplicità costruttiva e di misura.

La potenza di riferimento è 100kW, date le caratteristiche dell'impianto sperimentale sul quale il prototipo verrà montato e provato, in condizioni di pressione atmosferica. L'aria di combustione sarà alimentata a 700 K, corrispondente ad un rapporto di compressione di circa 20, per simulare le reali condizioni operative. Il syngas utilizzato ha la seguente composizione in volume:

19%  $\text{H}_2$  – 31%  $\text{CO}$  – 50%  $\text{N}_2$  LHV 6 MJ/kg

da cui deriva l'effettiva portata di combustibile impiegata:

$$\dot{m}_c = \frac{P}{H_i}$$

dove

- $P$  è la potenza di riferimento pari a 100 kW;
- $H_i$  è il potere calorifico inferiore del combustibile.

Nota la portata di combustibile, si è proceduto per tentativi al dimensionamento delle sezioni di ingresso alla camera di combustione dell'aria primaria e secondaria, modulandone opportunamente i valori della portata e della velocità.

La configurazione definitiva è rappresentata nelle figure 1.1 e 1.2. Il corrispondente sviluppo anulare è invece riportato in figura 1.3.

Tutte le simulazioni sono state effettuate solo su uno dei tre moduli in cui può essere suddiviso il bruciatore riportato in figura 1.1, data la periodicità del problema e per contenere l'onere computazionale. Questa semplificazione insieme a quella che prevede di rettificare il modello, sono state di seguito validate. Per i modelli numerici adottati si rimanda ai report precedenti relativi allo stesso argomento.

## 2. Descrizione del sistema e principio di funzionamento

Passiamo ora a descrivere il principio di funzionamento del sistema. La tecnica più ovvia per realizzare un moto vorticoso in un volume che rappresenta la camera di combustione è quella di immettervi uno o più flussi tangenziali. Si è pensato quindi di disporre due flussi tangenziali di aria i quali promuovono la formazione del vortice, mentre altri flussi contrapposti di combustibile e aria primaria distribuiti verticalmente ne alimentano il cuore (figura 2.1).

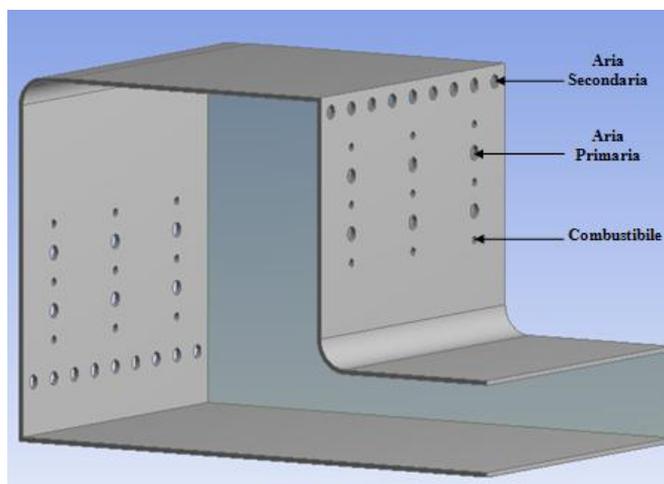


Figura 1.1 - Settore rettificato del bruciatore anulare

Un grosso sforzo è stato fatto per modulare opportunamente portate e velocità, e quindi quantità di moto relative, dei flussi nonché dimensioni minime della camera di combustione. È evidente che la distribuzione degli inlet di aria gioca un ruolo fondamentale nella creazione di un vortice abbastanza energizzato che riesca a creare dei tempi di residenza sufficienti a una diluizione dei reagenti che possa dar luogo a una combustione flameless. Infatti nella configurazione adottata si è instaurato un perfetto equilibrio tra l'azione dei flussi tangenziali, che tendono a generare il vortice, e l'azione dei flussi verticali che tendono a distruggerlo. In questo senso è bene sottolineare che è soprattutto il flusso tangenziale più distante dall'uscita ad essere determinante. Gli effetti negativi sulla posizione e la dimensione del vortice conseguenti ad una riduzione di portata di quest'ultimo sono risultati evidenti. Anche la distanza tra le file

verticali di fori è stata opportunamente calibrata. Infatti il flusso tangenziale superiore deve passare tra i flussi verticali disposti sulla parete opposta. Se lo spazio di attraversamento è troppo ridotto, non riesce a restare aderente alle parete ed il vortice viene distrutto.

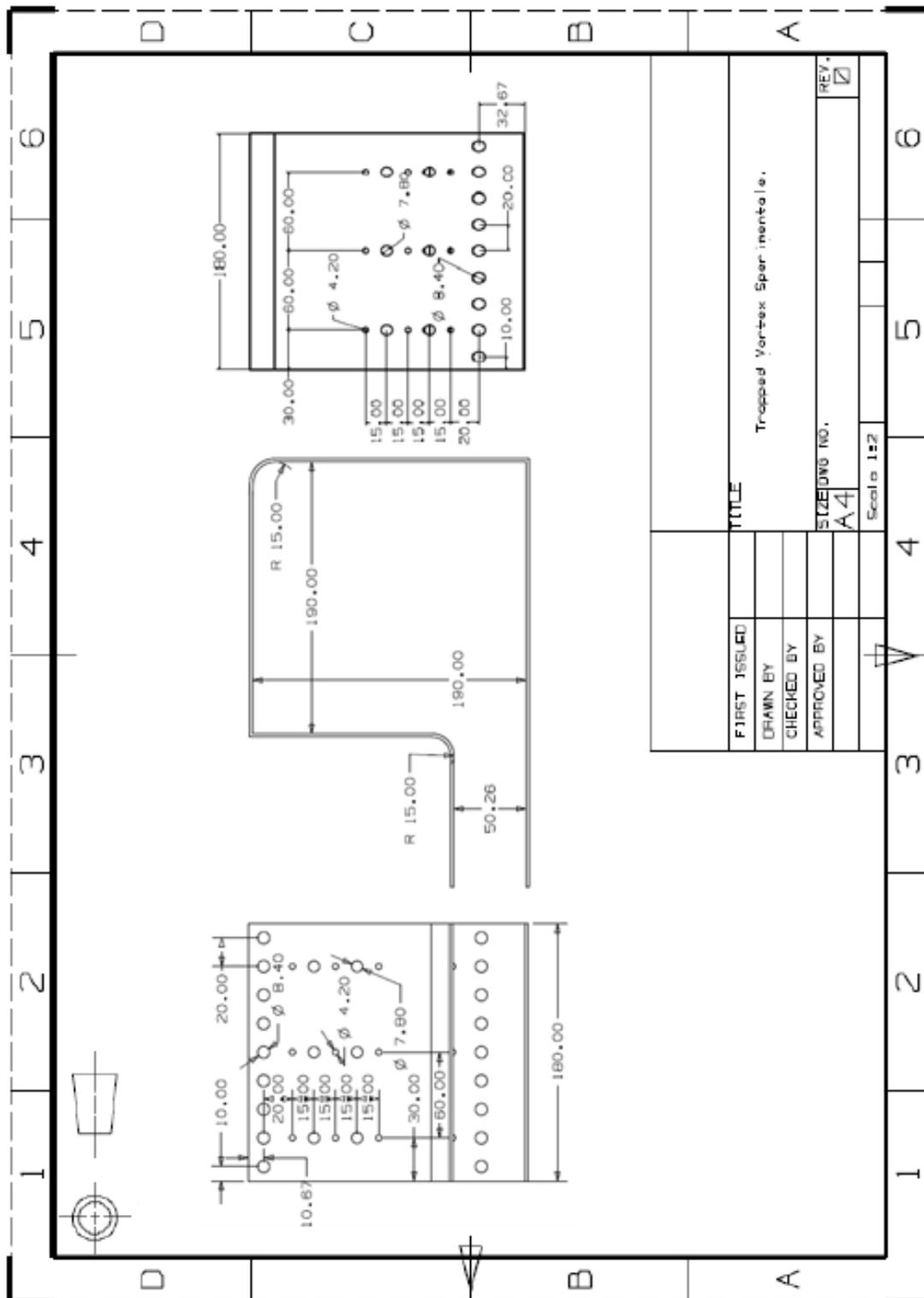


Figura 1.2 - Disegno quotato.

Vengono riportati in tabella 2.1 i valori delle portate e delle velocità per i flussi coinvolti.

Tabella 2.1

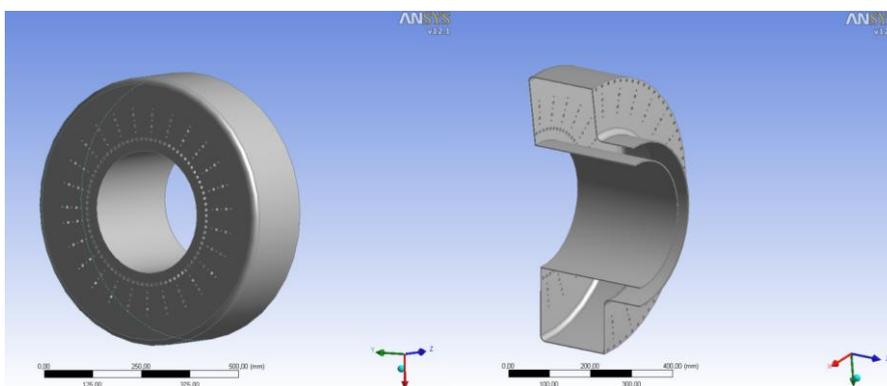
$\dot{m}_{a,s}$	$v_{a,s}$	$\dot{m}_{a,p}$	$v_{a,p}$	$\dot{m}_f$	$v_f$	$A/F$	$A_{prim}/F$
[kg/s]	[m/s]	[kg/s]	[m/s]	[kg/s]	[m/s]		
<b>0,00619</b>	75	0,00296	62	0,00231	61	3,96	1,28

Le immagini successive si riferiscono alle simulazioni effettuate sulle geometria appena descritta.

Si osserva che la zona ad alta temperatura è concentrata nel cuore del vortice (figura 2.3). Questo supporta in effetti la scelta della disposizione dei fori. La temperatura massima raggiunta è di 1940 K, quella media 1586 K e media in uscita 1408 K. Se il contenuto di idrogeno si consuma rapidamente, quello di monossido di carbonio rimane più allungo e si accumula dentro al vortice, essendo l'aria primaria in quantità inferiore al valore stechiometrico (fig. 2.4, 2.5).

È interessante valutare quali sono i tempi di residenza nella camera (fig. 2.6). Per fare questo sono state riportate le linee di flusso colorate con il tempo di attraversamento. Si può notare che nella parte centrale il tempo di residenza va da 0.02 a 0.04 s.

L'ottenimento di un regime di combustione *mild* si basa in questo caso sul ricircolo interno dei gas combusti. Il ricircolo dei prodotti della combustione ed un buon grado di miscelamento di questi con i reagenti, costituiscono una condizione necessaria per la *mild*.



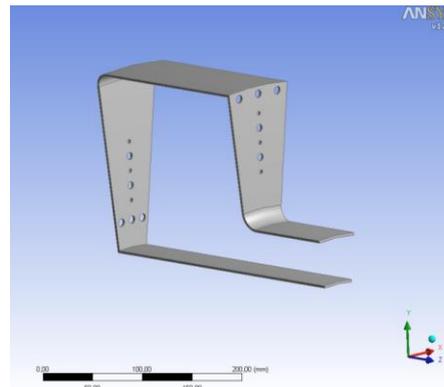


Figura 1.3 - Bruciatore anulare prototipo

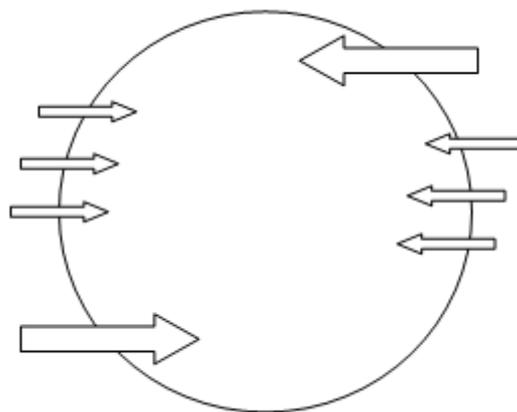


Figura 2.1 - Rappresentazione dei flussi che creano il vortice

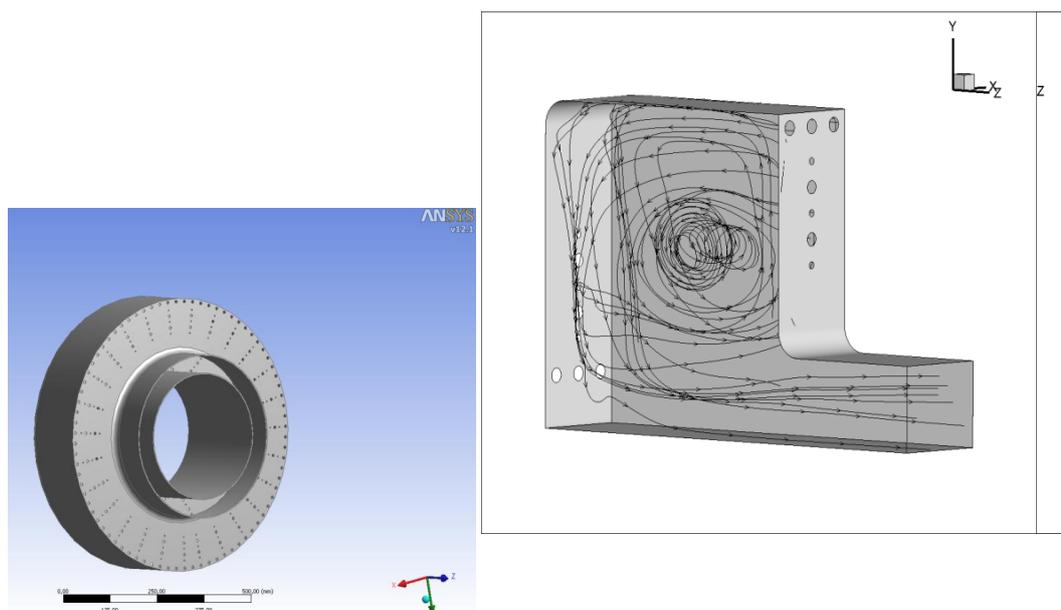


Figura 2.2 - Rappresentazione delle linee di flusso all'interno del combustore

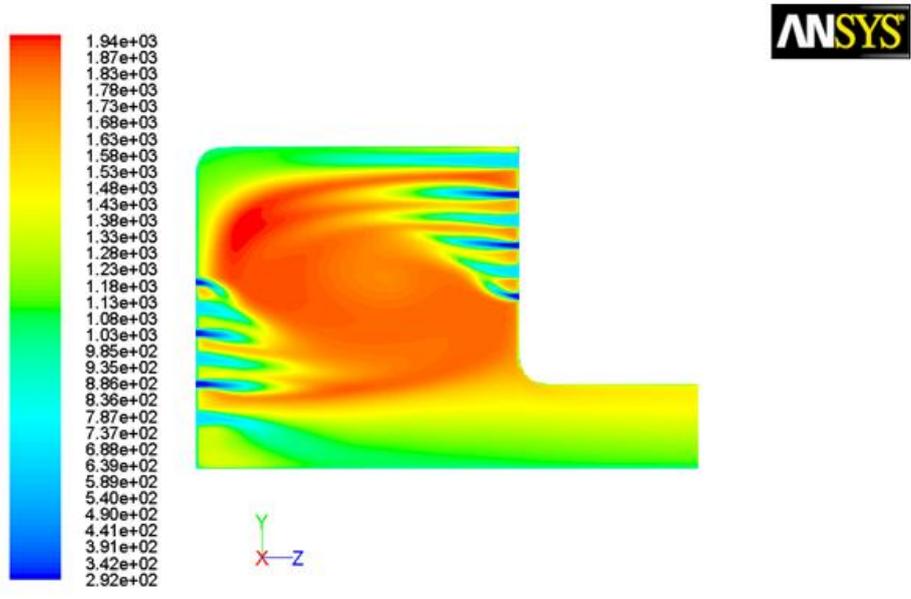


Figura 2.3 – Andamento della temperatura nella sezione centrale

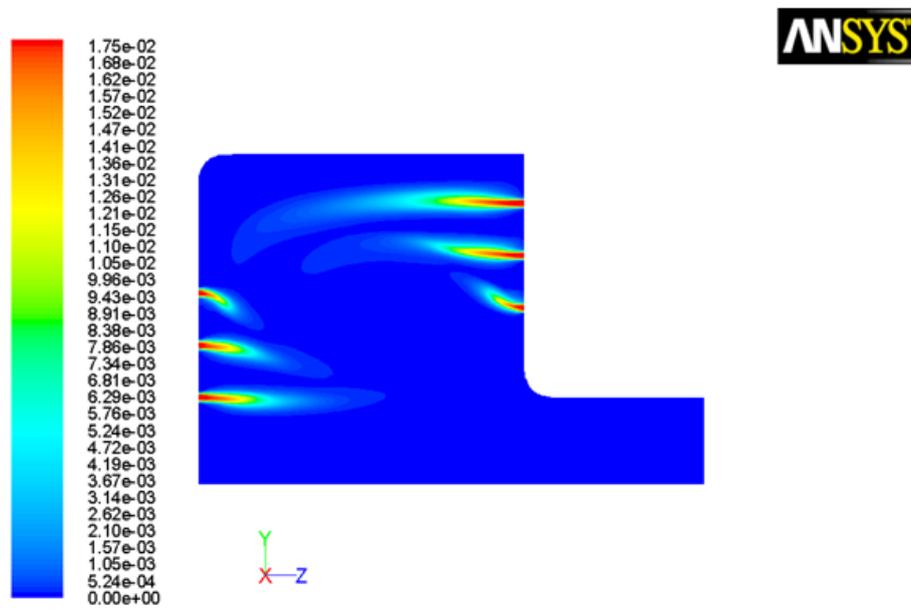


Figura 2.4 – Andamento della frazione massica di  $H_2$  nella sezione centrale

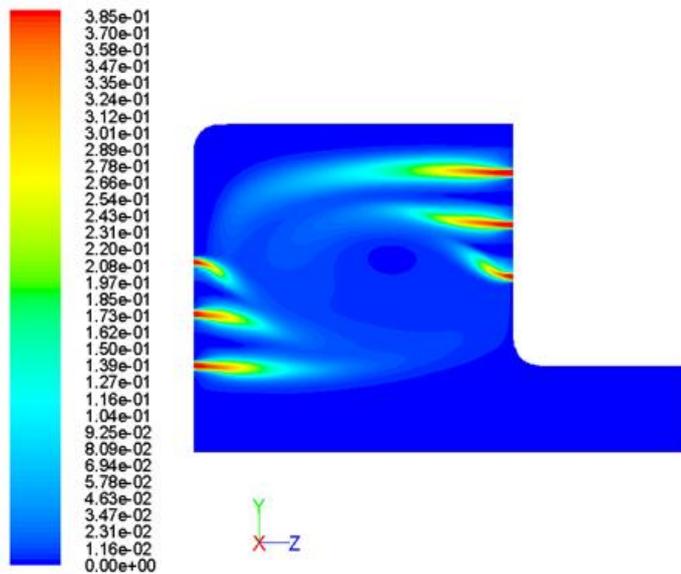


Figura 2.5 – Andamento della frazione massica di **CO** nella sezione centrale

Per valutare il grado di miscelamento si è pensato di mappare la seguente grandezza:

$$MIX = |H_2 - H_{2,med}| + |H_2O - H_{2O,med}| + |CO_2 - CO_{2,med}| + |O_2 - O_{2,med}| + |CO - CO_{med}| + |N_2 - N_{2,med}|$$

Se tutte le specie fossero perfettamente miscelate, in ogni punto questa grandezza dovrebbe essere uguale a zero. In pratica più questo valore tende a zero, più nella zona considerata i reagenti ed i prodotti sono miscelati. Si può notare nella figura 2.7 come effettivamente la grandezza *MIX* assuma valori modesti un pò ovunque se si escludono le zone immediatamente a valle dei fori di adduzione, come ovvio che sia. Ciò conforta sul fatto che il vortice sia in grado di produrre gli effetti desiderati.

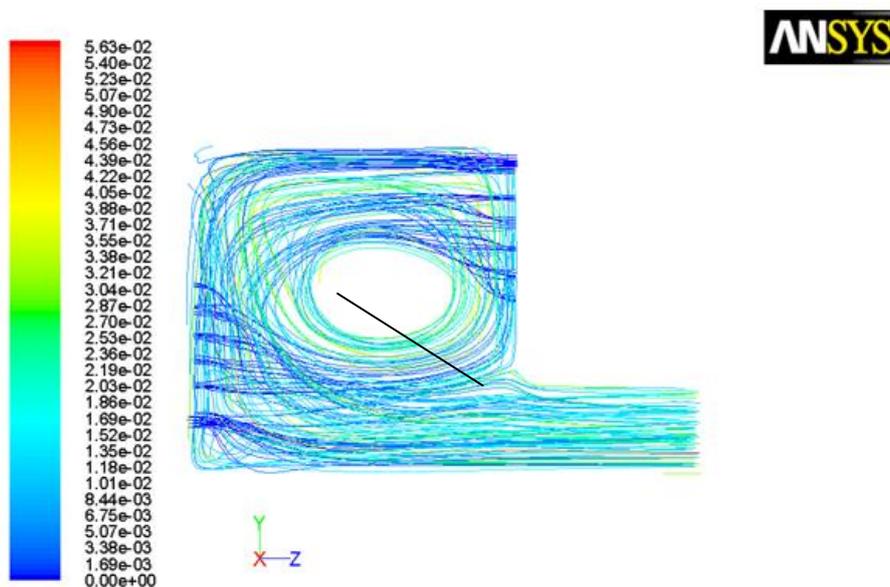


Figura 2.6 – Linee di flusso

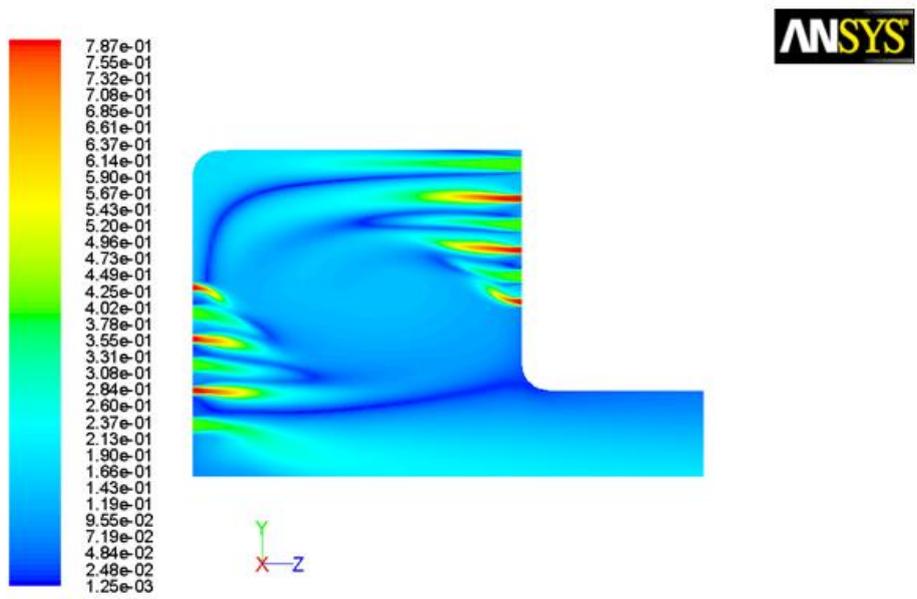


Figura 2.7 – Rappresentazione della grandezza MIX nella sezione centrale

Il fattore di ricircolo è stato invece valutato misurando la portata che attraversa il piano riportato in figura 2.6, rapportata alla portata totale entrante, decurtata dell’aliquota corrispondente al flusso tangenziale inferiore, che come si vede dalle figure, non partecipa direttamente alla combustione. Per il caso in esame il fattore di ricircolo vale circa 0.87.

La composizione in massa dei gas riciclati risulta la seguente:

0.19% CO - 0.05% H<sub>2</sub>O - 0.005% CO - 0.039% O<sub>2</sub> - 0.713% N<sub>2</sub>

L’incremento ulteriore della velocità di ingresso del flusso tangenziale superiore, comporta solo un modesto incremento del fattore di ricircolo.

Per poter valutare dove si concentrano le reazioni chimiche è utile analizzare la distribuzione delle specie radicali tipo OH. È evidente come l’OH (fg. 2.8-2.10) sia sufficientemente distribuito all’interno del volume, piuttosto che concentrato in un sottile fronte di fiamma come avviene nella combustione tradizionale. È possibile quindi affermare che esistono tutti i presupposti e diverse evidenze del fatto che il regime di combustione instaurato all’interno del prototipo possa essere definito *mild*. Solo con la sperimentazione si potrà avere la conferma di ciò che risulta dalla simulazione.

Vale la pena di chiarire il fatto che la densità di potenza di un siffatto sistema non si attesta su valori molto elevati, intorno a 15 MW/m<sup>3</sup>bar. Rispetto a sistemi a sviluppo assiale lo spazio minimo necessario a garantire lo sviluppo del vortice determina un incremento di volume e la riduzione della densità di potenza. D’altra parte il contenuto in monossido di carbonio, abbastanza lento a bruciare, impone tempi di residenza maggiori, rispetto ad una alimentazione a gas naturale.

Si è ritenuto opportuno verificare il comportamento del sistema passando al settore anulare e al settore rettificato (fig. 2.11-2.13). L’andamento della temperatura, così come quello della velocità e delle frazioni massiche OH, è pressoché identico tra il settore anulare e quello rettificato. Ciò giustifica l’approvazione adottata.

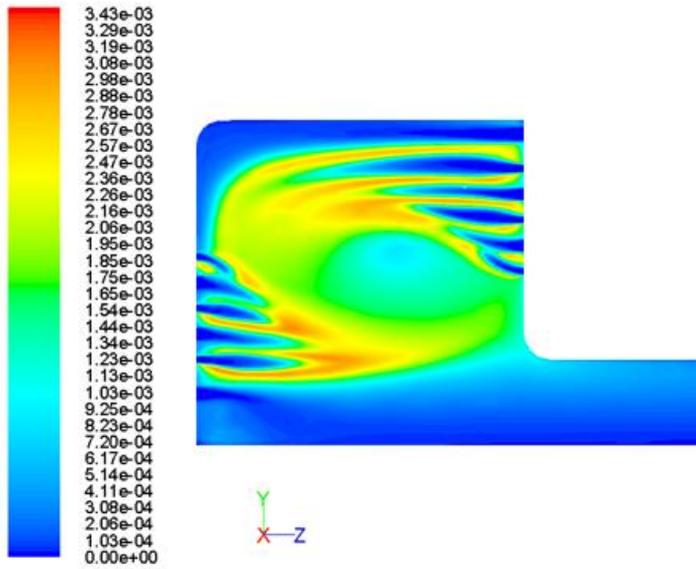


Figura 2.8 – Andamento della frazione massica di **OH** nella sezione centrale

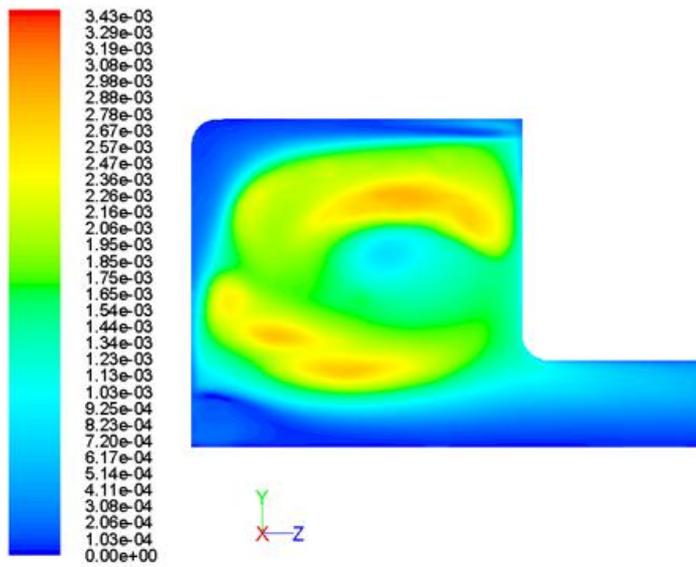


Figura 2.9 – Andamento della frazione massica di **OH** in una sezione intermedia

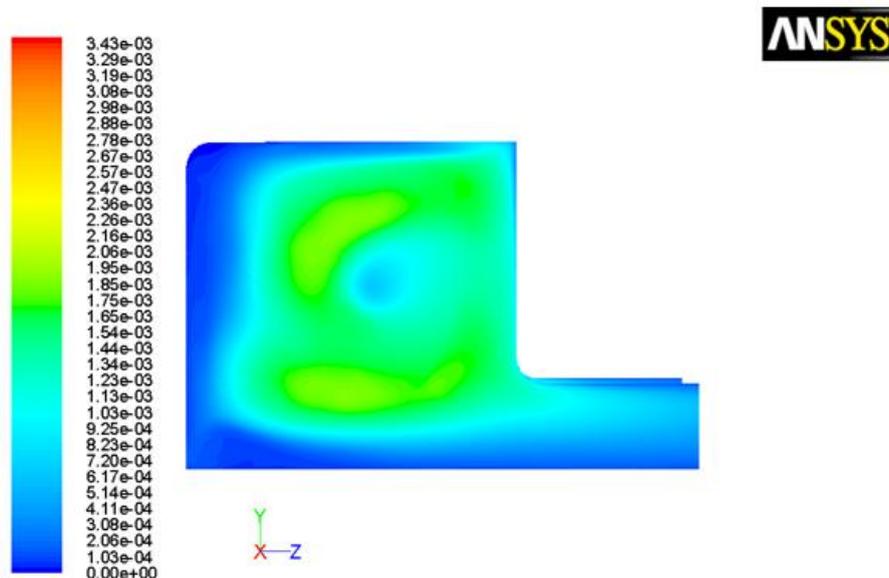


Figura 2.10 – Andamento della frazione massica di **OH** nella sezione estrema

### 3. Analisi di sensibilita'

Una volta fissata la geometria e la configurazione della camera di combustione, sono state condotte simulazioni termofluidodinamiche tridimensionali, allo scopo di effettuare un'analisi di sensibilita' ai principali parametri di funzionamento, testandone il comportamento al variare dei parametri piú significativi, intorno ai valori di riferimento di tabella 3.1.

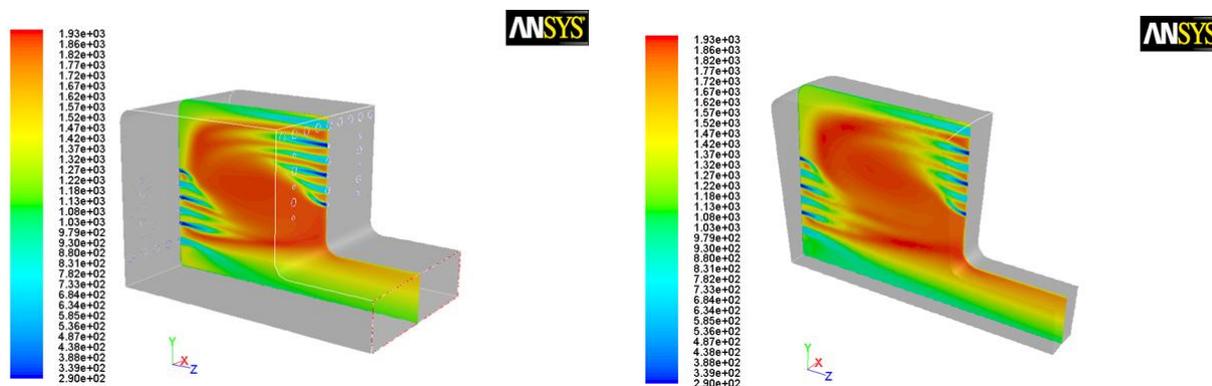


Figura 2.11 - Andamento della temperatura nel settore rettificato e nel settore anulare

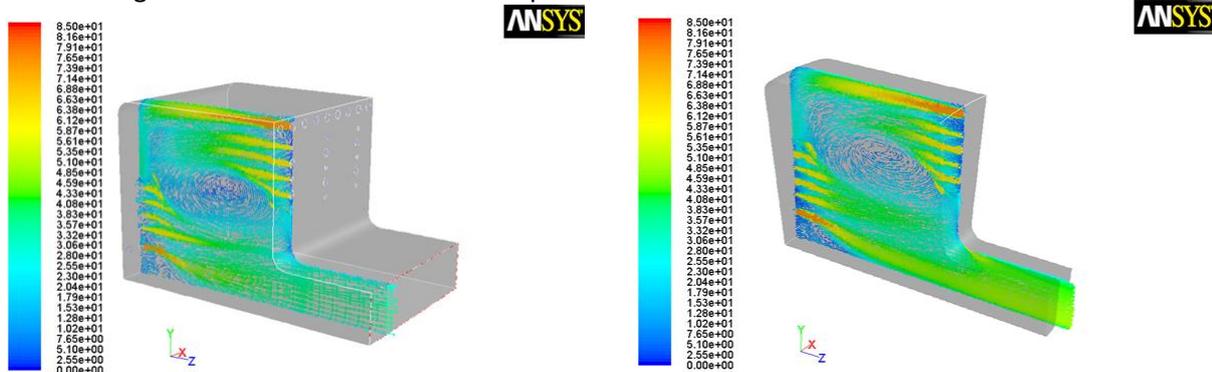


Figura 2.12 - Andamento della velocita' nel settore rettificato e nel settore anulare

In particolare si sono variati il rapporto aria/combustibile, le velocità e le portate dei flussi in ingresso al combustore e di conseguenza le dimensioni delle sezioni, la composizione del gas.

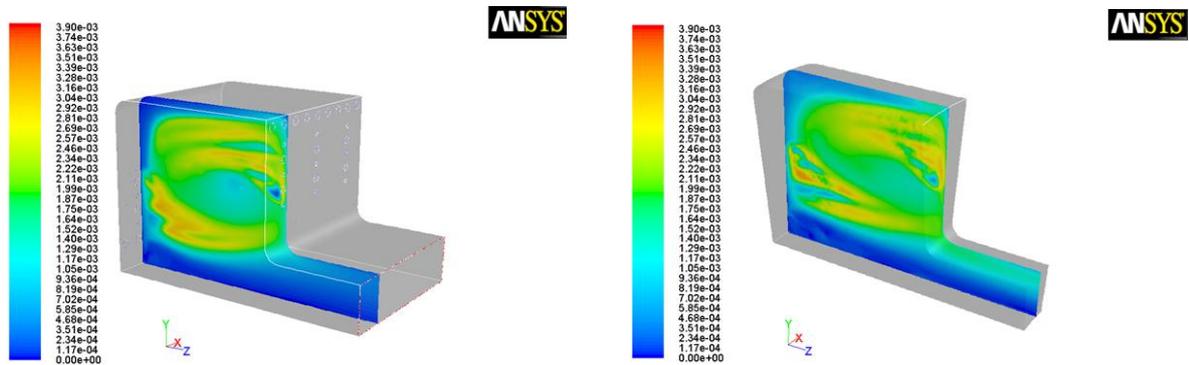


Figura 2.13 - Andamento della frazione di massa di **OH** nel settore rettificato e nel settore anulare

Tabella 3.1 - Parametri operativi nel CASO BASE

p=1 bar T <sub>aria</sub> =700K							
$\dot{m}_{a,s}$ [kg/s]	$v_{a,s}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,p}$ [kg/s]	$v_{a,p}$ [m/s]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$v_f$ [m/s]	A/F	A <sub>prim</sub> /F
0.00619	75	0.00296	63	0.00231	61	3.96	1.28
T <sub>max</sub> [K]	T <sub>min</sub> [K]	T <sub>out,max</sub> [K]	T <sub>out,min</sub> [K]				
2026.98	287.16	1857.74	1613.75				
<b>CO</b>	1.89E-05	[kg/sec]	<b>EICO</b>	4.09	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO</b>	-1.79E-07	[kg/sec]	<b>EINO<sub>x</sub></b>	0.04	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO<sub>2</sub></b>	-2.66E-09	[kg/sec]					

### Primo caso: variazione portate d'aria di alimento

La prima prova è stata condotta lasciando intatta la geometria. Si sono aumentate le portate d'aria primaria e secondaria del 30% e a pari sezione di ingresso, questo significa che anche le velocità dei relativi flussi sono state aumentate. La portata di combustibile invece è stata lasciata invariata cosicché il rapporto aria/combustibile risulta incrementato proporzionalmente alla portata d'aria. Ne segue una combustione più diluita, quindi valori inferiori della temperatura all'interno della camera e all'uscita. Cala la produzione di NO<sub>x</sub> fortemente influenzata dalla temperatura mentre aumenta notevolmente quella di CO.

Tabella 3.2 - Parametri operativi nel PRIMO CASO

p=1 bar T <sub>aria</sub> =700K							
$\dot{m}_{a,s}$ [kg/s]	$v_{a,s}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,p}$ [kg/s]	$v_{a,p}$ [m/s]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$v_f$ [m/s]	A/F	A <sub>prim</sub> /F
0.008045	98	0.003845	63	0.00231	61	5.15	1.66
T <sub>max</sub> [K]	T <sub>min</sub> [K]	T <sub>out,max</sub> [K]	T <sub>out,min</sub> [K]				
1997.29	289.07	1638.34	1452.23				
<b>CO</b>	2.34E-05	[kg/sec]	<b>EICO</b>	5.07	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO</b>	-3.94E-08	[kg/sec]	<b>EINO<sub>x</sub></b>	0.01	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO<sub>2</sub></b>	-1.43E-09	[kg/sec]					

### Secondo caso: variazione portata di combustibile di alimento

In questo caso si è sempre aumentato il rapporto aria/combustibile della stessa aliquota ma come conseguenza di una diminuzione della portata di combustibile. Mantenendo costanti i valori di tutte le velocità dei flussi, la sezione dei fori di ingresso del combustibile risulterà diminuita.

Tabella 3.3 - Parametri operativi nel SECONDO CASO

p=1 bar T <sub>aria</sub> =700K							
$\dot{m}_{a,s}$ [kg/s]	$v_{a,s}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,p}$ [kg/s]	$v_{a,p}$ [m/s]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$v_f$ [m/s]	A/F	A <sub>prim</sub> /F
0.00619	75	0.00296	63	0.001775	61	5.15	1.67
$T_{max}$ [K]	$T_{min}$ [K]	$T_{out,max}$ [K]	$T_{out,min}$ [K]				
2003.48	289.00	1632.96	1451.59				
<b>CO</b>	1.21E-05	[kg/sec]	<b>EICO</b>	3.41	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO</b>	-3.62E-08	[kg/sec]	<b>EINO<sub>x</sub></b>	0.01	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO<sub>2</sub></b>	-1.12E-09	[kg/sec]					

Questo modo di operare, cioè fare corrispondere a una variazione di portata una corrispondente correzione delle sezioni, è motivato dal fatto che non si vuole alterare il pattern fluidodinamico interno.

Si stabilisce una combustione povera che da luogo in questo caso a una diminuzione della quantità di CO incombusto e contemporaneamente anche della quantità di NO<sub>x</sub>, dovuta all'abbassamento delle temperature massime.

### Terzo caso: variazione della velocità del flusso tangenziale

In questo caso è stata aumentata la velocità del flusso tangenziale che da vita al vortice, a pari rapporto A/F. L'obiettivo è di valutare l'incidenza di una maggiore velocità di rotazione del vortice sulle caratteristiche della fiamma. Il rapporto di ricircolo aumenta di poco a circa 0.92. L'andamento della temperatura all'interno della camera rimane però sostanzialmente identico al caso base mentre la temperatura dei gas espulsi subisce una variazione negativa. Corrispondentemente la concentrazione di inquinanti all'uscita rimane pressoché identica al caso base.

### Quarto caso: variazione della velocità del flusso tangenziale e della portata d'aria primaria

Se oltre ad aumentare la velocità del flusso d'aria secondario, si incrementa, il rapporto A/F a carico della portata d'aria primaria, le temperature diminuiscono rispetto al caso precedente e quindi al caso base. La quantità di CO incombusto risulta quasi invariata. Si nota che nei diversi casi le emissioni di NO<sub>x</sub> si mantengono sempre abbastanza basse.

### Quinto caso: variazione rapporto di compressione

I risultati prima visti sono stati ottenuti considerando che il combustore lavorasse a pressione atmosferica, visto che le caratteristiche dell'impianto dove il prototipo verrà montato, non consentono il funzionamento pressurizzato.

Tuttavia è sembrato opportuno condurre delle analisi in pressione, per simulare il comportamento che il bruciatore avrebbe in reali applicazioni industriali. A tal proposito si sono scelti due rapporti di compressione per i quali si è ripetuto lo stesso studio effettuato a pressione atmosferica.

Tabella 3.4 - Parametri operativi nel TERZO CASO

p=1 bar T <sub>aria</sub> =700K							
$\dot{m}_{a,s}$ [kg/s]	$v_{a,s}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,p}$ [kg/s]	$v_{a,p}$ [m/s]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$v_f$ [m/s]	A/F	A <sub>prim</sub> /F
0.00619	98	0.00296	63	0.00231	61	3.96	1.28
$T_{max}$ [K]	$T_{min}$ [K]	$T_{out,max}$ [K]	$T_{out,min}$ [K]				
2034.76	285.00	1759.41	1594.98				
<b>CO</b>	1.66E-05	[kg/sec]	<b>EICO</b>	3.60	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO</b>	-1.67E-07	[kg/sec]	<b>EINO<sub>x</sub></b>	0.04	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO<sub>2</sub></b>	-2.46E-09	[kg/sec]					

Tabella 3.5 - Parametri operativi nel QUARTO CASO

p=1 bar T <sub>aria</sub> =700K							
$\dot{m}_{a,s}$ [kg/s]	$v_{a,s}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,p}$ [kg/s]	$v_{a,p}$ [m/s]	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$v_f$ [m/s]	A/F	A <sub>prim</sub> /F
0.00619	96.55	0.00384	81.58	0.00231	61.02	4.34	1.66
$T_{max}$ [K]	$T_{min}$ [K]	$T_{out,max}$ [K]	$T_{out,min}$ [K]				
2012.15	285.27	1733.53	1548.22				
<b>CO</b>	1.52E-05	[kg/sec]	<b>EICO</b>	3.29	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO</b>	-5.21E-08	[kg/sec]	<b>EINO<sub>x</sub></b>	0.01	[g/kg <sub>f</sub> ]		
<b>NO<sub>2</sub></b>	-2.12E-09	[kg/sec]					

Per un rapporto di compressione di 10 bar, la temperatura dell'aria di alimento al combustore risulta pari a 575 K, dedotta semplicemente dall'equazione di Poisson dell'adiabatica reversibile:

$$pT^{\frac{k}{k-1}} = cost \quad (3.1)$$

dove

- $k$  è il rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costante,  $k = \frac{c_p}{c_v}$ .

Dall'equazione di stato di un gas ideale si ricava invece la densità corrispondente a questo stato termodinamico:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (3.2)$$

Quindi, a pari velocità, la portata d'aria in input sarà aumentata rispetto al caso di riferimento, e per questo si incrementa proporzionalmente la portata di combustibile immessa in modo tale che il rapporto A/F rimanga identico, così come le velocità dei flussi in ingresso e quindi la geometria.

Impiegando ancora le equazioni prima viste, si ricava che per un rapporto di compressione pari a 20 bar l'aria all'ingresso possiede una temperatura di 700 K e conseguentemente vengono adattate le portate a pari geometria.

I risultati si possono visualizzare nella tabella 3.6.

Tabella 3.6 - Parametri operativi nel QUINTO CASO

Condizioni operative	$\dot{m}_{a,s} [kg/s]$	$\dot{m}_{a,p} [kg/s]$	$\dot{m}_f [kg/s]$	A/F	Aprim/F
$p = 1bar T_{aria} = 700K$	0.00619	0.00296	0.00231	3.96	1.28
$p = 10bar T_{aria} = 575K$	0.0758	0.0362	0.0283	3.96	1.28
$p = 20bar T_{aria} = 700K$	0.1238	0.0592	0.0462	3.96	1.28

L'aumento della pressione, ragionando sempre a parità di velocità, comporta l'incremento della potenza di 10 e 20 volte rispettivamente nei due casi, ma non della densità di potenza, che essendo valutata in MW/m<sup>3</sup>bar resta invariata. È utile sottolineare che lo schema cinetico adottato è ancora valido ed efficiente in queste condizioni.

I risultati ottenuti dalle simulazioni sono in linea con quelli già mostrati in condizioni atmosferiche, perciò che riguarda il campo di moto. Le temperature risultano invece sensibilmente più alte (fig. 3.1, 3.2), pur senza causare indici di emissione degli NO<sub>x</sub> elevati (figura 3.4).

Il monossido di carbonio (CO) è il principale prodotto della combustione incompleta e può essere utilizzato come tracciante dell'efficienza del processo. Nella formazione di CO i parametri più importanti sono la temperatura di reazione e il tenore di ossigeno nell'ambiente di reazione. In particolare alti valori di temperatura e rapporti di equivalenza inibiscono la formazione di CO, per cui la sua presenza diminuisce all'aumentare della pressione.

Al contrario, la formazione di NO<sub>x</sub> è favorita da un aumento della temperatura del processo di combustione e del rapporto di equivalenza. Il suo valore cresce con il rapporto di compressione.

Nel grafico di seguito (figura 3.5) ogni punto identifica la coppia di valori (EINO<sub>x</sub> e EICO) rappresentativa di una particolare condizione operativa a cui corrisponde un certo valore del rapporto A/F. I requisiti per ridurre i due tipi di emissioni sono del tutto opposti. Come si vede, una riduzione delle emissioni di NO<sub>x</sub> si può avere solo a prezzo di un incremento delle emissioni di CO, e viceversa. La situazione può anche essere illustrata riportando le emissioni di CO e NO<sub>x</sub> in funzione di uno dei parametri operativi, per esempio il rapporto di equivalenza. La figura 3.6 riporta i tipici andamenti delle emissioni al variare del rapporto di equivalenza.

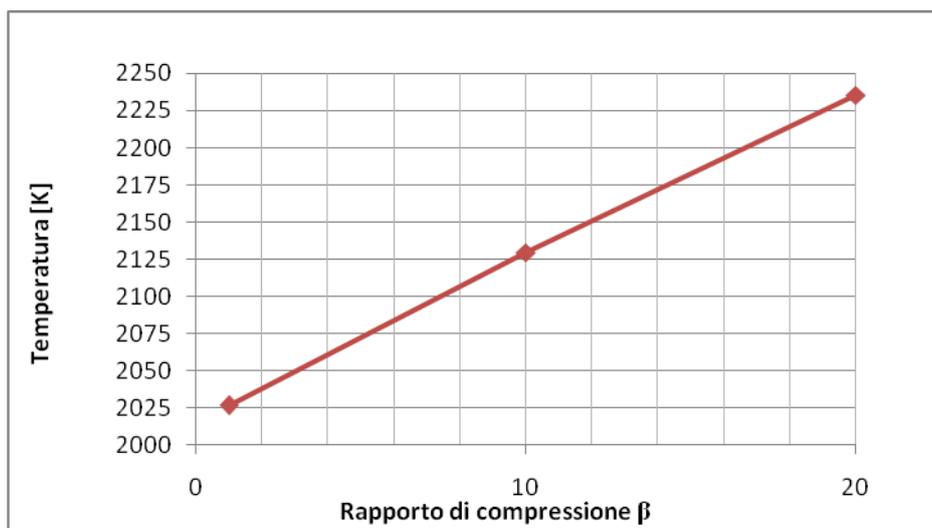


Figura 3.1 - Andamento della temperatura massima nel combustore al variare del rapporto di compressione

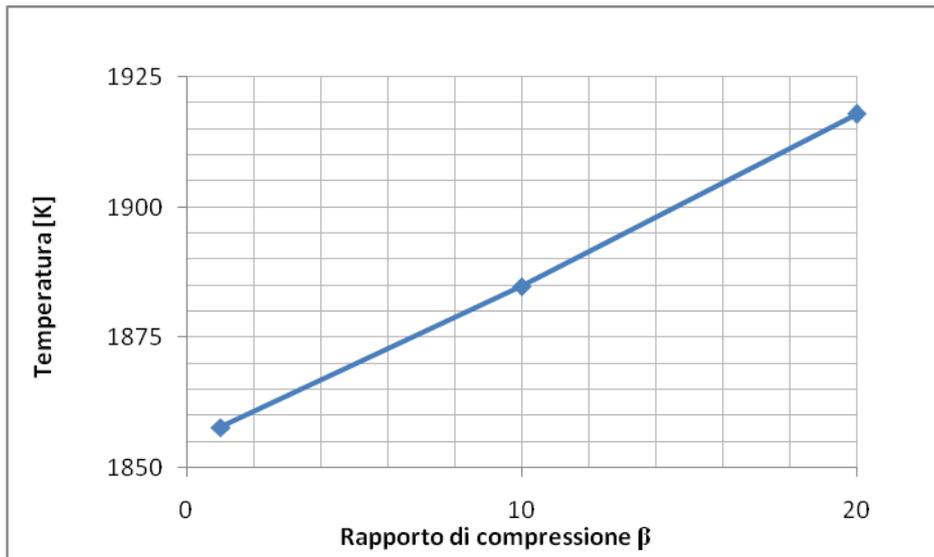


Figura 3.2 - Andamento della temperatura massima all'uscita del combustore al variare del rapporto di compressione

Come ci si poteva attendere, le emissioni di CO diventano minime per valori di  $\Phi$  minori dell'unità ma non troppo spinti. Le emissioni di NO<sub>x</sub> raggiungono i valori minimi per miscele decisamente povere per poi seguire un andamento del tutto contrario rispetto alle emissioni di CO. E' possibile individuare quindi un certo range di valori di  $\Phi$  che rendono minime entrambe le specie inquinanti. Il punto di intersezione delle due curve concretizza l'esigenza di minimizzare contemporaneamente i livelli delle due specie inquinanti.

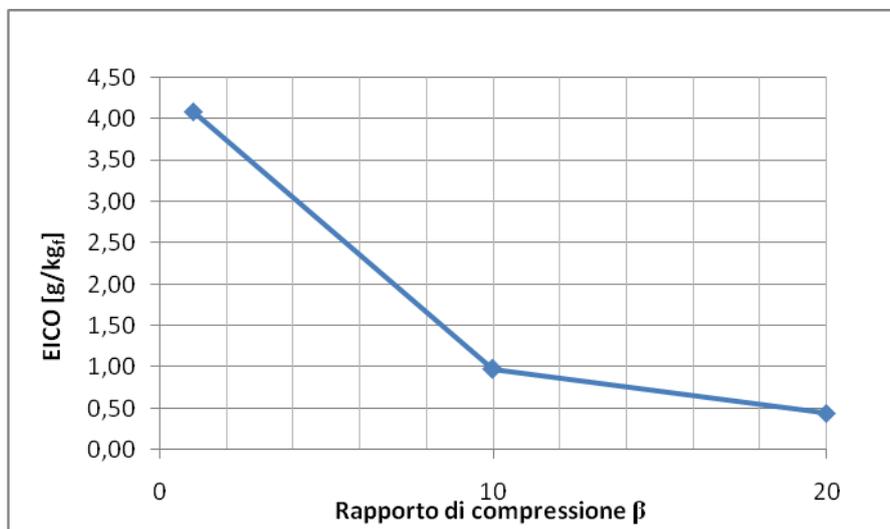


Figura 3.3 - Andamento **EICO** al variare del rapporto di compressione

Infine si può osservare (figure 3.7 – 3.8) che nel caso pressurizzato l'aumento della portata d'aria comporta una riduzione media delle temperature, ma restano sempre delle zone calde localizzate nella parte superiore ed inferiore del vortice. Ulteriori incrementi della portata d'aria primaria portano ad un incremento degli incombusti ed al raffreddamento della sola parte più interna del vortice.

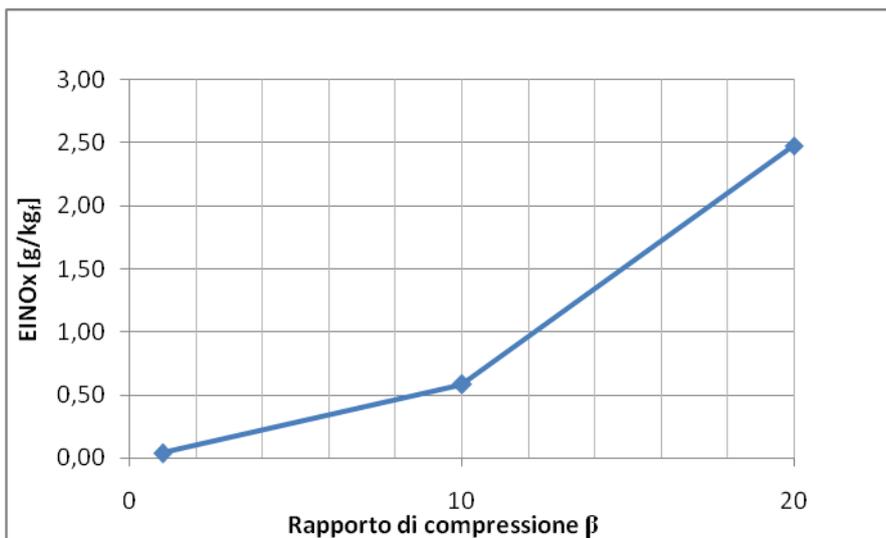


Figura 3.4 - Andamento **EINO<sub>x</sub>** al variare del rapporto di compressione

**Sesto caso: variazione della composizione del syngas**

Successivamente si è esaminato il comportamento del combustore quando come combustibile viene usato un syngas di diversa composizione rispetto al precedente, in particolare più ricco di idrogeno: 33% H<sub>2</sub> – 67% CO LHV 13.76 MJ/kg

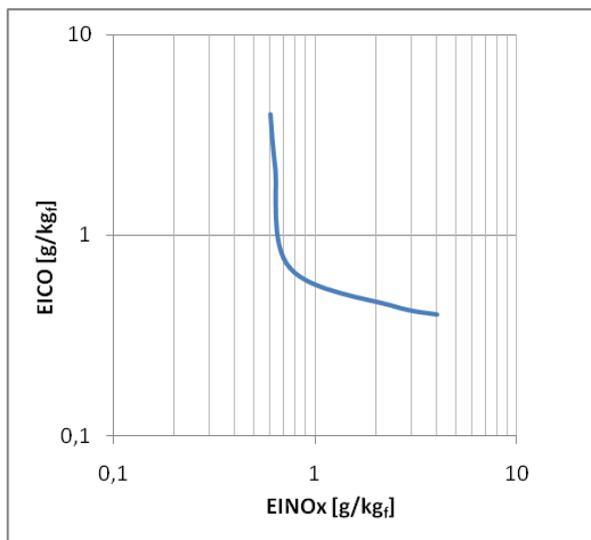


Figura 3.5 - Andamento delle emissioni di **CO** e **NO<sub>x</sub>** al variare delle condizioni operative

Il potere calorifico di questo syngas (Syngas B) risulta circa il doppio del precedente (syngas A) per cui per la stessa potenza dell'impianto la portata di combustibile necessaria sarà la metà. Nella camera di combustione si raggiungono temperature massime più elevate (figura 3.9). La differenza è attribuibile al maggior contenuto di idrogeno nel combustibile. L'incremento dell'eccesso d'aria porterebbe certamente ad una riduzione di tali picchi ma determina il peggioramento dell'efficienza di combustione. L'indice di emissione EINO<sub>x</sub> (fig. 3.11) risulta praticamente nullo per entrambi i casi a basse pressioni, ma subisce un'impennata non appena il rapporto di compressione supera il valore 10. Invece l'EICO risulta globalmente aumentato (fig. 3.10). L'effetto è più vistoso alle basse pressioni.

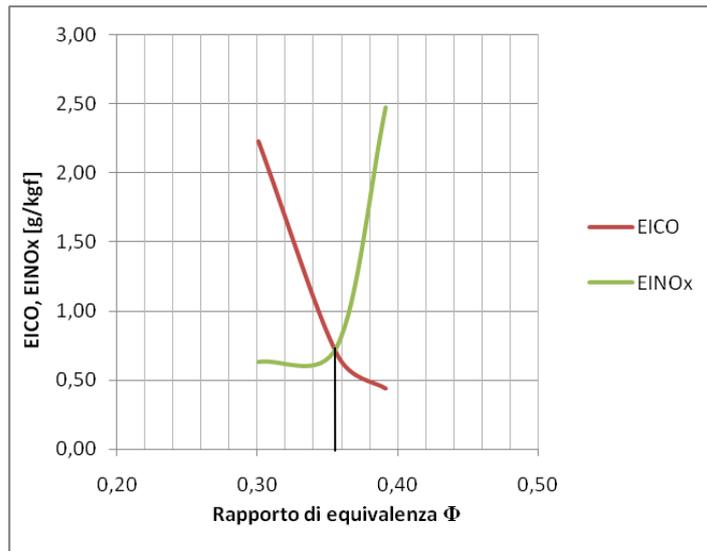


Figura 3.6 - Andamento degli indici *EICO* e *EINO<sub>x</sub>* in funzione del rapporto di equivalenza

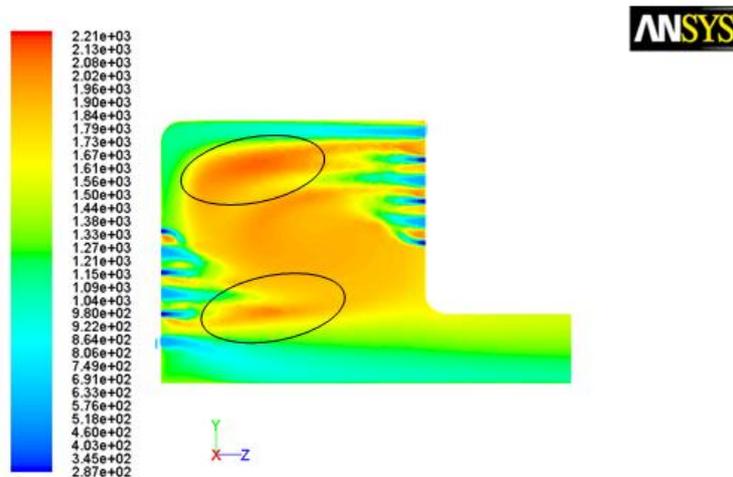


Figura 3.7 – Andamento della temperatura per p=10 bar e A/F=4.34

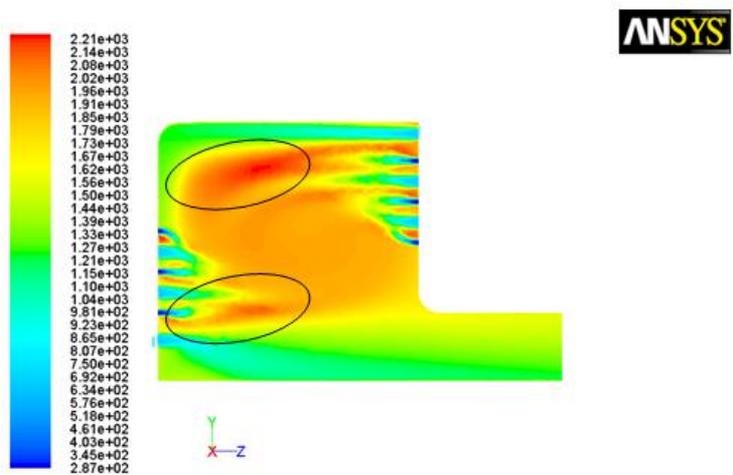


Figura 3.8 – Andamento della temperatura per p=20 bar e A/F=4.34

### 4. Scalatura del prototipo

Nel processo di progettazione di un bruciatore, la sperimentazione di convalida del modello avviene comunemente su prototipi di piccola scala, e questo si traduce in una notevole riduzione dei costi di sviluppo. Successivamente i risultati ottenuti su piccola scala possono poi essere estrapolati per combustori industriali di taglia più grande. Spesso accade che un bruciatore caratterizzato da basse emissioni di NO<sub>x</sub> quando viene installato su impianti industriali produce emissioni inaccettabili.

La comprensione della chimica di combustione e dei meccanismi di formazione degli inquinanti è quindi il fattore chiave affinché il processo di scalatura di un combustore avvenga con successo.

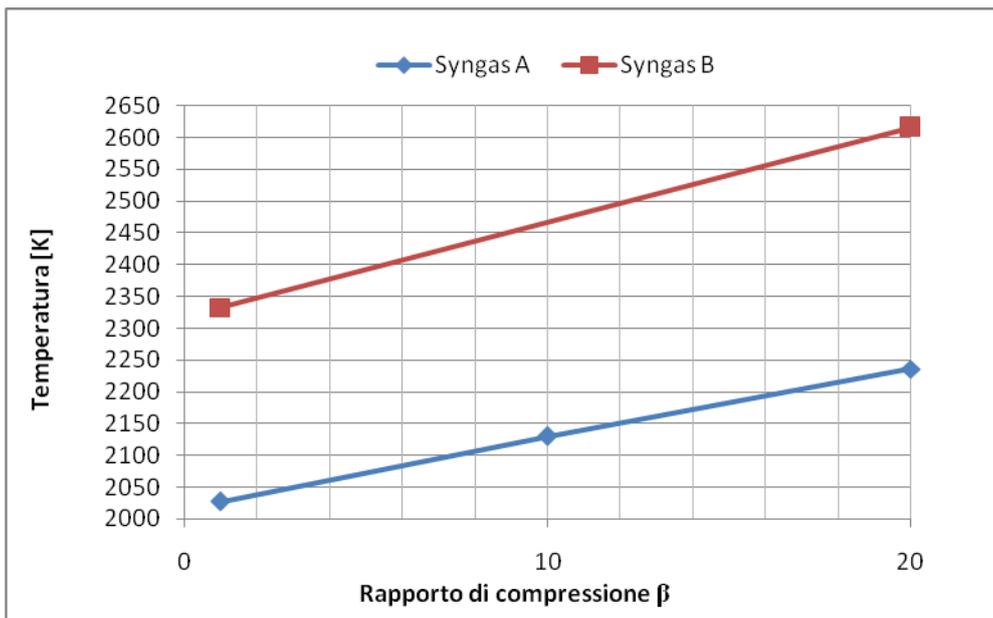


Figura 3.9 - Andamento della temperatura massima nel combustore al variare del rapporto di compressione per i due syngas impiegati

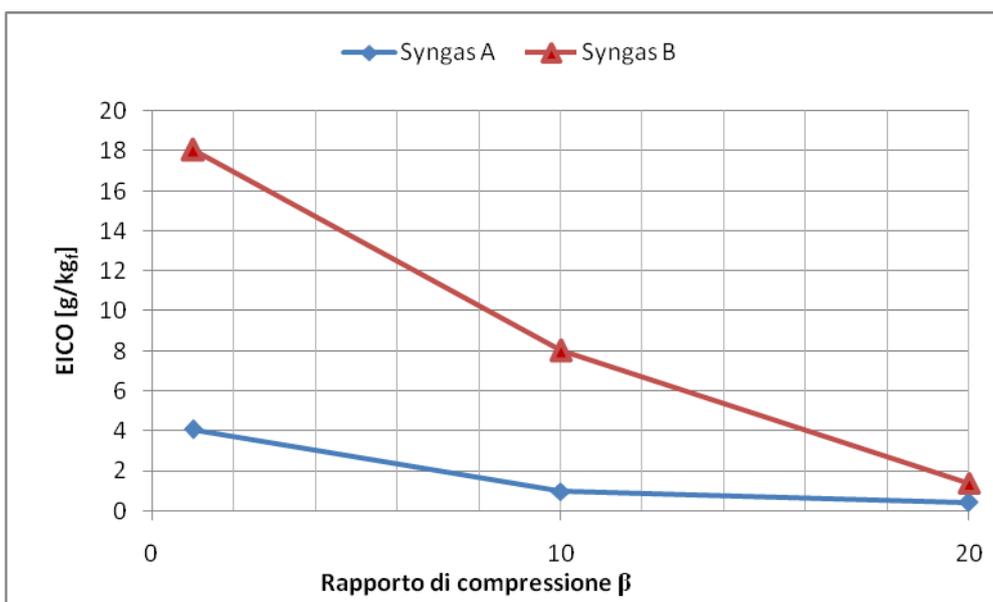


Figura 3.10 - Andamento *EICO* al variare del rapporto di compressione per i due syngas impiegati.

La figura 4.1 mostra i diametri e i numeri di Reynolds tipici di combustori da laboratorio e industriali, questi differiscono di circa due ordini di grandezza. In tabella 4.1 invece troviamo i fattori che maggiormente influenzano le emissioni di  $\text{NO}_x$ , CO e soot [34]. Tuttavia questi fattori dipendono dal pattern fluidodinamico.

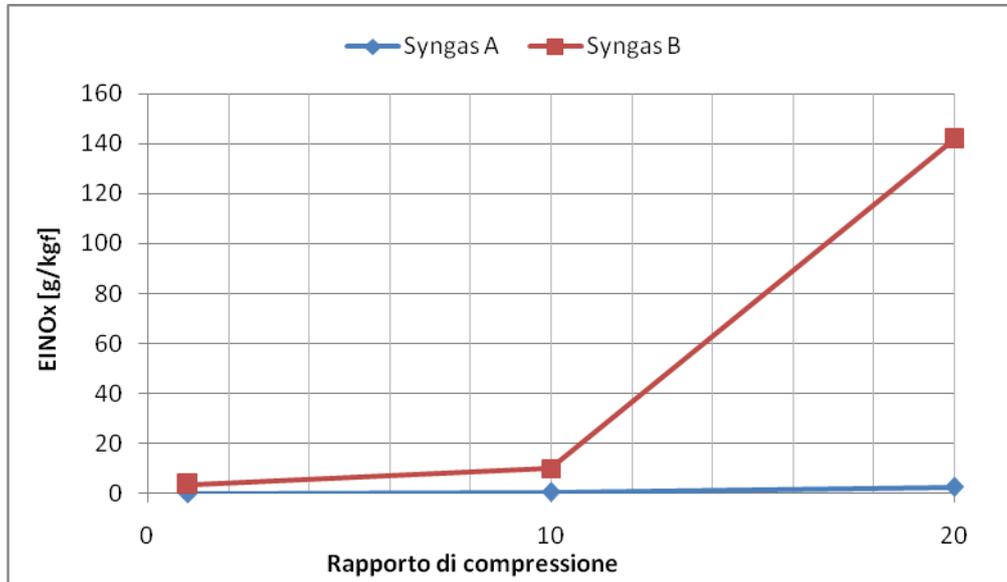


Figura 3.11 - Andamento  $EINO_x$  al variare del rapporto di compressione per i due syngas impiegati.

Per cui per mantenere la fluidodinamica originale è necessario che la similarità geometrica del combustore e il numero di Reynolds vengano mantenuti al variare della grandezza del combustore. E' stato provato che non è necessario mantenere costante il numero di Reynolds se questo è maggiore di  $10^4$ - $10^5$  in condizioni cioè di moto completamente turbolento [35].

### Criteri di scalatura

Idealmente quando si scala un combustore l'obbiettivo è ottenere una similarità rispetto al caso originale in termini di fluidodinamica e processi termochimici che si sviluppano all'interno cosicché anche le sue performance rimangano identiche.

Esistono due criteri pratici per effettuare la scalatura di un bruciatore [37]:

- il criterio della velocità costante;
- il criterio del tempo di residenza o del tempo di miscelamento costante.

Entrambi i criteri fanno riferimento alla scala di turbolenza del processo di macro miscelamento. In entrambi casi viene mantenuta la stessa configurazione geometrica.

#### ➤ Criterio della Velocità di scalatura costante

E' il metodo più comunemente usato per i combustori industriali e presuppone che si mantenga costante la velocità dei flussi di alimento sia di aria che di combustibile.

Il criterio si concretizza nella seguente relazione:

$$Q_0 = \rho_0 U_0 D_0^2 \tag{4.1}$$

dove

- $Q_0$  rappresenta il totale input termico;
- $\rho_0$  e  $U_0$  sono rispettivamente densità e velocità del flusso d'aria in input.

Segue che:

$$D_0 \propto Q_0^{0.5} \tag{4.2}$$

Quando un combustore viene ridimensionato per una diversa potenza termica in ingresso, il diametro caratteristico può essere facilmente ricalcolato, se viene mantenuta la similarità geometrica dei bruciatori.

$$\frac{Q_{0,base}}{Q_{0,scaled}} = \left( \frac{D_{0,base}}{D_{0,scaled}} \right)^2 \tag{4.3}$$

Con questo metodo però aumenta il tempo caratteristico di miscelamento e diminuisce il tasso di miscelamento.

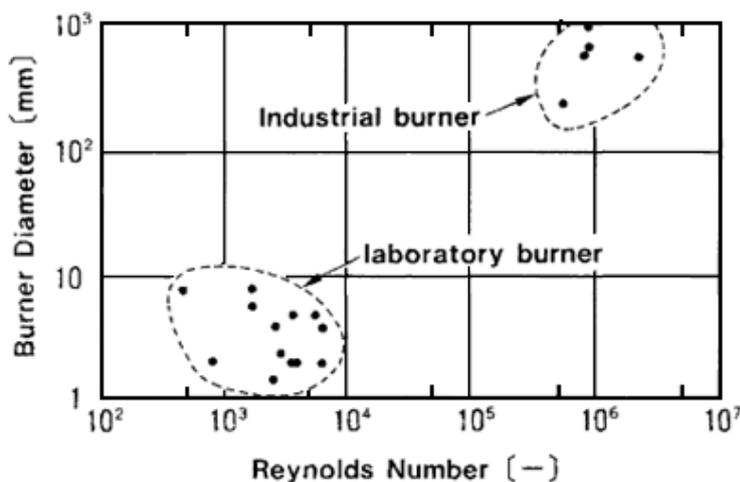


Figura 4.1- Confronto fra combustori da laboratorio e industriali

Tabella 4.1 - Fattori che influenzano le emissioni

Pollutant	Distribution of flame temperature	Residence time distribution	Distribution of local air ratio	Mixing rate
<i>CO</i>			●	●
<i>Fuel – NO<sub>x</sub></i>			●	○
<i>Thermal – NO<sub>x</sub></i>	●	●	●	○
<i>soot</i>	●	●	●	○

- Criterio del tempo di residenza costante

Il principio di questo criterio è quello di mantenere costante il rapporto

$$\frac{D_0}{U_0} = \text{cost} \quad (4.4)$$

che equivale automaticamente a mantenere costante il tempo di miscelamento. Si ha allora:

$$Q_0 = \rho_0 U_0 D_0^2 \propto \rho_0 D_0^3 \quad (4.5)$$

$$D_0 \propto Q_0^{0.33} \quad (4.6)$$

che si traduce in:

$$\frac{Q_{0,base}}{Q_{0,scaled}} = \left( \frac{D_{0,base}}{D_{0,scaled}} \right)^3 \quad (4.7)$$

equivalente a:

$$\frac{Q_{0,base}}{Q_{0,scaled}} = \left( \frac{U_{0,base}}{U_{0,scaled}} \right)^3 \quad (4.8)$$

In tabella si può trovare un confronto tra i parametri caratteristici dei due approcci.

Tabella 4.2 - Confronto dei vari parametri fra i due criteri

Criterio	Grandezza geometrica $D$	Velocità $U$	Tempo di miscelamento	Re
CV	$\sim Q^{1/2}$	costante	$\sim Q^{1/2}$	$\sim Q^{1/2}$
CRT	$\sim Q^{1/3}$	$\sim Q^{1/3}$	costante	$\sim Q^{2/3}$

### Effetto scala sul prototipo

Nel nostro caso l'obiettivo è quello di verificare se al variare delle dimensioni del prototipo, il suo comportamento rimanga inalterato, in termini fluidodinamici e chimici. La verifica è stata effettuata su modelli sia più grandi che più piccoli.

Siccome il principio di funzionamento del sistema si regge su equilibri di carattere fluidodinamico, si pensi al discorso fatto sul vortice, si è scelto di utilizzare il metodo della velocità costante. In particolare si è scelto di scalare il sistema mantenendo costanti le velocità di immissione dei flussi coinvolti. Come è stato già detto, il sistema progettato, per il target di potenza fissato, è caratterizzato da una densità di potenza non molto elevata. Se si immagina di dimezzarne tutte le dimensioni, il volume risulterà ridotto di un fattore  $0.5 \times 0.5 \times 0.5 = 0.125$ , mentre le sezioni di  $0.5 \times 0.5 = 0.25$ . Considerando che le velocità sono rimaste costanti, le portate in gioco saranno quindi scalate di un fattore 0.25. Pertanto la densità di potenza (Potenza/Volume) aumenterà di un fattore  $0.25/0.125 = 2$ .

Seguendo lo stesso ragionamento, se si immagina di raddoppiare le dimensioni, la densità di potenza si ridurrà di un fattore 2.

Dalle simulazioni effettuate è risultato peraltro che il comportamento del bruciatore rimane invariato, tanto che i campi di velocità, temperatura, specie etc. sono perfettamente sovrapponibili, qualunque sia la pressione dell'aria in ingresso (figura 4.2-4.4).

In definitiva si può concludere che al diminuire della taglia complessiva della macchina e quindi di conseguenza delle dimensioni complessive della camera di combustione, la densità di potenza aumenta secondo la correlazione  $\text{Pot}^{0.5}$ . Pertanto per macchine di taglia relativamente piccola, la densità di potenza della camera di combustione risulterà relativamente grande, mentre per macchine di taglia relativamente grande, la densità di potenza della camera di combustione risulterà relativamente piccola.

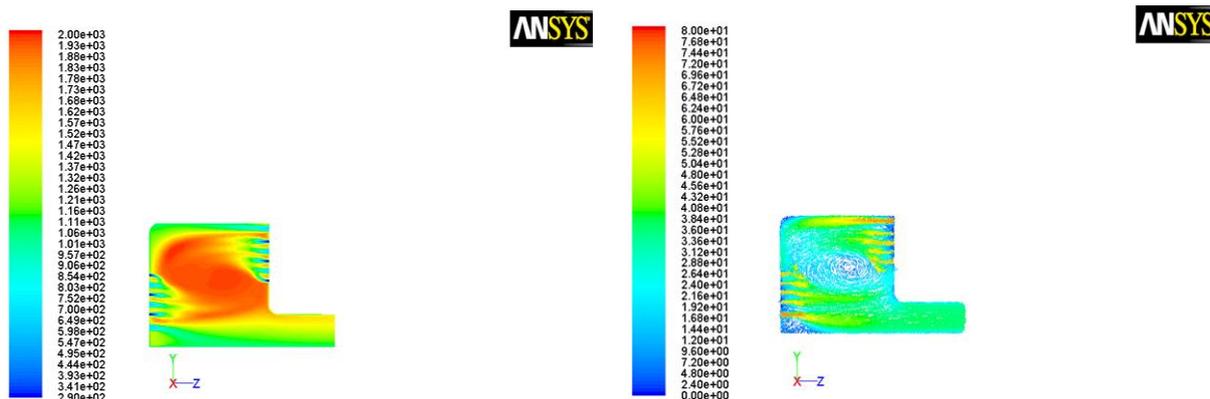


Figura 4.2 - Andamento di temperatura e velocità nel combustore di dimensioni dimezzate

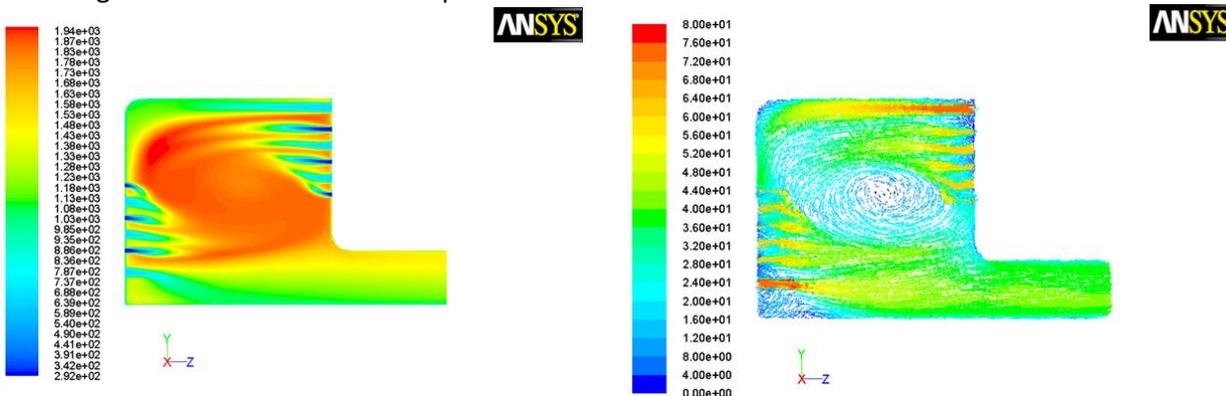


Figura 4.3 - Andamento di temperatura e velocità nel combustore di dimensioni normali

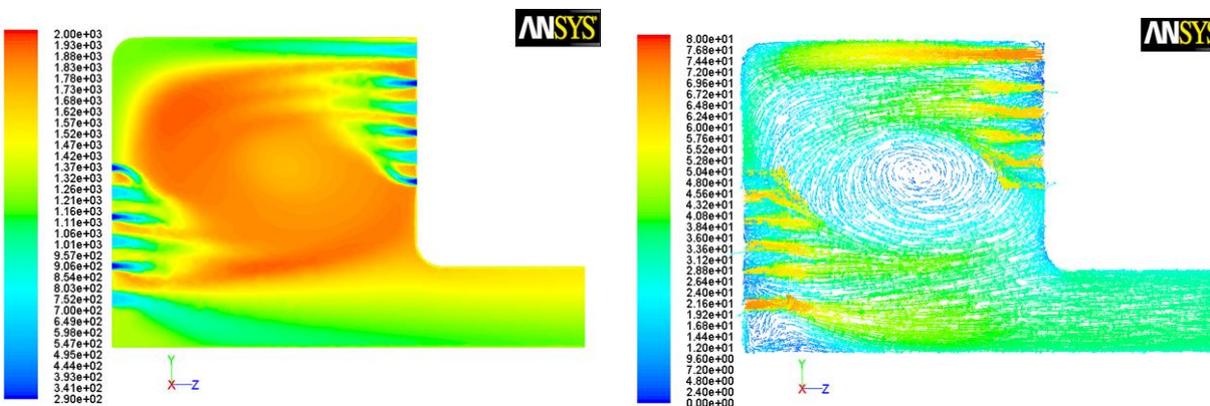


Figura 4.4 - Andamento di temperatura e velocità nel combustore di dimensioni raddoppiate

## 5. Analisi LES

Con lo scopo di valutare il comportamento del prototipo in regime dinamico non stazionario, è stata effettuata anche una analisi con approccio LES (Large Eddy Simulation). Interessa in particolar modo verificare che il vortice sia saldamente intrappolato nella cavità e che non dia luogo a instabilità connesse alla espansione e contrazione dello stesso. Le simulazione sono state condotte utilizzando la stessa griglia di calcolo già adottata per le simulazioni RANS, la quale era già stata realizzata con un numero di celle di calcolo adeguato allo scopo prefisso. Una simulazione LES che potesse accuratamente rappresentare i numerosi e piccoli getti, in proporzione alle dimensioni del volume, avrebbe richiesto una quantità di celle computazionali improponibile. In ogni caso, essendo interessati al comportamento della zona del vortice dove i gradienti delle varie grandezze sono limitati, la griglia adottata è adeguata. I modelli adottati sono gli stessi dei casi precedenti. La simulazione è stata condotta per un tempo sufficiente a raggiungere la

condizione di regime. Dai risultati è apparso abbastanza chiaro che il vortice resta bloccato nella cavità, senza subire evidenti contrazioni o espansioni. I risultati RANS ed i campi medi LES sono molto simili. La principale differenza rispetto alle RANS sta nei picchi di temperatura che sono più elevati, con differenze massime di circa 150 K.

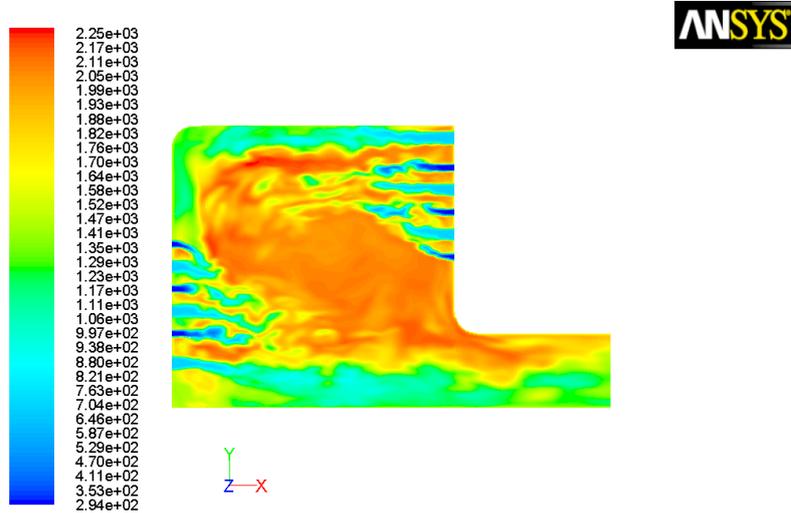


Figura 5.1 – Temperatura istantanea (K)

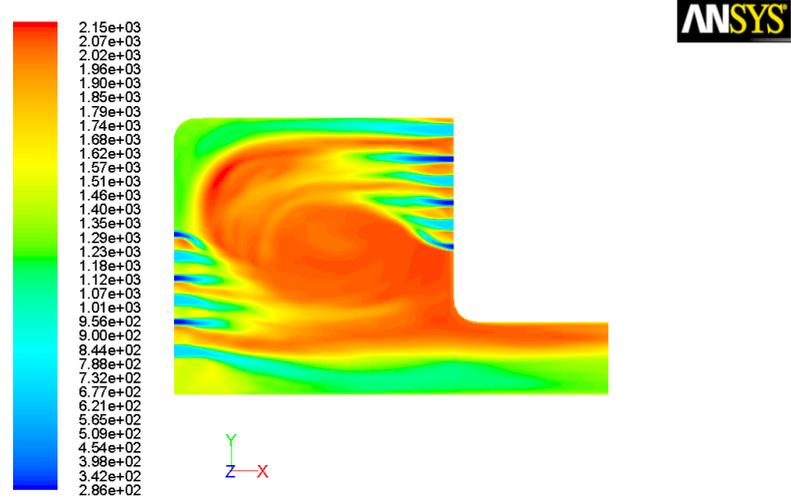


Figura 5.2 – Temperatura media (K)

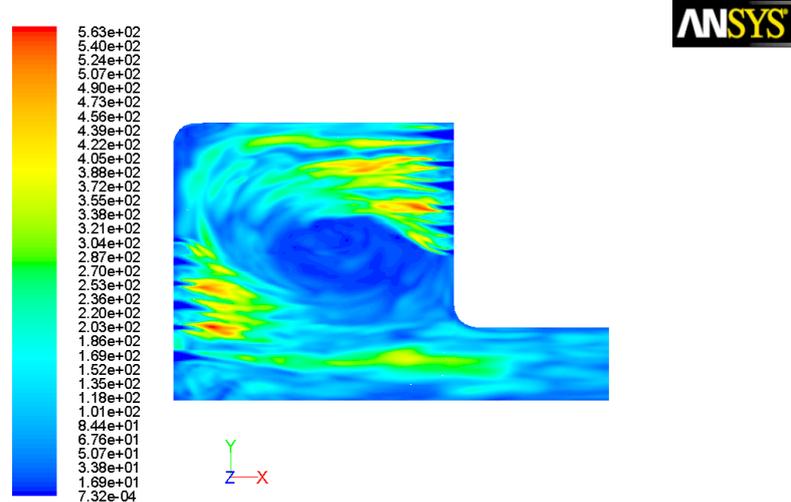


Figura 5.3 – RMS della temperatura (K)

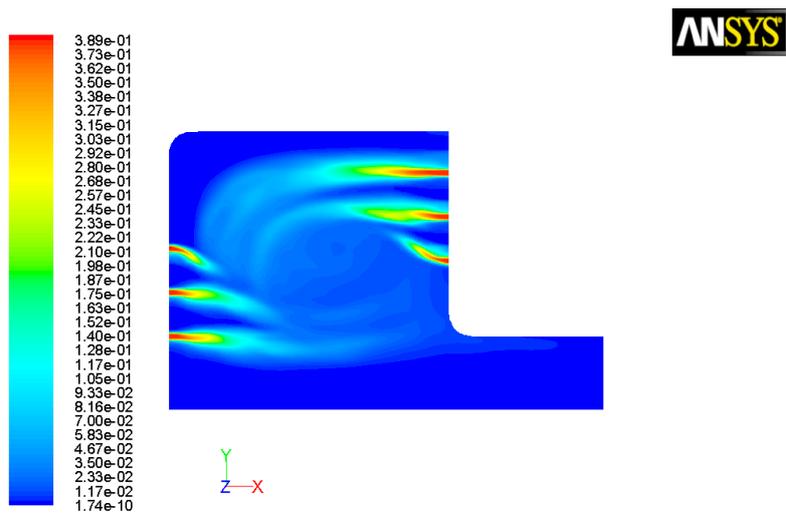


Figura 5.4 – Frazione di massa media di CO

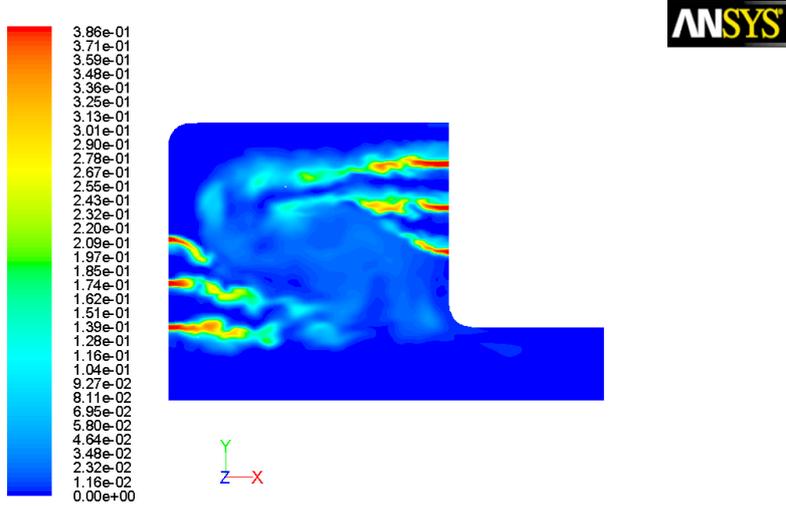


Figura 5.5 – Frazione di massa istantanea di CO

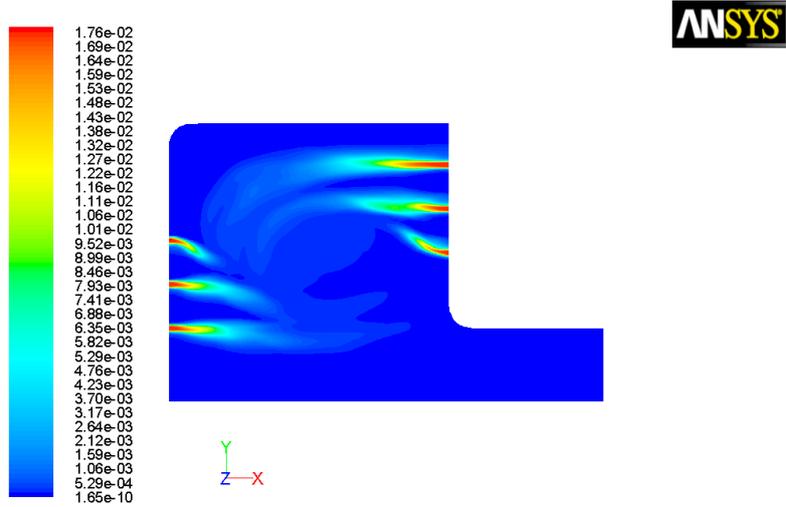


Figura 5.6 – Frazione di massa media di H<sub>2</sub>

Se si escludono le zone del campo in cui si risente dell'influenza dei getti, la temperatura e le concentrazioni delle specie restano abbastanza costanti, con fluttuazioni molto modeste.

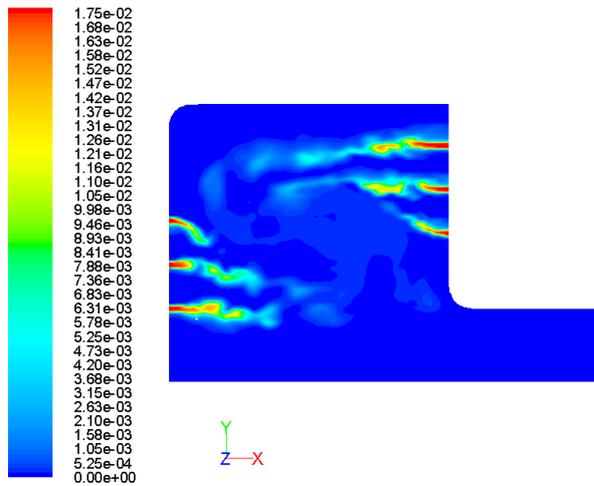


Figura 5.7 – Frazione di massa istantanea di  $H_2$

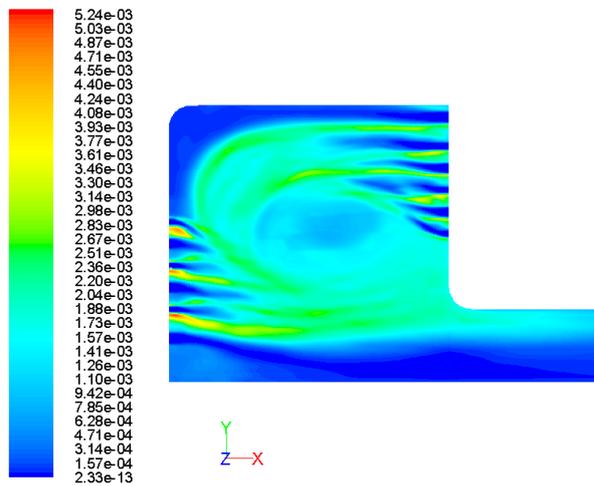


Figura 5.8 – Frazione di massa media di OH

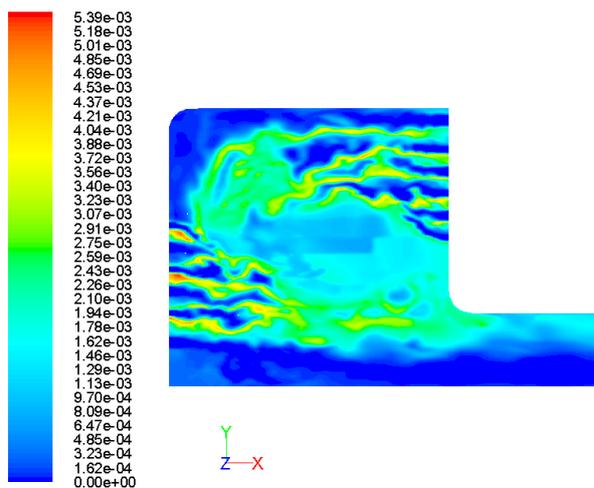


Figura 5.9 – Frazione di massa istantanea di OH

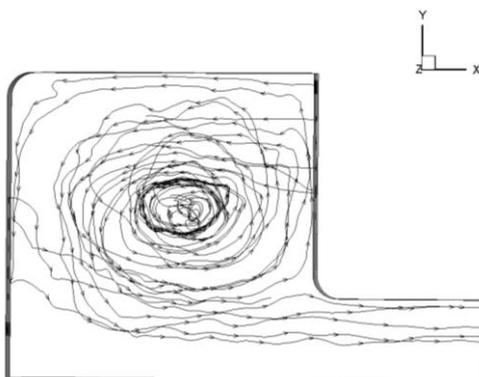


Figura 5.10 – Linee di flusso

## 6. Conclusioni

È stato progettato un bruciatore prototipo ENEA che attraverso un opportuno pattern fluidodinamico al suo interno consente la creazione di vortici stabili che scambiano calore e materia con il flusso in ingresso, creando così le condizioni per l'instaurazione di un regime di combustione *MILD*.

Fissata la geometria e la configurazione della camera di combustione del nuovo bruciatore trapped-vortex, sono state condotte simulazioni termofluidodinamiche RANS allo scopo di effettuare un'analisi di sensibilità ai principali parametri di funzionamento. In particolare si sono variati il rapporto aria/combustibile, le velocità e le portate dei flussi in ingresso al combustore e di conseguenza le dimensioni delle sezioni, la composizione del gas.

È stata inoltre verificata la scalabilità del sistema. Dalle simulazioni effettuate è risultato peraltro che il comportamento del bruciatore rimane invariato, tanto che i campi di velocità, temperatura, specie etc. sono perfettamente sovrapponibili, qualunque sia la pressione dell'aria in ingresso.

Con lo scopo di valutare il comportamento del prototipo in regime dinamico non stazionario, è stata effettuata anche una analisi con approccio LES (Large Eddy Simulation). Dai risultati è apparso abbastanza chiaro che il vortice resta bloccato nella cavità, senza subire evidenti contrazioni o espansioni.