



Simulazioni numeriche del combustore per micro turbina a gas ARI 100 T2 alimentato da miscele metano/idrogeno

Antonio Di Nardo, Giorgio Calchetti

SIMULAZIONI NUMERICHE DEL COMBUSTORE PER MICRO TURBINA A GAS ARI 100 T2 ALIMENTATO DA MISCELE METANO/IDROGENO

Antonio Di Nardo, Giorgio Calchetti

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità 2021

Obiettivo: *Sistema Elettrico*

Progetto: 1.2 Sistemi di accumulo, compresi elettrochimico e power to gas, e relative interfacce con le reti

Linea di attività: *LA3.27 Integrazione P2G/sistemi generazione elettrica innovativi: fuel-flexibility – studi sperimentali e numerici AGATUR/ROMULUS*

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	3
1 INTRODUZIONE.....	4
2 INDAGINE BIBLIOGRAFICA SULLE MICROTURBINE ALIMENTATE DA MISCELE DI IDROGENO	9
3 IL COMBUSTORE ARI 100 T2	10
4 MODELLI NUMERICI.....	10
5 VALIDAZIONE DELLO SCHEMA CINETICO	11
6 DISCUSSIONE DEI RISULTATI	12
7 CONCLUSIONI	15
RINGRAZIAMENTI	15
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	21

Sommario

Le turbine a gas svolgono già un ruolo cruciale di bilanciamento del sistema energetico. Nella fase di transizione energetica e poi nel lungo periodo possono giocare un ruolo ancor più decisivo se ne viene esteso il funzionamento all'idrogeno. La progettazione delle turbine a gas alimentate ad idrogeno può certamente fare affidamento sulla tecnologia esistente come punto di partenza. Siccome la combustione di idrogeno presenta caratteristiche differenti rispetto al gas naturale, un'attenzione particolare va dedicata inevitabilmente alle modifiche del combustore. Lo studio numerico del presente report ha lo scopo di verificare il comportamento del combustore ARI 100 T2 per micro turbina a gas, al variare del tenore di H₂ (0-20% vol.) nella miscela combustibile CH₄/H₂ in condizioni di alimentazione statiche. Allo scopo sono state effettuate simulazioni numeriche CFD mediante il software Ansys-Fluent™. Le prestazioni del combustore sono state valutate attraverso il confronto per i vari casi dell'efficienza di combustione, degli incombusti e delle temperature di ingresso in turbina e del liner.

1 Introduzione

Nella prospettiva futura del 2030 l'industria delle turbine a gas è attualmente impegnata nello sviluppo di macchine funzionanti al 100% di idrogeno, allo scopo di supportare a pieno la trasformazione della rete gas europea in una rete rinnovabile, attraverso il superamento delle sfide tecniche e nello sforzo che questa trasformazione avvenga rapidamente. Le turbine a gas svolgono già un ruolo cruciale di bilanciamento del sistema energetico. Estendendone il funzionamento ad idrogeno, questo ruolo può diventare predominante sia in questa fase di transizione energetica, che rispetto a strategie energetiche di lungo termine. Le turbine a gas a idrogeno andrebbero a compensare la natura intermittente dell'energia eolica e solare, siccome possono essere usate come potenza di back-up. L'idrogeno può essere prodotto tramite elettrolisi, utilizzando l'energia rinnovabile in eccesso durante i periodi di vento e luce diurna abbondanti, o dal reforming del gas naturale. Possono divenire così un fattore abilitante per l'accumulo di energia a lungo termine e per le tecnologie power-to-gas.

Lo sviluppo di soluzioni di retrofit di turbine a gas esistenti rappresenta sicuramente un fattore chiave. In una prima fase possono essere realizzate macchine con modifiche modeste ai combustori esistenti, consentendo la co-combustione di idrogeno a frazioni significative (> 30% vol., 11% di riduzione di carbonio). Una maggiore esperienza sul campo permetterà ulteriori sviluppi, con combustori che consentiranno fino al 100% di combustione a idrogeno, senza bisogno di diluenti per il controllo delle emissioni. A causa della dipendenza non lineare del contenuto di carbonio nel combustibile rispetto al contenuto volumetrico di idrogeno, è importante raggiungere un contenuto di idrogeno elevato per massimizzare l'impatto sulle emissioni di CO₂ il prima possibile.

La progettazione delle turbine a gas a idrogeno può fare affidamento sulla tecnologia esistente e non vi è necessità di progettare e produrre componenti completamente nuovi. Un'attenzione particolare va dedicata alle modifiche del combustore e alcuni parti ausiliarie, ma la maggior parte delle turbine a gas esistenti può essere adattata per bruciare parzialmente o completamente idrogeno. Ciò non solo eviterebbe ingenti spese ma consentirebbe di risparmiare tempo e di utilizzare turbine a gas inattive o sotto utilizzate in molti Paesi europei, salvaguardando anche la forza lavoro impiegata in tali impianti.

Lo stato dell'arte sulla combustione di idrogeno si basa su due modalità di combustione: fiamme a diffusione con azoto, acqua o vapore come diluente e fiamme premiscelate magre. Nei sistemi di combustione con fiamme a diffusione e aggiunta di diluenti si può gestire fino al 100% vol. di idrogeno. Questi sistemi presentano tuttavia diversi svantaggi, tra cui una riduzione di efficienza rispetto ai sistemi senza diluizione, livelli di NO_x più elevati rispetto a tecnologie lean-premixed, maggiore complessità dell'impianto e quindi maggiori costi di realizzazione e manutenzione. La tecnologia di combustione premiscelata magra possiede un potenziale maggiore, ma non è ancora sufficientemente matura per tenori di idrogeno molto elevati o quando è richiesta una maggiore flessibilità della miscela combustibile. La concentrazione di idrogeno massima consentita varia in modo significativo da un produttore all'altro. Valori tipici del contenuto di idrogeno attualmente tollerati possono arrivare fino al 30-50% vol. per macchine heavy-duty, al 50-70% vol. per macchine più piccole ed al 20% vol. nel caso delle micro turbine a gas. La ragione risiede nelle diverse temperature di combustione e nelle diverse tecnologie di combustione utilizzate nelle diverse classi. Tuttavia, non esistono in commercio macchine fuel-flexible in grado di essere alimentate da idrogeno puro, in particolare in grado di gestire l'intera gamma 0-100% di idrogeno miscelato con gas naturale.

C'è da dire che l'attuale rete del gas naturale può essere utilizzata per trasportare miscele di idrogeno e gas naturale, con poche o nessuna modifica e quindi senza grandi investimenti. Ad esempio, i Paesi Bassi hanno già iniettato fino al 20% di idrogeno nella rete in un progetto pilota sull'isola di Ameland alcuni anni fa. Tuttavia, una nuova infrastruttura o una infrastruttura adattata sarebbe necessaria per il trasporto di solo idrogeno, anche se nella fase iniziale l'idrogeno potrebbe essere bruciato direttamente al punto di produzione.

1.1 *Problematiche legate alla combustione di idrogeno*

L'attività di ricerca è indirizzata all'individuazione di soluzioni tecniche che consentano di superare le diverse problematiche associate all'elevato contenuto di idrogeno.

L'alta reattività dell'idrogeno aumenta intrinsecamente il rischio di autoaccensione e ritorno di fiamma nella sezione di premiscelazione. Il problema diventa ancora più importante nei sistemi con temperature di ingresso aria molto elevate, per esempio nelle moderne turbine a gas ad alta efficienza o microturbine a gas con recuperatore. Per proteggere i bruciatori e gli iniettori dal surriscaldamento, essi sono tipicamente strumentati con termocoppie e altri sistemi di rilevamento, che rendono il tutto più costoso in macchine già complesse.

Rispetto alle fiamme a gas naturale, le fiamme ad idrogeno mostrano un comportamento termoacustico significativamente diverso a causa della maggiore velocità di fiamma, al più breve ritardo di accensione e distinti meccanismi di stabilizzazione della fiamma, che danno luogo a diverse forme di fiamma, diverse posizioni e diversa reattività. Pertanto, il rischio di dinamiche di combustione (oscillazioni autosostenute in corrispondenza o in prossimità della frequenza acustica della camera di combustione) nelle turbine a gas alimentate con combustibili ricchi di idrogeno sono maggiori rispetto al funzionamento a gas naturale. Ciò implica che gli indesiderati e pericolosi fenomeni come le instabilità di combustione, flashback e lean-blowout, è probabile che si verifichino non solo a regime, ma anche durante le fasi transitorie, ad esempio quando la potenza cambia rapidamente e/o varia la composizione del combustibile. Inoltre, la velocità di fiamma turbolenta dell'idrogeno dipende dalla pressione (a differenza del gas naturale), il che significa che le attuali strategie di test bench atmosferici a basso TRL vanno riviste.

La temperatura adiabatica di fiamma più alta dell'idrogeno comporta emissioni di NO_x più elevate se non vengono adottate misure aggiuntive. L'abbassamento della temperatura di fiamma con il declassamento della macchina comporterebbe una diminuzione dell'efficienza e della potenza, mentre la riduzione post-combustione attraverso riduzione catalitica selettiva è complicata e costosa. In effetti potrebbe essere necessaria una certa flessibilità sui limiti di NO_x in futuro al fine di favorire il processo di decarbonizzazione.

Rispetto alla combustione di gas naturale, a pari potenza termica, è necessaria una maggiore portata volumetrica di combustibile a causa del potere calorifico volumetrico inferiore più basso dell'idrogeno. Inoltre, l'idrogeno ha un indice di Wobbe (WI) inferiore. L'indice di Wobbe è il parametro più comunemente usato per valutare l'accettabilità di un combustibile gassoso in un sistema di combustione. Per una data alimentazione di combustibile e condizioni di temperatura e pressione e un dato posizionamento della valvola di controllo, due gas con differenti composizioni, ma con lo stesso Wobbe Index, saranno caratterizzati dalla stessa energia immessa nel sistema. Pertanto, maggiore è la variazione dell'indice di Wobbe, maggiore è la flessibilità richiesta al combustore ed al sistema di controllo associato.

Bruciare idrogeno invece che gas naturale comporta l'aumento del contenuto di umidità nei gas di scarico e quindi un maggiore trasferimento di calore ai vari componenti e un aumento della probabilità di corrosione a caldo. Ciò richiede un adattamento delle strategie di raffreddamento per evitare il surriscaldamento dei componenti.

1.2 *Retrofit di turbine a gas esistenti*

Ogni macchina deve essere valutata caso per caso, considerando l'intero sistema di combustione e di controllo. Bassi livelli di idrogeno, compresi nell'intervallo 0-10% vol., miscelato con gas naturale, non richiedono nessuna modifica ai materiali, alla progettazione ed al controllo e protezione. Livelli medi di idrogeno, nella gamma 10-30% vol., probabilmente non richiedono modifiche significative, mentre livelli più elevati necessitano di un più ampio retrofit. L'attività di ricerca mentre risulta molto avanzata per bassi livelli di idrogeno, lo è significativamente meno per alti livelli.

Le tubazioni esistenti e le valvole delle turbine a gas devono essere probabilmente soggette a retrofit, in quanto l'idrogeno, anche in funzione della temperatura e della pressione, porta all'infragilimento delle condutture e degli altri ausiliari. Le modifiche possono includere un nuovo design delle valvole e potenzialmente nuovi materiali per le tubazioni. Nelle applicazioni oil & gas pressione e temperatura del

gas combustibile normalmente sono al massimo pari a 50 barg e 100 °C. A questi valori, le attrezzature esistenti possono funzionare ad idrogeno senza problemi. Tuttavia, per le applicazioni di generazione di energia CCGT, il carburante può essere preriscaldato per migliorare le prestazioni e raggiungere temperature fino a 320 °C. Mentre l'infragilimento da idrogeno non si verifica per l'acciaio inossidabile a 50 barg e 100 °C, a 200 °C può avvenire la migrazione di H₂ attraverso il materiale, sebbene l'acciaio 316L è considerato abbastanza idoneo a ridurre questo effetto.

Un altro punto da considerare è l'errato spurgo di H₂ all'interno del sistema. Infatti, più sono i componenti coinvolti, maggiore è la probabilità che rimanga un po' di H₂ intrappolato al loro interno, portando a rischi di esplosione durante la manutenzione o riparazione. In quest'ottica dovrebbero essere installate apparecchiature per la misurazione di tracce di H₂ e sistemi di spurgo che prevedano l'utilizzo di CO₂ o azoto. Inoltre, poiché l'idrogeno è infiammabile ed esplosivo per un ampio intervallo di concentrazioni in aria, la sua manipolazione diventa una delle principali preoccupazioni per la sicurezza in confronto ad esempio al metano. Sapendo che questo gas è più leggero rispetto al metano, può creare accumuli ad altezze non previste durante il funzionamento a gas naturale.

Per ragioni di sicurezza le macchine continueranno probabilmente ad essere avviate e spente a gas naturale o con combustibile liquido, anche se l'ottimo sarebbe utilizzare lo stesso carburante per l'avvio e durante il normale funzionamento. Ciò potrà avvenire magari utilizzando un bruciatore a diffusione all'avvio, nel caso di alte concentrazioni di idrogeno, che poi diventerebbe completamente premiscelato una volta che i campi di flusso all'interno del combustore si sono sviluppati e quando le velocità dell'aria nei premiscelatori sono adeguate a prevenire il flashback.

È probabile che i profili di temperatura dei gas caldi risultino modificati in seguito al retrofit dei combustori ed è quasi inevitabile che i vari componenti della macchina siano sottoposti a profili di temperatura diversi da quelli per cui sono stati originariamente progettati. Le variazioni saranno più o meno significative a seconda della macchina e quindi non possono essere fatte considerazioni di carattere generale.

Il definitiva retrofit di una turbina a gas include:

- Sostituzione del modulo di combustione della turbina.
- Modifica della strumentazione e del sistema di controllo del combustibile.
- Modifica del sistema di erogazione del combustibile, incluso spurgo, dosaggio, monitoraggio della composizione del gas, sistemi di sicurezza e sistemi di alimentazione all'avviamento.
- Riprogettazione dei componenti a contatto con i gas caldi.

1.3 Turbine a gas per idrogeno disponibili in commercio

Anche se sono stati fatti notevoli sforzi da tutti i produttori di turbine a gas al fine di valutare quanto idrogeno possa essere tollerato dalle turbine a gas esistenti, quali effetti negativi vengono innescati (ad es. emissioni di NO_x più elevate e riduzione della durata dei componenti) e quali accorgimenti possono essere adottati a breve e lungo termine per alleviare tali problemi, resta ancora molto da fare nel caso di un alto contenuto di idrogeno (principalmente idrogeno miscelato con gas naturale). L'esperienza tecnica accumulata rispetto ai syngas ad alto contenuto di idrogeno (30 e il 60% vol. di H₂ e CO), rivisitata ed adattata, è risultata utile. Di conseguenza, la maggior parte dei produttori di turbine a gas, offrono unità originariamente sviluppate per applicazioni syngas, che possono essere utilizzate anche per miscele di gas naturale/idrogeno con alti livelli di H₂ (circa 60% vol., in alcuni casi anche fino al 100% di H₂). Queste turbine a gas, tuttavia, richiedono speciali tecnologie di combustione (bruciatore a diffusione, diluizione con N₂ e/o vapore, iniezione di vapore) per far fronte alla maggiore reattività e il più delle volte non consentono di raggiungere gli stessi bassi valori di emissione di NO_x (25ppm) garantiti per il gas naturale. L'obiettivo finale è quindi il raggiungimento di basse emissioni di NO_x (<25ppm) con miscele di gas combustibili contenenti crescenti quantità di idrogeno. Al momento le tecnologie di combustione premiscelata magra senza diluizione e/o con iniezione di acqua rappresentano la principale linea di ricerca e sviluppo. Con l'adozione di tali tecniche i produttori (Ansaldo Energia, Baker Hughes, General Electric, MAN Energy Solutions, Mitsubishi Hitachi Power Systems, Siemens, Solar Turbines) riportano test di successo effettuati con

miscele di gas combustibili fino al 20% vol. H₂ (o anche il 30% vol. H₂). In alcuni di questi casi è ancora necessario un declassamento della turbina. Combustori basati su nuove tecniche di combustione (ad esempio micro miscelazione e combustione sequenziale a pressione costante) hanno mostrato risultati promettenti a livello di test-bench.

Ansaldo Energia

Ansaldo Energia offre il seguente portfolio:

0-50% vol. H₂ e gas naturale per la GT36 H-class, 0-30 % vol. H₂ o 0-45% vol. H₂ per la GT26 F-class e fino al 25% per la AE94.3A F-class.

Nel caso di retrofit sono offerte le soluzioni:

fino al 35% per la GE 6B/7E/9E con combustore lean-premixed, 0-40% vol. H₂ nel caso di retrofit del combustore FlameSheet (disponibile per le GE, Siemens e MHI E e F-class).

Il vantaggio dell'Ansaldo GT26 con tecnologia reheat è quello di bilanciare la potenza delle due camere di combustione. La variazione di temperatura di fiamma del primo bruciatore è un parametro utile nel mantenere basse le emissioni di NO_x e compensare la maggior reattività rispetto al ritardo di autoaccensione sul post-bruciatore. Esiste quindi la possibilità di bruciare miscele fino al 30% di H₂ senza penalizzazioni nelle prestazioni e modifiche hardware. Tutto ciò viene sfruttato in misura ancora maggiore dall'Ansaldo Energia GT36, poiché in questo caso non esiste una turbina di alta pressione che separa i due combustori. A causa di ciò, nessuna perdita di efficienza o potenza viene indotta quando si abbassa la temperatura tra le due fasi di combustione. La GT36 è commercialmente disponibile per contenuti di H₂ fino al 50%. L'AE94.3A è stata utilizzata cumulando diverse centinaia di migliaia di ore di funzionamento, con miscele fino al 25% di H₂. Il combustore "FlameSheet", sviluppato appositamente e collaudato come soluzione commerciale per il retrofit con basse emissioni e alta flessibilità è disponibile per l'implementazione commerciale in macchine di classe E e F, con capacità di H₂ fino al 40% vol. Valori fino all'80% vol. si sono dimostrati possibili su un impianto test. Il FlameSheet è già disponibile su sette macchine GE di classe F e come semplice retrofit per macchine esistenti GE, Siemens e MHI, E e F-class.

Baker Hughes

La concentrazione massima di H₂ consentita in combustori premiscelati variano in modo significativo nella flotta Baker Hughes. Combustori Standard e Lean Head End (per turbine a gas heavy duty) o combustori anulari singoli (SAC, per turbine a gas aeroderivate) sono stati testati e impiegati in passato per concentrazioni di idrogeno molto elevate, con iniezione di diluente per l'abbattimento delle emissioni di NO_x. È stata dimostrata per esempio una capacità di H₂ fino al 100% per la GE10-1 con iniezione di vapore, nell'impianto a ciclo combinato Enel di Fusina, Italia.

Per quanto riguarda la famiglia NovaLT si tratta di bruciatori premiscelati con pilota, disposti in combustori anulari, in grado di modulare la ripartizione del combustibile tra le linee pilota e premiscelate in base alla composizione. Questa flessibilità consente di bruciare fino al 100% di H₂, con miscele di gas combustibili variabili, con e senza iniezione di diluente e con conseguente variabilità delle emissioni di NO_x. Baker Hughes lavora da diversi anni allo sviluppo di nuove tecnologie che consentano l'applicazione affidabile di sistemi lean premixed con combustibili ricchi di idrogeno. È stato infatti eseguito un test a pressione atmosferica negli anni passati presso i laboratori Enel, allo scopo di identificare la tecnologia più promettente per mettere in pratica tale tecnica di combustione. I risultati indicano chiaramente che la soluzione più matura è rappresentata dall'utilizzo di bruciatori parzialmente premiscelati.

General Electric

Sono ormai 30 anni che GE fornisce turbine a gas alimentate ad idrogeno, accumulando più di 5 milioni di ore di funzionamento e per contenuti di idrogeno dal 5% (in volume) al 100%. L'esperienza include sia unità heavy-duty che aeroderivative, in una vasta gamma di applicazioni. GE offre bruciatori diffusivi e dry low NO_x, che sono disponibili per nuove unità, così come per il retrofit. Opzione questa che consente alle turbine a gas esistenti di aumentare la loro capacità di idrogeno. Un esempio è la GT13E2, per la quale i test

hanno dimostrato come il combustore AEV sia in grado di funzionare con miscele idrogeno/gas naturale fino al 60% (in volume) di idrogeno, senza diluizione e con emissioni di NO_x inferiori a 15ppm. Il nuovo sistema di combustione di GE DLN2.6 utilizza tubi miniaturizzati che funzionano come miscelatori "veloci". Questa miniaturizzazione permette la combustione premiscelata di combustibili gassosi ad alta reattività e ha consentito di operare con miscele oltre il 50% di idrogeno.

MAN

Le turbine a gas THM sono disponibili con sistema di combustione a diffusione standard e consentono fino al 60% vol. di H₂ in miscela con gas naturale, ma richiedono il trattamento dei gas di scarico quando sono richieste basse emissioni di NO_x. Alcuni modelli THM sono forniti anche di bruciatori dry low NO_x chiamati Advanced Can Combustione (ACC). Questi sistemi raggiungono livelli molto bassi di emissioni senza iniezione d'acqua o trattamento dei gas di scarico e possono gestire anche fino al 20% vol. di idrogeno. La gamma MGT è anch'essa dotata di sistema di combustione dry low NO_x ACC, che consente anche fino al 20% vol. di idrogeno in miscela con gas naturale e con alcune modifiche aggiuntive si può raggiungere anche il 50% vol. di idrogeno. Sia la gamma THM che la gamma MGT sono dotate di sistemi di combustione can type montati esternamente. La THM ha due combustori, mentre l'MGT ne ha sei circolari. Questa disposizione presenta una serie di vantaggi. Soluzioni avanzate e che danno una maggiore flessibilità possono essere facilmente adattate a macchine esistenti senza toccare il cuore della macchina. Inoltre, test approfonditi su un impianto di prova ad alta pressione sono più facilmente eseguibili sul singolo combustore can.

Mitsubishi Hitachi Power Systems

Mitsubishi Hitachi Power Systems ha sviluppato 3 tipi di combustori per idrogeno che possono essere utilizzati per la combustione di idrogeno o la co-combustione di idrogeno e gas naturale.

Il combustore multi-nozzle Dry Low NO_x (DLN) è un combustore di nuova concezione per la co-combustione dell'idrogeno. È basato sulla tecnologia convenzionale DLN, con l'obiettivo di prevenire il flashback. Il combustibile viene fornito attraverso un piccolo foro sulla superficie alare delle pale che formano il sistema di swirl e si mescola rapidamente con l'aria circostante. Sono stati eseguiti test di combustione con successo fino al 30% vol. di H₂ in gas naturale.

Il flusso vorticoso utilizzato dal combustore DLN richiede uno spazio relativamente ampio e aumenta il rischio di flashback. Di conseguenza, la miscelazione deve essere eseguita in tempi brevi ed in uno spazio ristretto. Il combustore multi-cluster è un'alternativa promettente che utilizza un numero di ugelli maggiore degli otto ugelli di un combustore DLN. Il sistema di miscelazione ideato da MHPS disperde la fiamma iniettando il combustibile in quantità minore e più finemente, attraverso un foro sull'ugello più piccolo. Con tale soluzione è possibile mescolare aria e idrogeno su piccola scala senza, utilizzare un flusso swirlato, garantendo al contempo sia alta resistenza al flashback che basse emissioni di NO_x. Test al banco prova hanno confermato la possibilità di bruciare fino all' 80% vol. di H₂. Infine sono disponibili combustori diffusivi, con iniezione di vapore o acqua per la riduzione della temperatura di fiamma e che consentono di bruciare fino al 100 % di H₂.

Siemens

Le nuove turbine a gas Siemens sono disponibili con differenti livelli di capacità di combustione di idrogeno, a seconda del tipo:

- Turbine aeroderivate a gas fino al 100% vol. H₂ in modalità di combustione a diffusione, con abbattimento NO_x attraverso iniezione d'acqua. Con tecnologia DLE sono possibili quantità di H₂ fino al 15% vol. per le SGT-A65 e SGT-A35.
- Turbine a gas di servizio fino al 30% vol. di idrogeno con combustori DLE.
- Turbine a gas industriali di medie dimensioni (da SGT-600 a SGT-800) con concentrazioni fino al 60% vol. di H₂.
- Piccole turbine industriali, SGT-100 e SGT-300, fino al 30% vol. di H₂ e SGT-400 fino al 10% vol ..

La capacità specifica per turbine a gas esistenti va controllata comunque per ciascun sito, siccome l'hardware e la configurazione dell'impianto potrebbe differire in base all'età e alle condizioni. Per raggiungere gli stessi valori di cui sopra per nuove installazioni, potrebbero essere necessari aggiornamenti al sistema di controllo e all'hardware, già comunque disponibili per molti tipi di macchine.

Solar

Solar Turbines ha accumulato esperienza in molte applicazioni operanti con significative concentrazioni di idrogeno. Negli ultimi dieci anni molti di questi impianti hanno utilizzato il COG gas, che è un tipico gas di scarico generato nel processo di produzione dell'acciaio, nelle macchine Titan 130 e Taurus 60. Il COG ha un contenuto di idrogeno dal 55 al 60% vol., dal 25 al 30% vol. di metano, dal 5 al 10% vol. di CO e dal 5 al 10% vol. di diluenti ($N_2 + CO_2$).

2 Indagine bibliografica sulle microturbine alimentate da miscele di idrogeno

In letteratura sono presenti molti studi [2-5] incentrati sull'influenza dell'aggiunta di idrogeno sulle proprietà di combustione. La presenza di idrogeno nella miscela aumenta la concentrazione dei radicali, amplificando così sia la reattività del combustibile che la velocità di fiamma laminare. Poiché gli intervalli di infiammabilità si ampliano, sarebbe potenzialmente possibile operare a rapporti di equivalenza inferiori in modalità premiscelata magra. Tuttavia, rispetto al caso del gas naturale, la presenza di idrogeno aumenta la probabilità sia di flashback che di blow-off, quindi si prevede una minore operatività del sistema. Come detto, le temperature più elevate ottenute con miscele ricche di H_2 possono avere un impatto negativo sulla durata delle parti calde del combustore. Oluyede et al. [6] hanno valutato, in funzione del contenuto di idrogeno, la necessaria riduzione della temperatura di fiamma per garantire gli stessi livelli di temperatura delle fiamme da gas naturale. Il maggiore rilascio di calore e le temperature superiori implicano una minore concentrazione di incombusti, ma allo stesso tempo possono aumentare le emissioni di NO_x . Secondo alcuni autori [7-10], è probabile che le emissioni di NO_x rimangano inalterate, poiché la riduzione dei prompt NO_x è compensata dall'aumento degli NO_x termici, dovuti a temperature di fiamma più elevate. I risultati sperimentali di Alavandi et al. [11] su un bruciatore poroso hanno confermato per esempio un livello inferiore di NO_x e CO per un contenuto crescente di syngas (50% H_2 /50% CO) miscelato con CH_4 , a una temperatura di fiamma fissa.

Diversi studi numerici hanno indagato sull'uso di combustibili con diverse composizioni in MGT originariamente progettate per bruciare solo gas naturale. De Bobbio [12] ha analizzato mediante simulazioni CFD il combustore C30 Capstone MGT, alimentato con miscele di idrogeno e gas naturale, concentrandosi sui modelli di combustione. Il combustore anulare a flusso inverso è stato alimentato da gas naturale o da una miscela composta dal 25% di H_2 e dal 75% di CH_4 . Inoltre, l'idrogeno è stato anche iniettato come flusso separato attraverso la linea pilota. I risultati hanno mostrato una certa quantità di CH_4 residuo nei fumi e fenomeni di flashback, anche quando l' H_2 è stato alimentato separatamente. Un'analisi CFD è stata condotta da Laranci et al. [13] sull'ELLIOTT TA-80 R MGT da 80 kWe. È stata proposta una versione modificata della camera di combustione RQL (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn) originale per bruciare syngas derivato dalla pirolisi di biomassa (21% CH_4 , 29% CO, 38% CO_2 , 7% H_2 , 5% N_2). La modifica consistente in una riduzione del numero di fori di diluizione e in un allargamento dell'ugello del combustibile per accogliere le maggiori portate massiche. La nuova versione ha permesso di aumentare la temperatura e l'efficienza e di diminuire le emissioni di CO, mantenendo bassi i valori di NO_x . Sono stati inoltre identificati diversi hot spots. Cappelletti et al. [14] hanno verificato mediante simulazioni CFD l'impossibilità di bruciare idrogeno puro nel combustore del Turbec T100 MGT, a causa dell'accensione anticipata nel condotto di premiscelazione. Sono state suggerite alcune modifiche al bruciatore che non sono riuscite ad evitare completamente il problema, nonostante le temperature più basse e le inferiori emissioni di NO_x , rispetto all'unità originale alimentata a metano. Reale et al. [15] hanno valutato numericamente le prestazioni del combustore Turbec T100 MGT, quando è alimentato da miscele di

metano e idrogeno con un indice di Wobbe simile. I modelli numerici adottati sono stati in grado di catturare le emissioni sperimentali di NO_x ma hanno sottostimato quelle di CO. Inoltre hanno calcolato emissioni abbastanza simili per le diverse miscele utilizzate nel loro studio.

3 Il combustore ARI 100 T2

Di seguito viene descritto brevemente il combustore ARI 100 T2 oggetto di questo studio. L'aria in uscita dal compressore entra nel combustore in controcorrente e viene addotta in camera di combustione con la funzione di comburente, di raffreddamento del liner e di raffreddamento dei prodotti della combustione, prima di entrare in turbina. La testa del combustore ospita gli ugelli del combustibile ed i canali attraverso i quali fluisce una parte dell'aria, che è direttamente introdotta nella zona primaria. La sezione primaria premiscelata è provvista di uno swirler radiale e degli ugelli del combustibile. Sono presenti inoltre due serie di ugelli, una per il gas naturale ed una per il syngas. La sezione diffusiva si compone invece di 6 cannule per l'immissione del combustibile, di un flame holder, dei fori di immissione dell'aria e del sistema di ignizione. Una sezione schematica del combustore in oggetto è riportata in Figura 1.

Lo studio numerico del presente report ha lo scopo di verificare il comportamento del combustore al variare del tenore di H₂ (0-20% vol.) nella miscela combustibile in condizioni di alimentazione statiche. Il combustore della Turbec T100 è provvisto di una sezione pilota di tipo diffusivo e un bruciatore principale di tipo premiscelato. Nella fase di ligh-up l'apporto energetico del bruciatore pilota è importante, ma diminuisce drasticamente all'aumentare del carico e la sua funzione è principalmente quella di stabilizzare la fiamma durante le transizioni di carico e ai bassi regimi di potenza. Pertanto nello studio l'alimentazione a GN/H₂ riguarderà solo il bruciatore main, con l'obiettivo di preservare la stabilità della macchina e massimizzare l'efficacia tecnico-economica della sperimentazione.

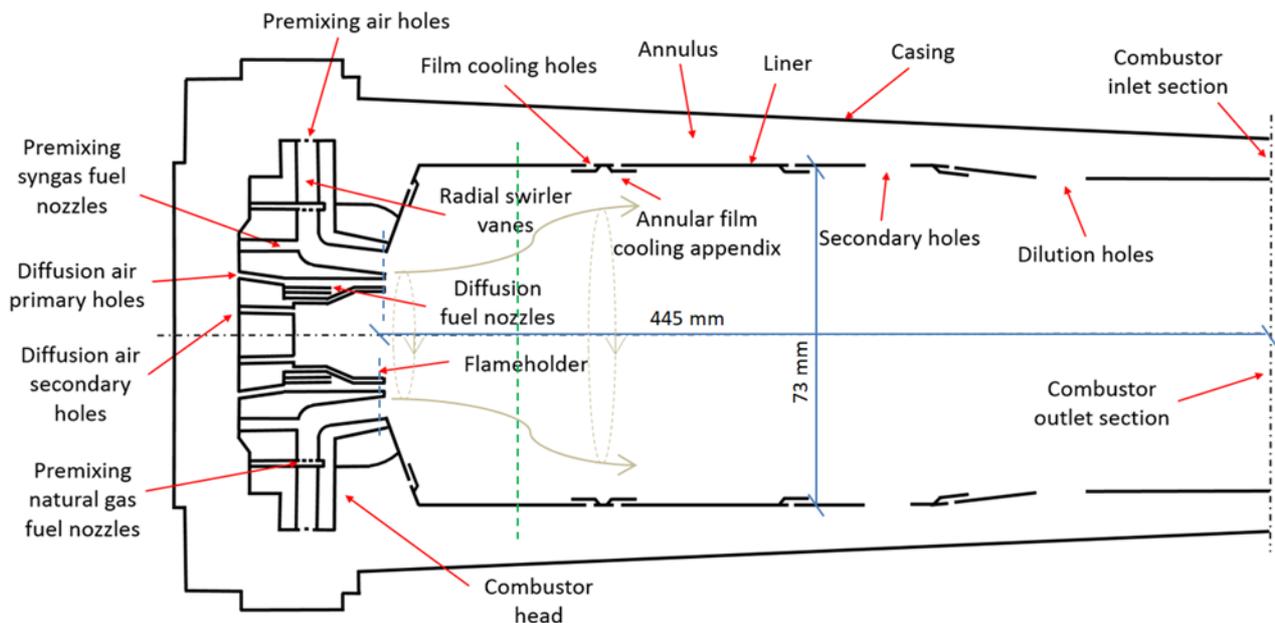


Figura 1 Combustore ARI 100 T2, sezione

4 Modelli numerici

Per le simulazioni è stato adottato il codice ANSYS-FLUENT™ ai volumi finiti, con un approccio incomprimibile. Il Reynolds-Stress Model (RSM) [16] è stato adottato per modellare la turbolenza. Il modello degli stress di Reynolds (RSM) è il modello di turbolenza RANS più elaborato. Risolve sette equazioni aggiuntive per gli sforzi di Reynolds, insieme a un'equazione per la velocità di dissipazione, rimuovendo l'ipotesi di viscosità isotropa. Ciò significa che il modello fornisce previsioni accurate per flussi

complessi e tiene conto degli effetti di curvatura, rotazione e dei rapidi cambiamenti di strain rate, in un modo più rigoroso rispetto ai modelli a una e due equazioni: confronti numerico-sperimentale su combustori turbo gas sono riportati in [17-19]. Gli autori hanno anche effettuato un confronto tra i modelli RSM e $k-\omega$ -SST [20]. Non sono emerse differenze per quanto riguarda i profili di velocità assiale e radiale, ma sono state riscontrate alcune differenze nelle variabili di turbolenza, come l'intensità di turbolenza. Pertanto, anche considerando il leggero aumento del costo computazionale, si è deciso di utilizzare il più sofisticato modello RSM.

L'Eddy Dissipation Concept (EDC) [21] è stato utilizzato per modellare l'interazione chimica-turbolenza, dato che può simulare la combustione sia premiscelata che diffusiva. Siccome è in grado di modellare cinetiche chimiche a velocità finita e può incorporare meccanismi ridotti, è in grado di catturare l'estinzione della fiamma e i fenomeni di accensione e prevedere correttamente la formazione di specie come il CO. Per questi motivi, è stato ampiamente utilizzato in letteratura [22-25]. In un'analisi preliminare su una geometria semplificata, gli autori hanno confrontato il modello Flamelet Generated Manifold (FGM) [26] ed il modello EDC: in diverse condizioni il modello FGM prevede livelli estremamente bassi di incombusti (come CO) e picchi di temperatura bassi per la fiamma pilota diffusiva.

Il meccanismo cinetico chimico include 46 reazioni chimiche e 17 specie [27]. Le proprietà di trasporto si basano sulla teoria cinetica e sono stati considerati gli effetti di diffusione termica.

Il modello Discrete Ordinates (DO) è stato impiegato per modellare l'irraggiamento termico, accoppiato al modello WSGS [28, 29] per il calcolo del coefficiente di assorbimento.

La mesh computazionale si compone di elementi poliedrici, per un totale di circa dieci milioni di celle computazionali. È stata generata partendo da una maglia tetraedrica di circa 40 milioni di celle, ma mantenendo un numero sufficiente di elementi (6/7) nei passaggi più piccoli. Dopo le operazioni di smoothing, i parametri di qualità della mesh sono: minimum orthogonal quality = 0,3, maximum ortho skew = 0,7, maximum aspect ratio = 8. Questi valori possono essere considerati tipici per una geometria di tale complessità. Uno dei principali vantaggi delle celle poliedriche rispetto a quelle tetraedriche è che ogni cella ha molte celle vicine (tipicamente nell'ordine di dieci), quindi i gradienti possono essere approssimati molto meglio. Inoltre, lungo le pareti è probabile che una cella poliedrica abbia una coppia di celle vicine. Il maggior numero di operazioni di calcolo e memorizzazione è compensato da una maggiore precisione. L'adozione di celle poliedriche consente di avere mesh con meno elementi rispetto alle mesh di celle tetraedriche, tipicamente dell'ordine di quattro/cinque e assicura una convergenza più rapida.

5 Validazione dello schema cinetico

Il meccanismo ridotto era già stato validato rispetto al meccanismo completo GRI3.0 [30] in un precedente lavoro. Il GRI 3.0 prevede 53 specie e 325 reazioni ed è quindi computazionalmente molto oneroso. Per il meccanismo ridotto le emissioni di NO_x sono state calcolate in post-processing (meccanismi di Zeldovich e prompt NO_x), utilizzando le variabili di flusso calcolate nella simulazione, mentre il GRI3.0 contiene già la sottosezione che descrive direttamente la formazione degli NO_x. L'efficienza di combustione, le emissioni di CO e NO_x sono state confrontate in Fig. 2. Sebbene l'efficienza di combustione e la concentrazione di CO siano catturate molto bene, per gli NO_x l'accuratezza è inferiore. Tuttavia, il calcolo conferma concentrazioni di poche parti per milione. Poiché abbiamo a che fare con valori molto bassi, è molto difficile ottenere una maggiore precisione.

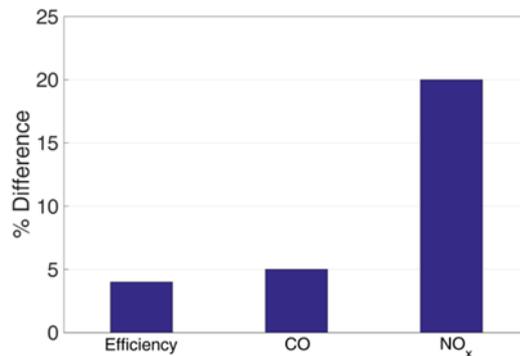


Figura 2 Confronto tra il meccanismo ridotto di Smooke ed il meccanismo completo GRI3.0

6 Discussione dei risultati

Da un punto di vista generale, il campo fluidodinamico è caratterizzato dalla presenza di un vortice toroidale centrale immediatamente a valle delle sezioni di iniezione, generato dal flusso vorticoso aria/combustibile premiscelato (vedi Fig. 3). Altri vortici si ritrovano intorno ai flussi d'aria di diluizione/raffreddamento ad alta velocità e negli angoli della camera di combustione. Come risulta evidente dalla vista in sezione di Fig. 4, le reazioni chimiche sono concentrate in una zona di forma troncoconica, che si estende fino a circa la metà della lunghezza assiale della camera di combustione.

In tutti i casi esaminati, non si rileva la presenza di una fiamma pilota ben consolidata contenuta nel portafiamma, come ci si aspetterebbe. Nella zona in cui è alloggiato il portafiamma vengono invece evidenziati diversi punti caldi (vista ingrandita in Fig. 5), dovuti al ricircolo e al ristagno di parte del combustibile pilota, che reagisce in condizioni quasi stechiometriche provocando picchi di temperatura vicino alla temperatura adiabatica di fiamma (circa 2500 K). Il problema è da attribuire alla sua bassa velocità di iniezione e al fatto che due degli ugelli pilota iniettano il combustibile verso la candela di accensione invece che in direzione assiale. L'aria iniettata attraverso i fori alla base del portafiamma impedisce la formazione di una zona di ricircolo al suo interno, come si dimostra rimuovendo i fori (vedi Fig. 6). In questo caso, infatti, è evidente la formazione di una zona di reazione calda parzialmente racchiusa nel portafiamma. Questo aspetto sembra essere cruciale e richiede ulteriori indagini. Infatti, soprattutto a bassi carichi, una consistente quantità di potenza termica prodotta proviene dalla linea pilota-diffusiva. Inoltre, il non corretto funzionamento del pilota potrebbe rappresentare un problema per il funzionamento in sicurezza dell'intero combustore e per il controllo delle instabilità di fiamma. Anche il bruciatore originale a solo gas naturale è dotato di portafiamma, ma in quel caso era evidente dalle simulazioni riportate in [31] una fiamma pilota ben confinata. È stato verificato in un precedente studio che il miglioramento della fiamma pilota comporta un miglioramento dell'efficienza di combustione e una riduzione delle emissioni, in particolare a carico parziale.

Per quanto riguarda gli ugelli per l'iniezione del combustibile, è utile analizzare il premiscelamento che si ottiene quando vengono utilizzati gli ugelli preposti all'iniezione di metano e quelli per il syngas. La Figura 7 mostra il profilo del rapporto di equivalenza lungo una linea diametrale nella sezione terminale del premiscelatore. Il carburante iniettato attraverso gli ugelli del syngas non si miscela completamente con l'aria prima di entrare nella camera di combustione. Ciò è dovuto alla minore distanza tra gli ugelli e l'estremità del premiscelatore e alla velocità di iniezione decisamente più bassa rispetto al sistema di iniezione del metano posto a monte. Quindi, mentre nel caso di iniezione dagli ugelli previsti per il metano il profilo del rapporto di equivalenza è pressoché uniforme attorno al valore medio, nel caso di iniezione dagli ugelli syngas è quasi stechiometrico negli strati interni e molto basso negli strati esterni.

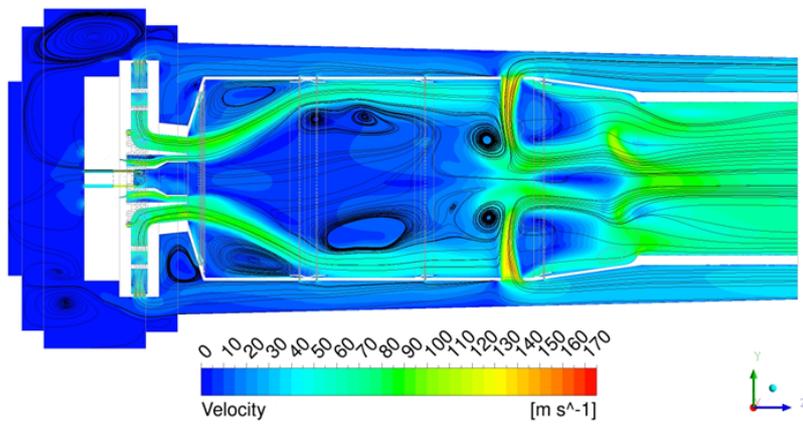


Figura 3 Mappa di velocità (m/s) e linee di flusso

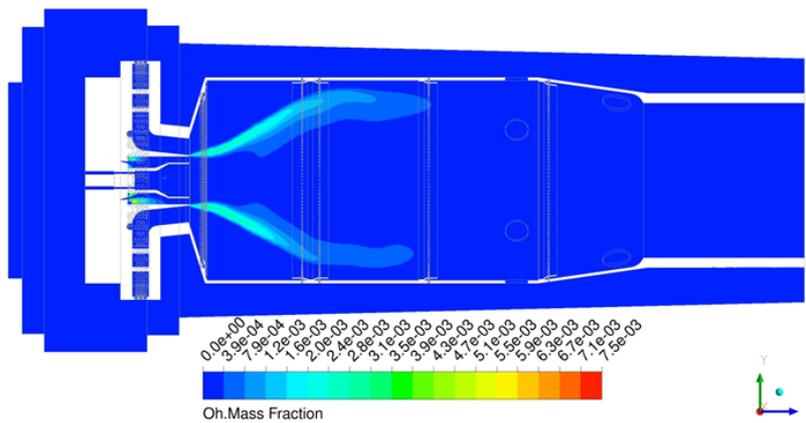


Figura 4 Mappa della frazione di massa di OH

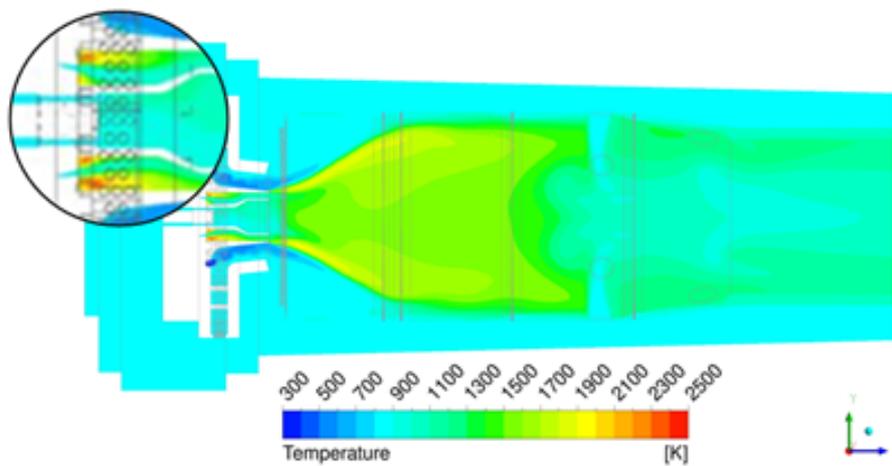


Figura 5 Mappa di temperatura (K)

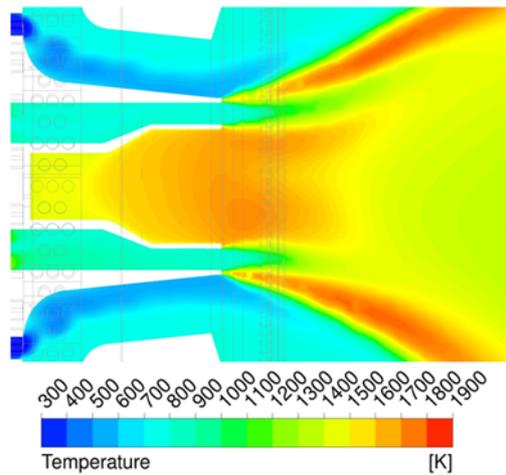


Figura 6 Mappa di temperatura (K), che mostra la presenza della fiamma pilota nel portafiamma, se i fori d'aria nel portafiamma vengono rimossi

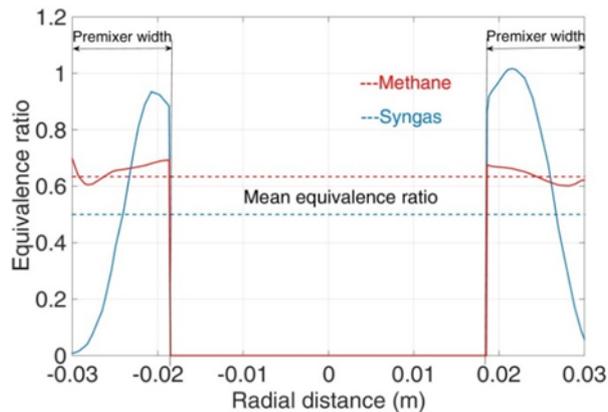


Figura 7 Profilo radiale del rapporto di equivalenza in corrispondenza della sezione di uscita del premiscelatore (linea tratteggiata blu in Fig. 1) Rosso: iniezione ugelli metano. Blu: iniezione ugelli syngas

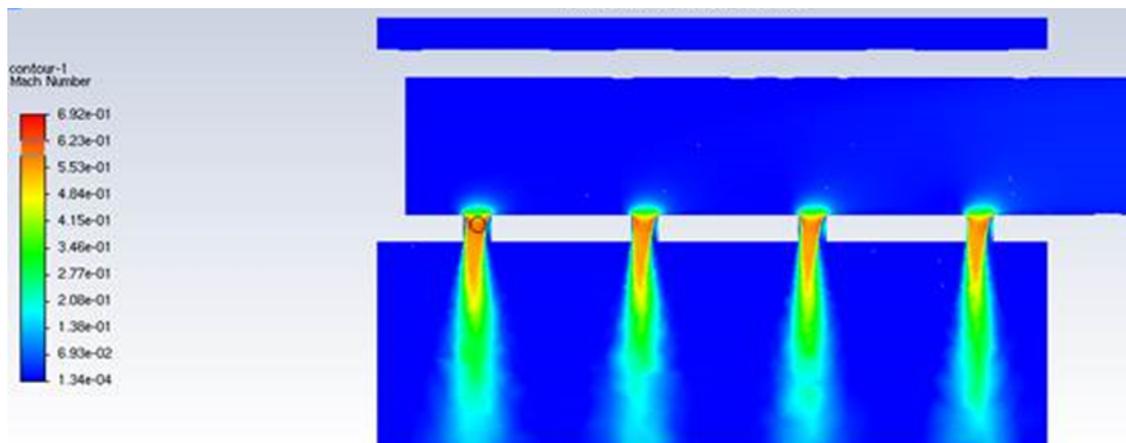


Figura 8 Mappa del numero di Mach natraverso gli ugelli di alimentazione metano

Quindi in quest'ultimo caso una parte consistente della reazione avviene a rapporti di equivalenza più alti del previsto e data anche la presenza di idrogeno, questo comporta sicuramente picchi di temperatura indesiderati. Per questo motivo si è deciso di utilizzare, per l'alimentazione della miscela metano/idrogeno,

gli ugelli previsti per il gas naturale. A questo proposito è stato verificato come questi siano in grado di smaltire la maggiore portata volumetrica dovuta all'aggiunta di idrogeno, eseguendo una simulazione ad hoc proprio di un ugello. Si è verificato come l'ugello non lavori in condizioni di choking e consenta di smaltire una portata di 6.28 g/s, formata dal 20% di H₂ e l'80% di CH₄ (la condizione più sfavorevole), con una pressione a monte di 5.5 bar (4.5 bar in camera di combustione), che determina un numero di Mach massimo pari a 0.6 (Fig. 8).

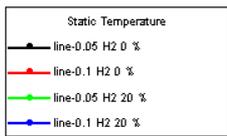
Nell'analizzare le differenze tra i casi a vario tenore di idrogeno, si evidenziano differenze minime quasi trascurabili nei campi di temperatura (Fig. 9-10), come si vede dall'andamento assiale e radiale, alla distanza di 0.05 e 0.1 m dalla testa del bruciatore. Se si considerano invece i profili di OH, che rappresenta un marcatore delle zone di reazione e di rilascio di calore (Fig. 11-12), si nota invece una maggiore reattività locale nei casi in cui si utilizza un combustibile a maggior contenuto di idrogeno. Per esempio, come si vede dalle figure, il caso che prevede un contenuto di H₂ del 20% presenta dei picchi più marcati rispetto al caso a solo metano. Da un punto di vista globale, l'efficienza di combustione (Fig. 13) incrementa progressivamente con il contenuto di idrogeno fino all'83.4 % nel caso del 20% di H₂, valore che comunque risulta abbastanza basso. Come conseguenza aumenta anche la temperatura di ingresso in turbina di 36 K (Fig. 15), mentre la temperatura massima del liner aumenta di 18 K (Fig. 16). La penalizzazione dell'efficienza in generale è dovuta alla presenza di incombusti in uscita, tra cui in particolare metano e monossido di carbonio (Fig. 17). Quando aumenta il contenuto di idrogeno chiaramente diminuisce quello di metano e di conseguenza si registrano minori quantità di incombusti, che si attestano comunque su valori molto alti. La presenza di tali incombusti sembra essere dovuta alla quantità di aria in generale introdotta nel combustore, che evidentemente causa la formazione di una miscela a rapporto di equivalenza troppo basso, e al fatto che i getti di aria di diluizione producono il quenching della reazione di combustione non ancora ultimata. La sola riduzione della portata di aria del 5% (Fig. 14, 18) infatti porta ad un incremento di efficienza fino anche di 7.5 punti. Per quel che riguarda l'effetto dei getti di diluizione non è possibile ovviamente intervenire, se non nella misura in cui la riduzione generale della quantità di aria adottata oltre che aumentare il rapporto di equivalenza, riduce evidentemente anche la portata dei getti stessi. L'aggiunta di idrogeno alla miscela combustibile non comporta significative variazioni nelle emissioni di ossidi di azoto (Fig. 19), che si mantengono intorno a 65-85 ppm, anzi diminuiscono all'umentare del contenuto di idrogeno.

7 Conclusioni

Le simulazioni del combustore ARI 100 T2 in esame hanno evidenziato differenze minime quasi trascurabili nei campi di temperatura tra i casi a vario tenore di idrogeno, mentre si constata una maggiore reattività locale, come dimostrano i profili di OH e rilascio di calore. L'efficienza di combustione incrementa progressivamente con il contenuto di idrogeno così come la temperatura di ingresso in turbina e la temperatura massima del liner. Restano quasi invariate invece le emissioni di ossidi di azoto. Con la riduzione della portata d'aria si registra un incremento dell'efficienza dovuto a minori quantità di incombusti, in particolare metano, mentre il monossido di carbonio risulta comunque essere presente a livelli notevoli nei gas combusti.

Ringraziamenti

The computing resources and the related technical support used for this work have been provided by CRESCO/ENEAGRID High Performance Computing infrastructure and its staff [32]. CRESCO/ENEAGRID High Performance Computing infrastructure is funded by ENEA, the Italian National Agency for New Technologies, Energy and Sustainable Economic Development and by Italian and European research programs.



Static Temperature (K)

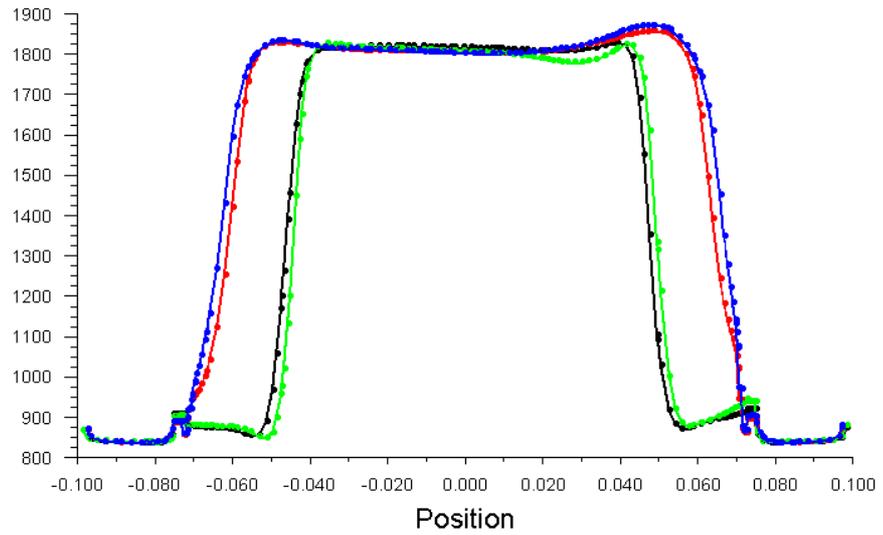
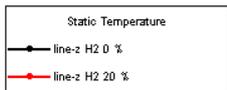


Figura 9 Profilo radiale di temperatura (K) alla distanza di 0.05 e 0.1 m dalla testa del bruciatore, per i casi a 0 % e 20 % di H₂



Static Temperature (K)

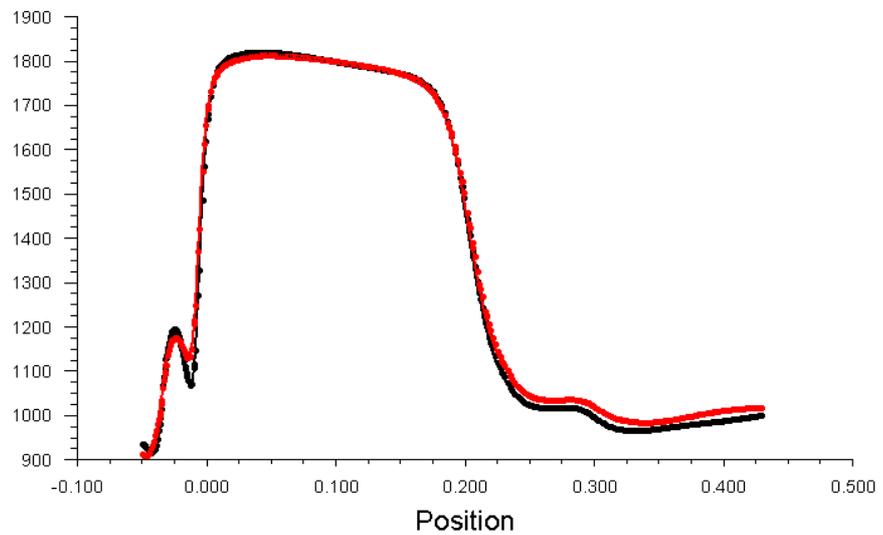


Figura 10 Profilo assiale di temperatura (K), per i casi a 0 % e 20 % di H₂

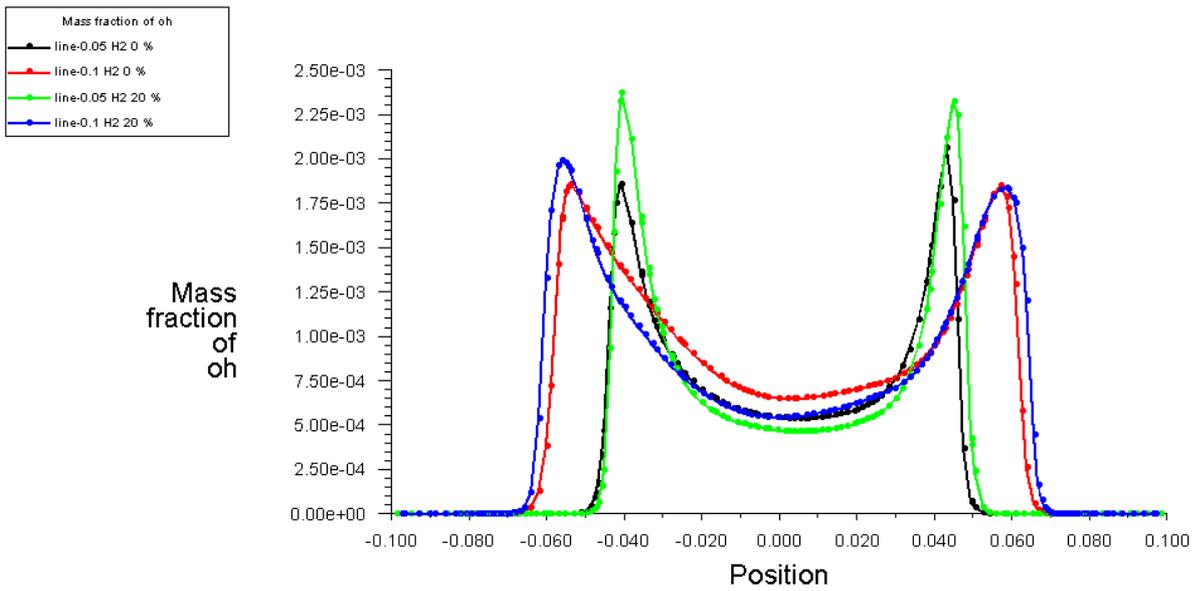


Figura 11 Profilo radiale della frazione di massa di OH alla distanza di 0.05 e 0.1 m dalla testa del bruciatore, per i casi a 0 % e 20 % di H₂

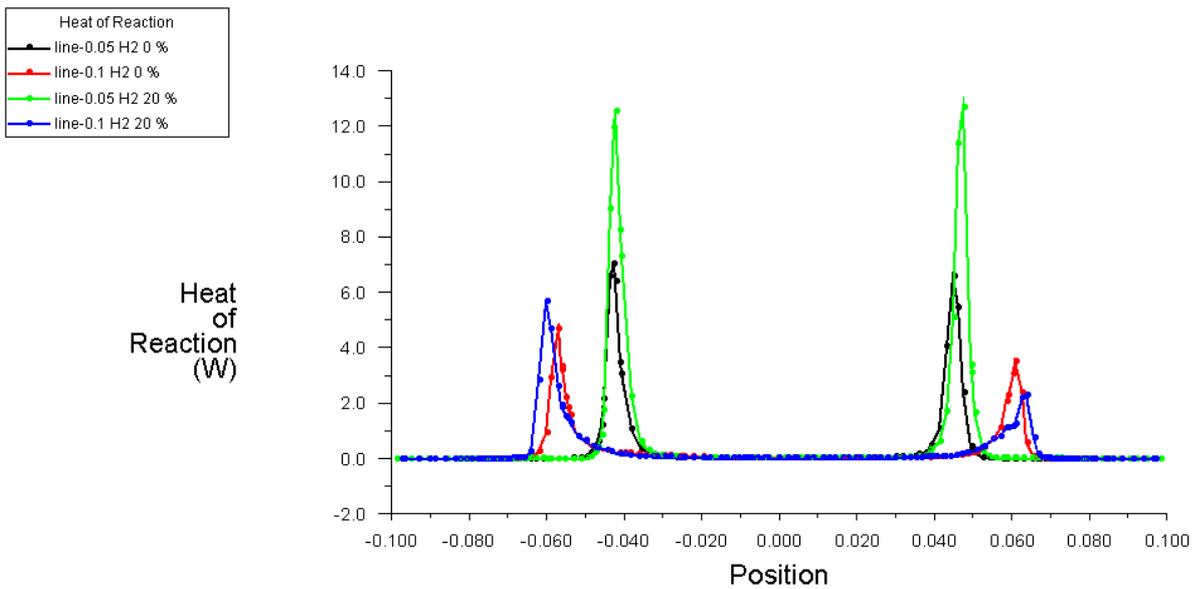


Figura 12 Profilo radiale del calore di reazione (W) alla distanza di 0.05 e 0.1 m dalla testa del bruciatore, per i casi a 0 % e 20 % di H₂

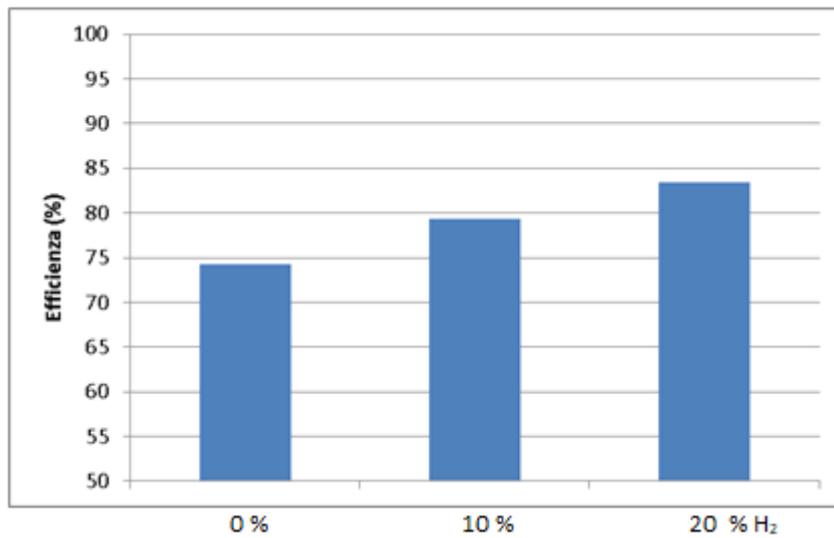


Figura 13 Efficienza di combustione, per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

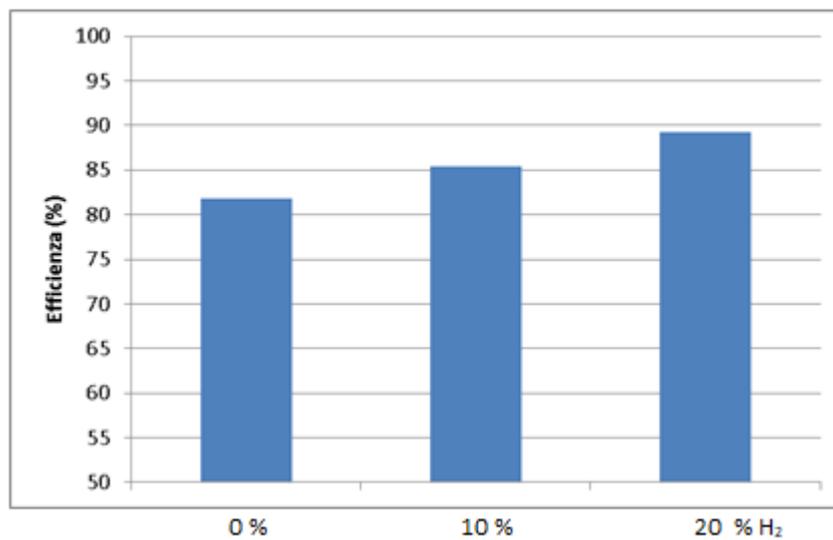


Figura 14 Efficienza di combustione ottenuta con una riduzione della portata di aria del 5 %, per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

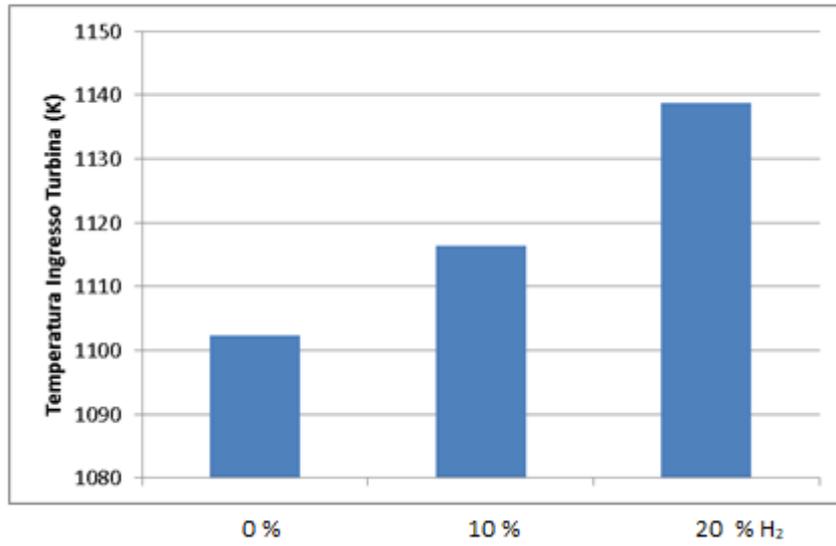


Figura 15 Temperatura di ingresso turbina (K), per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

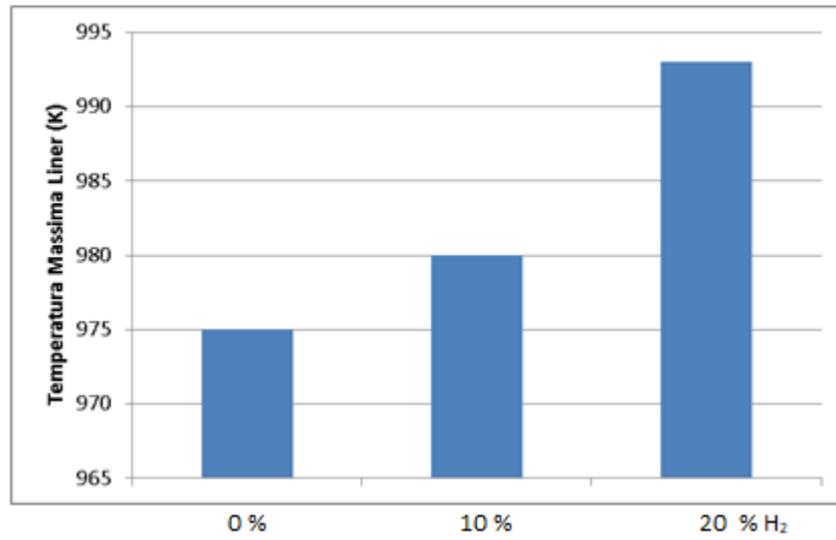


Figura 16 Temperatura massima del liner (K), per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

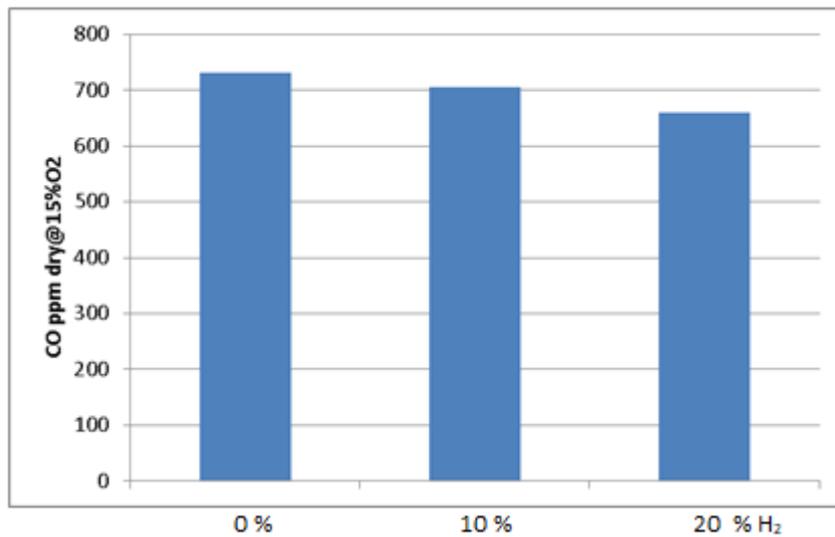


Figura 17 Concentrazione di CO in uscita, per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

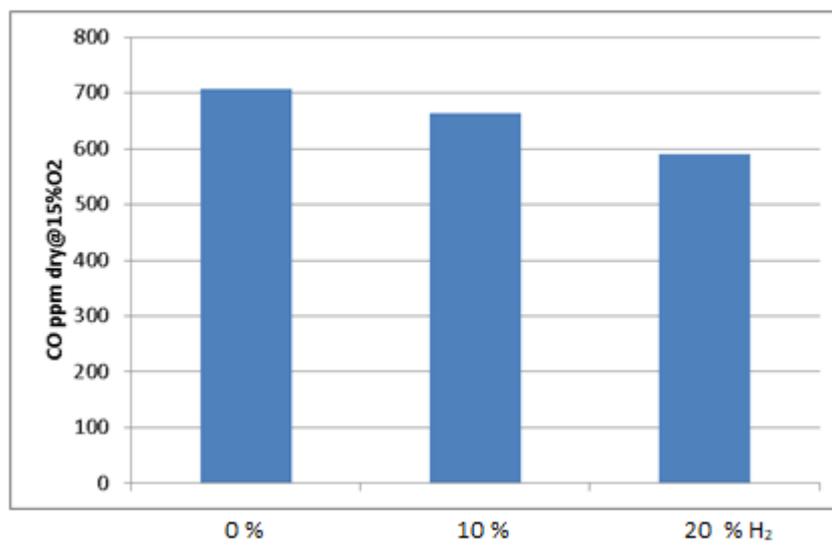


Figura 18 Concentrazione di CO in uscita ottenuta con una riduzione della portata di aria del 5 %, per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

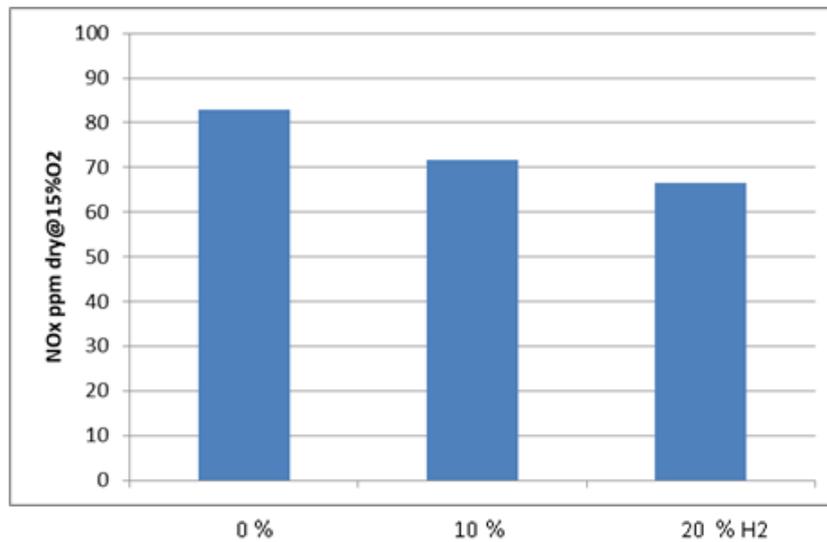


Figura 19 Concentrazione di NO_x in uscita, per i casi a 0 %, 10 % e 20 % di H₂

Riferimenti Bibliografici

1. Hydrogen gas turbines. The path towards a zero-carbon gas turbine. <https://etn.global>.
2. Cuoci, A., Frassoldati, A., Faravelli, T. and Ranzi, E., 2013, "Extinction of Laminar, Premixed, Counter-Flow Methane/Air Flames Under Unsteady Conditions: Effect of H₂ Addition," *Chem. Eng. Sci.*, 93 (2013), pp. 266–276.
3. Miao, H. , Lu, L. and Huang, Z., 2011, "Flammability Limits of Hydrogen-Enriched Natural Gas," *Int. J. Hydrogen Energy*, 36 (11), pp. 6937–6947.
4. Goeckeler, K., Krueger, O. and Paschereit, C.O., 2015, "Laminar Burning Velocities and Emissions of Hydrogen-Methane-Air-Steam Mixtures," *J. Eng. Gas Turbines Power*, 137 (3).
5. Lieuwen, T., McDonnell, V., Petersen, E. and Santavicca, D., 2008, "Fuel Flexibility Influences on Premixed Combustor Blowout, Flashback, Autoignition, and Stability," *J. Eng. Gas Turbines Power*, 130 (1).
6. Oluyede, E. and Jeffrey, P., 2007, "Fundamental Impact of Firing Syngas in Gas Turbines," *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, Montreal, Canada, May 14-17, 2007, ASME Paper No. GT2007-27385, pp. 175-182.
7. Cozzi, F. and Coghe, A., 2006, "Behavior of Hydrogen-Enriched Non-Premixed Swirled Natural Gas Flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, 31, pp. 669–77.
8. Ilbas, M., Yilmaz, I. and Kaplan, Y., 2005, "Investigations of Hydrogen And Hydrogen-hydrocarbon Composite Fuel Combustion and NO_x Emission Characteristics in a Model Combustor," *Int. J. Hydrogen Energy*, 30, pp 1139–47.
9. Coppens, F.H.V., De Ruyck, J. and Konnov, A.A., 2007, "Effects of Hydrogen Enrichment on Adiabatic Burning Velocity and NO Formation in Methane+Air Flames," *Experiment Therm. Fluid Sci.*, 31, pp. 437–44.
10. Naha, S. and Aggarwal, S.K., 2004, "Fuel Effects on NO_x Emissions in Partially Premixed Flames," *Combustion and Flame*, 139, pp. 90–105.
11. Alavandi, S.K., Agrawal, A.K., 2008, "Experimental Study of Combustion of Hydrogen-Syngas/Methane Fuel Mixtures in a Porous Burner," *Int. J. Hydrogen Energy*, 33, pp. 1407-1415.
12. De Bobbio, R., 2017, "Innovative Combustion Analysis of a Micro-Gas Turbine Burner Supplied with Hydrogen-Natural Gas Mixtures," *Energy Procedia*, 126 (201709), pp. 858-866.

13. Laranci, P., Bursi, E. and Fantozzi, F., 2011, "Numerical Analysis of Biomass-Derived Gaseous Fuels Fired in a RQL Micro Gas Turbine Combustion Chamber: Preliminary Results," Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 GT2011, Vancouver, British Columbia, Canada, June 6-10, 2011, ASME Paper No. GT2011-45807, pp. 747-754.
14. Cappelletti, A., Martelli, F., Bianchi, E. and Trifoni, E., 2013, "Numerical Redesign of 100kw MGT Combustor for 100% H₂ Fueling," Energy Procedia, 45 (2014), pp. 1412-1421.
15. Reale F., Calabria R., Chiariello F., Pagliara R. and Massoli P., 2012, "A Micro Gas Turbine Fuelled by Methane-Hydrogen Blends," Applied mechanics and materials Trans. Tech. Publications, 232, pp. 792-796.
16. Launder, B.,E., 1989," Second-Moment Closure: Present... and Future?," Inter. J. Heat Fluid Flow, 10 (4), pp. 282-300.
17. Nanduri, J.R., Celik, I.B., Strakey, P. A. and Parsons, D.R., 2007," Assessment of RANS-Based Turbulent Combustion Models for Prediction of Gas Turbine Emissions: Turbulence Model and Reaction Mechanism Effects," Fall Technical Meeting Eastern States Section of the Combustion Institute, University of Virginia, October 21-24.
18. Flohr, P., Schmitt, P., and Paschereit, C.O., 2002, "Mixing Field Analysis of a Gas Turbine Burner," Proceedings of the ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Energy Conversion. New Orleans, Louisiana, USA. November 17–22, pp. 45-53.
19. Mori, G., Razore, S., Ubaldi, M. and Zunino, P., 2001, "Integrated Experimental and Numerical Approach for Fuel-Air Mixing Prediction in a Heavy-Duty Gas Turbine LP Burner," J. Eng. Gas Turbines Power, 123 (4), pp. 803-809.
20. Menter, F.R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, 32 (8), pp. 1598-1605.
21. Magnussen, B.F., 1981, "On the Structure Of turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow," Nineteeth AIAA Meeting, St. Louis.
22. Funke, H.H.-W., Beckmann, N. and Abanteriba, S., 2019, "An Overview On Dry Low NO_x Micromix Combustor Development For Hydrogen-Rich Gas Turbine Applications," Int. J. of Hydrogen Energy, 44, pp. 6978-6990.
23. Minsung, C., Yonmo, S., Myungjun, W., Yeseul, P., Minkuk, K., Gyungmin, C. and Duckjool, K., 2017, "Effect Of Fuel Distribution On Turbulence And Combustion Characteristics of a Micro Gas Turbine Combustor," J. of Industrial and Eng. Chemistry, 48, pp. 24–35.
24. Benim, A. C., Iqbal, S., Meier, W, Joos, F. and Wiedermann, A., 2017, "Numerical Investigation of Turbulent Swirling Flames With Validation in a Gas Turbine Model Combustor," Applied Thermal Engineering, 110, pp. 202–212.
25. Aliyu, M., Nemitallah, M.A., Said, S.A. and Habib, M.A., 2016, "Characteristics of H₂-Enriched CH₄-O₂ Diffusion Flames in a Swirl-Stabilized Gas Turbine Combustor: Experimental and Numerical Study," Int. J. of Hydrogen Energy, 41, pp. 20418-20432.
26. van Oijen, A. and de Goey, L.P.H., 2000, "Modelling of Premixed Laminar Flames Using Flamelet-Generated-Manifolds," Combust. Sci. Tech., 161, pp. 113–137.
27. Smooke, M. D., Puri, I. K., and Seshadri, K., 1986, "A Comparison Between Numerical Calculations and Experimental Measurements of the Structure of a Counterflow Diffusion Flame Burning Diluted Methane in Diluted Air," Proc. Combustion Institute, 21, pp. 1783–1792.
28. Coppalle, A. and Vervisch, P., 1983, "The Total Emissivities of High-Temperature Flames," Combustion and Flame, 49, pp. 101-108.
29. Smith, T.F., Shen, Z.F. and Friedman, J.N., 1982, "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model," J. Heat Transfer, 104, pp. 602-608.
30. Smith, G.P., Golden, D.M., Frenklach, M., Moriarty, N.W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C.T., Hanson, R.K., Song, S., Gardiner, W.C. Jr., Lissianski, V.V. and Qin, Z., http://www.me.berkeley.edu/gri_mech.

31. Cadorin, M., Pinelli, M., Vaccari, A., Calabria, R., Chiariello, F., Massoli, P. and Bianchi, E., 2011, "Analysis of a Micro Gas Turbine Fed by Natural Gas and Synthesis Gas: MGT Test Bench and Combustor CFD Analysis," *J. Eng. Gas Turbines Power*, 134 (7), pp. 071401-1-071401-11.
32. G. Ponti et al., 2014, "The role of medium size facilities in the HPC ecosystem: the case of the new CRESCO4 cluster integrated in the ENEAGRID infrastructure," *Proceedings of the 2014 International Conference on High Performance Computing and Simulation, HPCS 2014*, art.no. 6903807, pp. 1030-1033.