

2. IL TRANSITORIO DELLA CAMERA DI COMBUSTIONE DELLA MICRO-TURBINA A GAS

L'approccio a parametri concentrati illustrato al paragrafo precedente risulta efficace per lo studio dell'intero sistema costituito da più componenti interconnessi dal punto di vista termofluidodinamico e meccanico. Nonostante le evidenti semplificazioni, risulta possibile l'identificazione delle caratteristiche di risposta della macchina e l'individuazione di problematiche specifiche da approfondire con metodologie più accurate. In particolare, i risultati mostrati dalle figure 9 e 11 mostrano come le variazioni di temperatura e di dosatura aria-combustibile in ingresso alla camera di combustione possano condurre a condizioni non corrette per lo sviluppo della combustione e, soprattutto, a un eccesso di produzione di specie inquinanti.

Si rende pertanto necessario lo studio dei processi non stazionari nella camera di combustione, peraltro da tempo oggetto di studio da parte degli autori con metodologie tipiche della fluidodinamica computazionale (CFD).

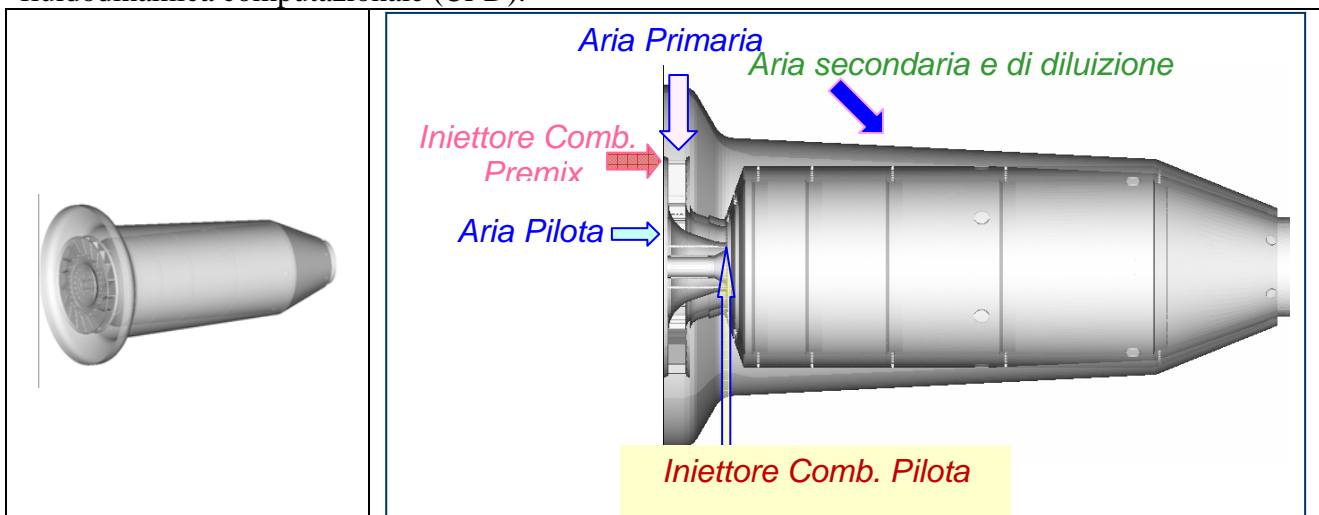


Fig. 12. Configurazione della camera di combustione della micro-turbina a gas.

La configurazione geometrica della camera di combustione, di tipo "lean-premixed", con accensione della fiamma premiscelata supportata da una fiamma pilota stechiometrica è illustrata in figura 12. Il campo fluidodinamico dell'aria in ingresso alla zona primaria è generato da uno "swirler" radiale, a monte del quale avviene anche l'iniezione del getto di combustibile principale. Il campo di moto viene poi perturbato, a valle della zona primaria, dagli ingressi di aria secondaria e di diluizione [8, 12].

Lo studio del flusso reagente è condotto da tempo dagli autori utilizzando solutori commerciali, quali il *FLUENT*®, e codici di calcolo "open source" quali il *KIVA*, che consentono interventi di

introduzione o perfezionamento di specifici sotto-modelli. Nel seguito si farà riferimento solo a quest'ultimo codice, in quanto utilizzato espressamente dagli autori per la soluzione di problemi non stazionari nel combustore della *MTG* [4, 12].

Il codice *KIVA* [15, 16] risolve le equazioni non stazionarie di Navier-Stokes in sistemi multifase reagenti:

- Le equazioni di conservazione della massa delle *NSP* specie reagenti sono genericamente espresse come:

$$\frac{\partial(\rho_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}) = \nabla \cdot (\rho \nabla Y_m) + \rho'_m{}^c \quad (m=1, NSP) \quad (14)$$

dove m è la specie generica. Il primo termine a destra rappresenta il trasporto di massa per diffusione, mentre il secondo è il termine "sorgente" dovuto alle reazioni chimiche. Quest'ultimo è quindi legato alle effettive velocità di reazione.

- La conservazione della quantità di moto per la miscela fluida è data da:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \overline{\boldsymbol{\sigma}} + \rho \mathbf{g} \quad (15)$$

dove il tensore degli sforzi viscosi è pari a : $\overline{\boldsymbol{\sigma}} = \mu [\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T] + \lambda \nabla \cdot \mathbf{v} \mathbf{I}$

\mathbf{I} = matrice unitaria; A_0 ha valore zero per flussi laminari, valore 1 quando è utilizzato il modello di turbolenza k - ε ; e \mathbf{g} è l'accelerazione gravitazionale.

- L'equazione di conservazione dell'energia è espressa come:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} E) = -p \nabla \cdot \mathbf{v} + (1 - A_0) \overline{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \nabla \mathbf{v} - \nabla \cdot \mathbf{J} + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}_c \quad (16)$$

dove l'ultimo termine rappresenta la velocità di rilascio di calore dalle reazioni chimiche.

- Le equazioni precedenti includono i termini k ed ε (energia cinetica turbolenta e relativa velocità di dissipazione) in accordo al modello di turbolenza (k - ε) a due equazioni:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{v} + \overline{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \nabla \mathbf{v} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon \quad (17)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} \overline{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \nabla \mathbf{v} - c_{\varepsilon 2} \varepsilon \rho) \quad (18)$$

Il modello di flusso è completato dalle equazioni di stato tipiche di una miscela di gas perfetti:

$$\rho = RT \sum_{m=1}^{NSP} \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right); \quad e(T) = \sum_{m=1}^{NSP} Y_m e_m(T); \quad c_p(T) = \sum_{m=1}^{NSP} Y_m c_{pm}(T) \quad (19)$$

Il codice *KIVA* opera la soluzione numerica delle equazioni instazionarie di Navier-Stokes prima richiamate secondo una schema ai volumi finiti che incorpora numerosi sottomodelli quali:

- Il già citato modello di turbolenza κ - ε ;
- Un modello di cinetica di combustione a due passi (ossidazione parziale del gas naturale e ossidazione del monossido di carbonio ad anidride carbonica [17]); le effettive velocità di reazione sono determinate da un classico schema “finite rate – eddy dissipation” in cui l’effettiva velocità di reazione è la minore tra quella cinetica e quella associata al mixing turbolento.
- La verifica dell’autoignizione delle miscele reagenti locali con modelli fenomenologici [18].
- Il meccanismo esteso di Zel’dovich [17, 19] per la formazione gli ossidi di azoto termici.

La figura 13 mostra alcuni dettagli della discretizzazione del dominio computazionale di cui alla precedente figura 12. In particolare, la prima si riferisce alla rappresentazione tridimensionale (3D) pressoché completa della camera, mentre la seconda ne costituisce un’approssimazione bidimensionale (2D) assialsimmetrica. Quest’ultima risulta utile per lo sviluppo di calcoli che richiederebbero elevati tempi di elaborazione in 3D e si avvale, in genere, dei risultati ottenuti dal primo e più accurato approccio per la definizione delle condizioni ai limiti appropriate, quali: la ripartizione dei flussi di aria tra la zona primaria e quelle secondarie e di diluizione, gli angoli di flusso all’uscita delle palettature dello *swirler* radiale [2, 4, 12].

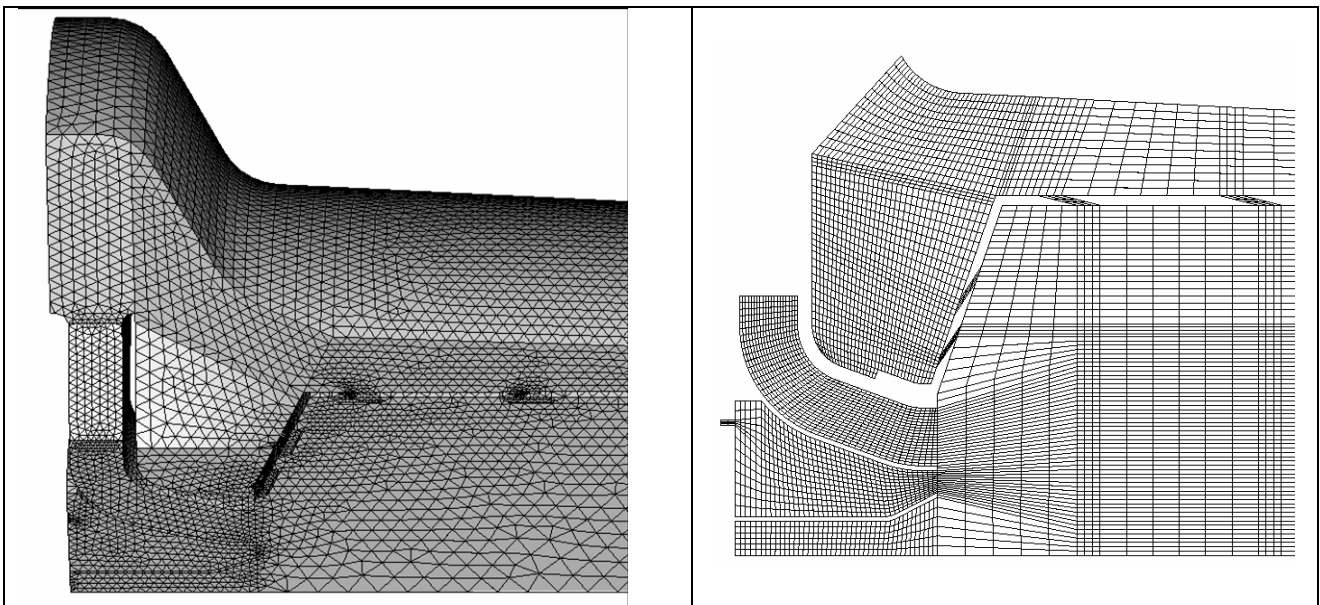


Fig. 13. Discretizzazione dei domini computazionali tridimensionali e bidimensionali.

Sia l’approccio 3D, sia quello 2D sono basati, come detto, sulla soluzione di equazioni intrinsecamente non stazionarie. Il problema fluidodinamico generale può però essere inteso secondo due differenti modalità:

- **Flussi reagenti stazionari.** Si tratta del problema più usuale e la sua soluzione mira alla determinazione dei campi termo-fluidodinamici in condizioni di regime, che rappresentano la situazione asintotica del processo non stazionario:
 - ❖ Sono assegnate *condizioni ai limiti costanti* nel tempo e condizioni iniziali arbitrarie. Il processo *time-marching* deve raggiungere quindi la convergenza.
 - ❖ La convergenza richiede progressive iterazioni corrispondenti a un tempo fisico di 0.05 – 1 s. Un tipico esempio di “storia di convergenza” è riportato in fig. 14.

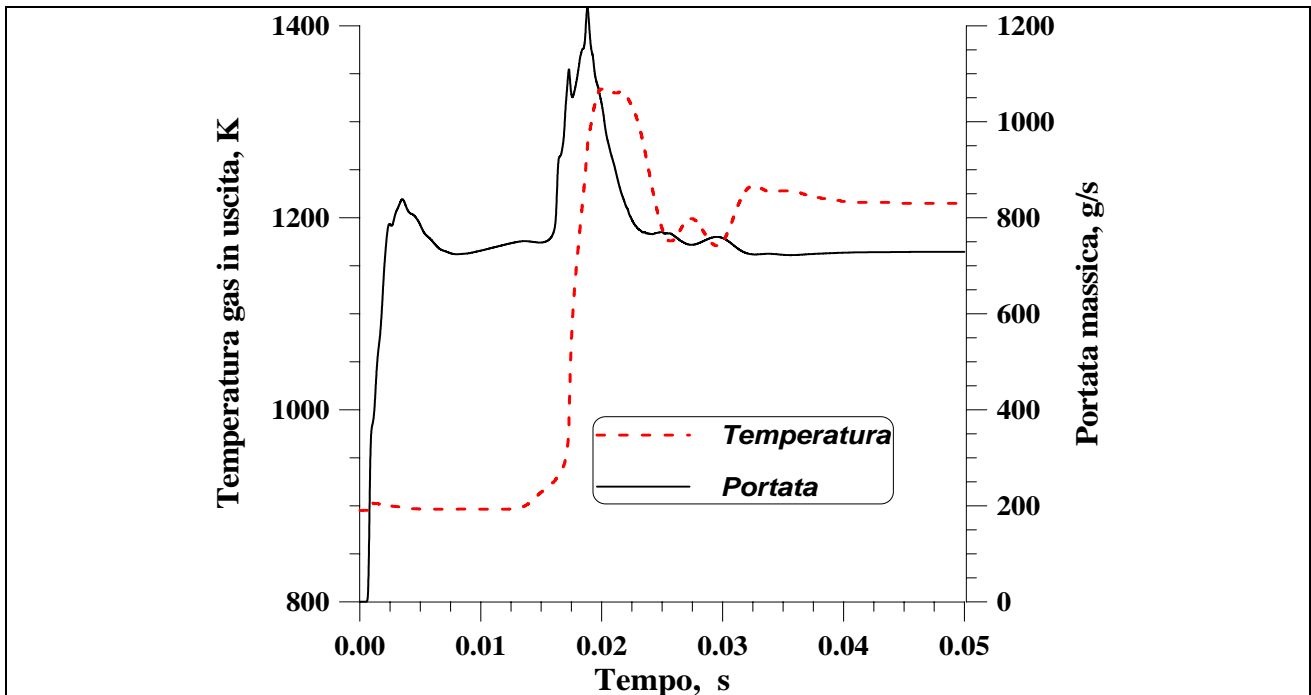


Fig. 14. Un esempio di storia di convergenza della soluzione CFD stazionaria

- **Flussi reagenti non stazionari.** In questo caso, la soluzione delle equazioni ha l'obiettivo di valutare le distribuzioni di flusso e di proprietà termochimiche ad ogni istante di tempo:
 - ❖ *Le Condizioni ai limiti variabili nel tempo* provocano un reale transitorio nella camera di combustione. Il calcolo CFD valuta il campo di moto non stazionario e lo sviluppo del processo di combustione.
 - ❖ La variazione delle condizioni ai limiti può anche essere di tipo *impulsivo* e in tal caso, partendo da una situazione di regime, si esaminano le caratteristiche di risposta del sistema nel passaggio a un regime differente.

La seconda modalità di calcolo consente quindi l'esame di fenomeni di transitorio della camera associati a variazioni continue o istantanee delle sue condizioni di ingresso. Va precisato che la scelta del codice *KIVA* appare particolarmente indicata a questo scopo in quanto esso è stata inizialmente concepito per la simulazione di processi in motori alternativi a combustione interna, quindi realmente non stazionari. Solo successivamente alcuni ricercatori, tra cui gli autori stessi, ne hanno adattato le caratteristiche per il calcolo di sistemi a flusso continuo quali le camere di combustione di turbine a gas.

Analisi del transitorio del combustore

La simulazione fluidodinamica non stazionaria della camera di combustione rappresenta quindi un efficace completamento dello studio del transitorio della micro-turbina a gas discusso al paragrafo precedente. I calcoli CFD sono indirizzati all'analisi delle situazioni che dalla simulazione a parametri concentrati apparivano più critiche quali, ad esempio, quelle caratterizzate da un'eccessiva alterazione della dosatura aria-combustibile rispetto alle condizioni di regime. Rimandando, per una rassegna più completa dei risultati, ad altri lavori [4, 11, 12], si mostrano qui solo alcuni risultati relativi alla transizione "part-to-full load", i cui risultati globali sono già stati mostrati nella precedenti figure 9 - 11. Come già ricordato, le differenti risposte dei sistemi di alimentazione dell'aria e del combustibile alla camera provocano, durante il transitorio, un eccesso di dosatura combustibile aria (espressa in termini di rapporto di equivalenza rispetto alla dosatura stechiometrica) con conseguente innalzamento della temperatura di uscita dal combustore (fig. 15) e di produzione di specie inquinanti, già evidenziata in fig. 11.

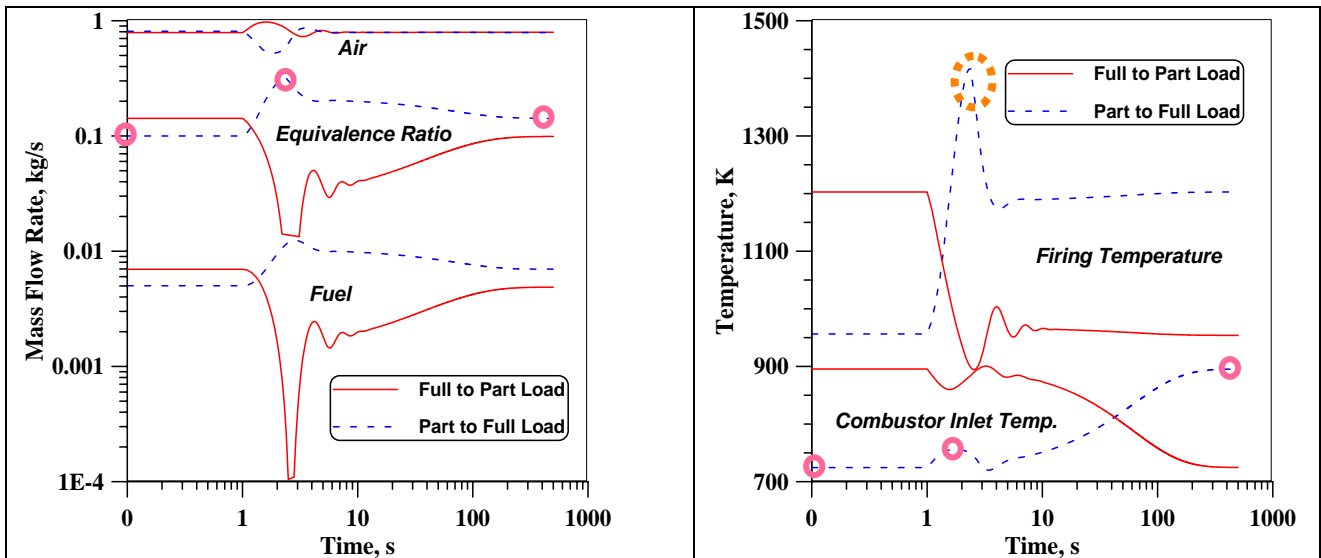


Fig. 15. Variazioni delle condizioni ai limiti e della temperatura in un transitorio del combustore

La figura 15 riporta quindi alcune tipiche condizioni ai limiti variabili nel tempo che andrebbero assegnate per la simulazione del transitorio del combustore. In una prima fase di analisi, cui si riferiscono i risultati presentati nel seguito, ci si è limitati a un'analisi semplificata basandosi sulle seguenti considerazioni:

- Calcolare l'intero sviluppo del transitorio, la cui durata è dell'ordine di 10^2 - 10^3 s, comporterebbe costi computazionali inaccettabili.
- La *costante di tempo* del combustore, per variazioni impulsive delle condizioni ai limiti, è circa due ordini di grandezza minore della durata del transitorio, come si nota dalla storia di convergenza riportata in fig. 14.
- L'analisi non stazionaria considera quindi alcuni *punti nodali all'interno del processo in transitorio*, come evidenziato dalla fig. 15:
 - Le condizioni di regime iniziale;
 - Quelle intermedie dopo circa 5-10 secondi;
 - Il regime finale di equilibrio
- Le relative condizioni ai limiti sono imposte come *variazioni impulsive*, che provocano brusche variazioni nelle distribuzioni di flusso e nei parametri di combustione.

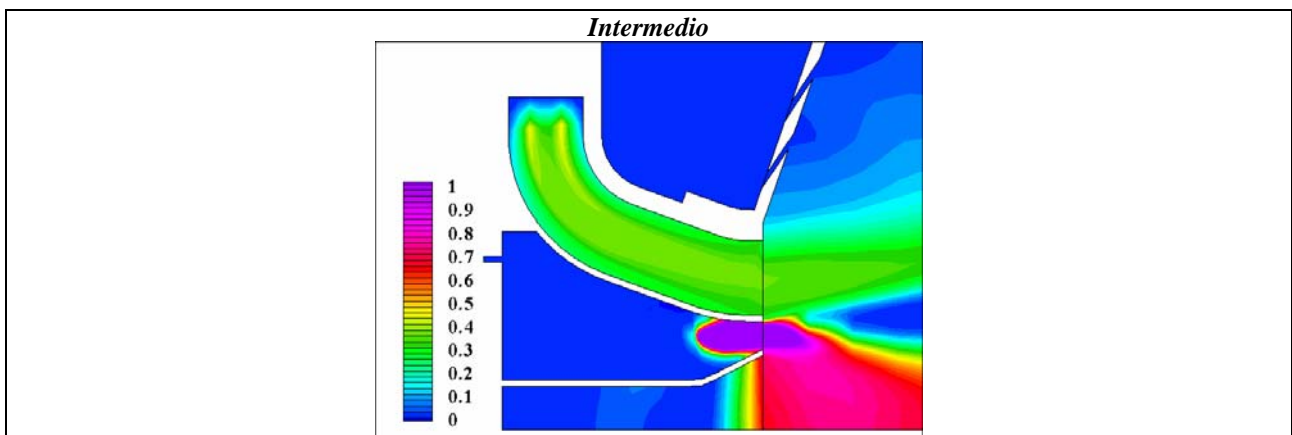


Fig. 16. Distribuzione del rapporto di equivalenza combustibile/aria in un passo intermedio del transitorio

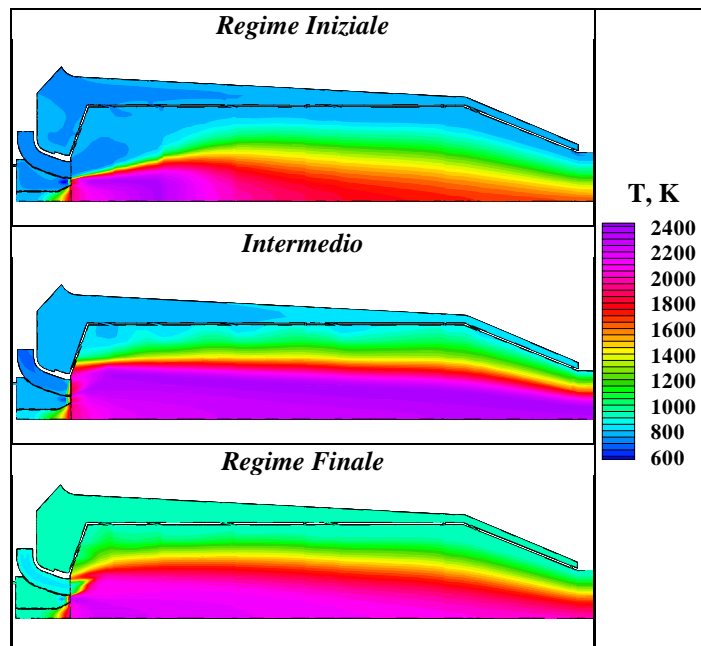


Fig. 17. Distribuzione di temperatura durante il transitorio del combustore

Sebbene le ipotesi di variazioni impulsive non corrispondano al reale sviluppo del processo in transitorio, tale assunzione consente di operare una verifica particolarmente severa delle caratteristiche di risposta della camera, quando alimentata in condizioni notevolmente distanti da quelle tipiche di regime. La figura 16 illustra chiaramente come, durante le fasi intermedie del transitorio, i picchi di dosatura di combustibile/aria comportino l'esistenza di zone particolarmente ricche di combustibile (la figura esprime tale situazione in termini di rapporto di equivalenza). Il combustore si allontana, così, dalle sue normali condizioni operative che prevedono uno sviluppo "morbido" del processo di combustione grazie al ridotto rapporto di miscela combustibile/aria realizzato attraverso il canale di premiscelamento. Di conseguenza, la distribuzione di temperatura in questa situazione intermedia risulta fortemente alterata rispetto alle condizioni di regime iniziale e finale (fig. 17). Risultano quindi confermate le previsioni fornite dallo studio del transitorio del sistema complessivo (fig. 15), con aumento considerevole della temperatura media di scarico dalla camera di combustione. L'analisi *CFD* evidenzia inoltre una distribuzione di temperatura allo scarico assolutamente inaccettabile, a causa dell'esistenza di zone con gas ad elevatissima temperatura che comprometterebbe la resistenza dei materiali della turbina collocata immediatamente a valle della camera.

La stessa analisi fluidodinamica fornisce poi la conferma che, in tali situazioni anomale, l'effetto combinato di estese regioni ad alta temperatura e di difetto locale di ossigeno si manifesta con effetti sfavorevoli sia sulla produzione di ossidi di azoto (fig. 18), sia su quella di monossido di carbonio (fig. 19). Ambedue le figure mostrano il dettaglio del solo bruciatore primario.

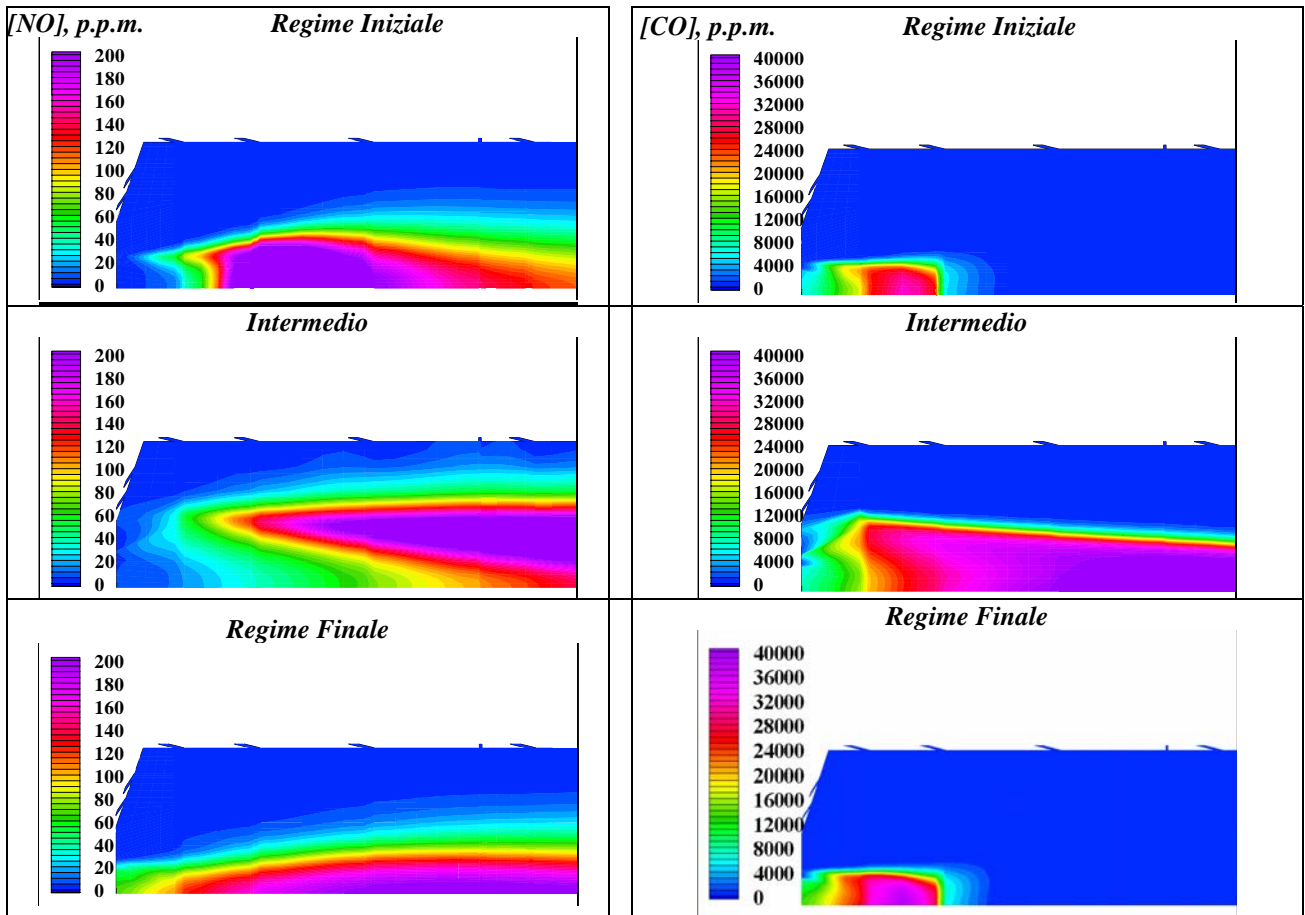


Fig. 18. Distribuzione di monossido di azoto durante il transitorio

Fig. 19. Distribuzione di monossido di carbonio durante il transitorio

In definitiva, l'analisi integrata del transitorio del sistema "micro-turbina a gas" e dei processi fluidodinamici non stazionari nella camera di combustione fornisce una visione pressoché completa delle problematiche legate a brusche variazioni di regime di carico della macchina, suggerendo al tempo stesso la necessità di più efficaci sistemi di controllo del transitorio. Come più volte ricordato, in altri lavori degli autori sono state proposte tecniche più affidabili, basate sul controllo simultaneo "multi-obiettivo" della velocità di rotazione del gruppo rotante e della dosatura istantanea del combustibile [14]. La metodologia integrata di analisi globale e di simulazione fluidodinamica del transitorio fornirà risposte circa l'efficacia di tali tecniche.