



Ricerca di Sistema elettrico

Attività preliminari per lo sviluppo dell'assetto EGR-STEP1 sull'Impianto AGATUR

G. Messina, A. Assettati, S. Cassani, E. Giulietti, A. Grasso,
G. Guidarelli, R. Lo Presti, M. Nobili, L. Pagliari, C. Stringola

ATTIVITÀ PRELIMINARI PER LO SVILUPPO DELL'ASSETTO EGR-STEP1 SULL'IMPIANTO AGATUR

G. Messina, A. Assettati, S. Cassani, E. Giulietti, A. Grasso, G. Guidarelli, R. Lo Presti, M. Nobili, L. Pagliari, C. Stringola

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: B. Generazione di energia elettrica a basse emissioni di carbonio

Progetto: B.2 Cattura e sequestro della CO₂ prodotta dall'utilizzo di combustibili fossili

Obiettivo: c.1 Cicli Turbogas EGR

Responsabile del Progetto: Dott.ssa Franca Rita Picchia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 REALIZZAZIONE DELL'ASSETTO EGR-STEP1 SULL'IMPIANTO AGATUR.....	8
3 VALIDAZIONE DEL SIMULATORE DINAMICO DELLA μ GT TURBEC T100.....	11
4 IMPLEMENTAZIONE DEL SISTEMA DI SUPERVISIONE E CONTROLLO	15
5 CONCLUSIONI.....	17
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	18

Sommario

L'impianto AGATUR in dotazione al laboratorio IPSE dell'ENEA è finalizzato alla dimostrazione delle potenzialità dei cicli turbogas in assetto EGR (Exhaust gas Recirculation). Il documento riporta la descrizione delle attività connesse con la realizzazione della prima sezione sperimentale denominata EGR-STEP1, con i risultati della validazione del simulatore e con le attività di implementazione del sistema di supervisione e controllo. Nel corso di questa annualità sono state revisionate le specifiche di progettazione a livello di sistema con un significativo mutamento del target operativo dell'impianto, che risulta più decisamente orientato verso la dimostrazione della flessibilità operativa. In ogni caso, la revisione delle specifiche non ha minimamente intaccato la vocazione "capture ready" del sistema. Il simulatore dinamico della μ GT Turbec T100 è stato validato, dimostrando affidabilità ed efficacia in ogni condizione di funzionamento della μ GT, incluso il funzionamento instabile della macchina.

1 Introduzione

La crescente penetrazione delle RES (Renewable Energy Sources) non programmabili, indispensabile per il raggiungimento degli ambiziosi obiettivi fissati dal recente accordo di Parigi (COP21-2015), pone già ad oggi significative sfide per la sostenibilità della rete elettrica, dovute essenzialmente alla intrinseca non programmabilità del solare fotovoltaico e dell'eolico, le rinnovabili più importanti in termini di volume di produzione. Già da qualche anno i paesi afferenti al mercato elettrico EPEX (European Power Exchange) sperimentano una forte volatilità del prezzo del MWh che, seppur occasionalmente ma con frequenza crescente, ha raggiunto picchi significativamente negativi, -200 Euro/MWh in Francia nel 2014, - 135 Euro/MWh in Germania nel 2016. Il paradosso (etico oltre che economico) del prezzo negativo dell'energia elettrica è correlato a diversi fattori di natura contingente e strutturale. I fattori contingenti hanno come capostipite l'intrinseca non programmabilità di eolico e fotovoltaico che unito a eventi di sovrapproduzione con contemporanea carenza di domanda (e.g. fine settimana dei mesi estivi) provoca congestioni localizzate della rete elettrica, che inducono i produttori da carbone e nucleare a scegliere la minor perdita economica tra lo spegnimento dell'impianto e la cessione sottocosto della produzione in eccesso. I fattori strutturali sono riassumibili in:

- deficit di interconnessione della rete elettrica;
- deficit di flessibilità dei sistemi di conversione;
- deficit di capacità di accumulo dell'eccesso di produzione;
- deficit di regolamentazione del mercato elettrico.

Con riferimento alla flessibilità dei sistemi di conversione, il deficit è in generale addebitabile allo sbilanciamento nel mix produttivo a favore degli impianti collocati nella parte sinistra della curva del "*merit order*" che, subito dopo le RES, include la generazione da nucleare e da carbone, ovvero la parte meno flessibile del paniere di generazione elettrica. I cosiddetti impianti marginali, collocati nella parte destra della curva del "*merit order*" includono i cicli combinati e i turbogas a ciclo semplice, che rappresentano i migliori candidati al supporto flessibile della rete elettrica dopo l'idroelettrico, quest'ultimo comunque insufficiente a garantire i volumi di produzione necessari a compensare le fluttuazioni delle RES non programmabili. I mutamenti del mercato elettrico cui si è assistito negli ultimi anni, hanno modificato profondamente il segmento di mercato dei cicli di potenza basati sulla turbina a gas, con particolare riferimento ai cicli combinati (CCGT) che hanno subito una decisa contrazione del fattore di carico oramai inferiore alle 1500 ore equivalenti annue sul mercato italiano. A livello europeo alcuni scenari prevedono un'ulteriore contrazione fino a 1000 ore equivalenti annue nel 2030 che fanno ravvisare, per i cicli combinati e i turbogas a ciclo semplice, un posizionamento di mercato non più orientato alla produzione ma alla fornitura di servizi per la stabilizzazione della rete elettrica, come del resto sembra essere confermato dalle richieste sempre più consistenti per l'introduzione di meccanismi di "*capacity payment*". Nel contesto sopra descritto, appare evidente che il requisito della flessibilità operativa (di carico e di combustibile) dei cicli di potenza basati sulla turbina a gas si configura come una caratteristica di primaria importanza nella generazione elettrica, al pari dell'efficienza termodinamica che, per le stesse motivazioni, risulta particolarmente significativa ai carichi parziali oltre che al carico nominale. La rincorsa all'incremento dell'efficienza e della flessibilità non può prescindere dal contenimento delle emissioni inquinanti e climalteranti, segnatamente NOx e CO₂, che peraltro è la principale motivazione che ha giustificato la spinta decisa verso la generazione da RES a cui si è assistito negli ultimi anni. Se l'incremento di efficienza è di norma correlato con la riduzione delle emissioni di CO₂ a causa del minor utilizzo di combustibile fossile, l'affermazione non è parimenti replicabile per le emissioni di NOx che, nel caso dei turbogas, tendono ad aumentare all'aumentare dell'efficienza. Le turbine a gas utilizzate in ambito industriale sono motori a combustione interna che utilizzano aria ambiente come fluido di lavoro, in proporzioni largamente superiori rispetto al rapporto stechiometrico. E' noto che, fin dalle prime applicazioni, la tecnologia delle turbine a gas è stata caratterizzata da un continuo incremento della temperatura d'ingresso turbina (TIT) finalizzato al miglioramento delle prestazioni termodinamiche. Tuttavia, l'incremento della TIT ha delle

ripercussioni negative sulle emissioni inquinanti che segnatamente si traducono nell'incremento degli NOx, che tendono ad aumentare con l'aumentare della temperatura di fiamma e dell'eccesso d'aria. La continua rincorsa all'aumento della TIT è stata sostenuta, oltre che dagli sforzi di ricerca e sviluppo finalizzati alla produzione di materiali in grado di sostenere temperature di esercizio più elevate e all'implementazione di tecniche di raffreddamento più efficaci, dal continuo avanzamento tecnologico nello sviluppo di combustori in grado di ottimizzare due esigenze contrastanti: l'incremento della TIT e la riduzione degli NOx. Lo stato dell'arte in termini di TIT è attualmente rappresentato dalle turbine a gas classe J commercializzate da Mitsubishi (MHI), con TIT dell'ordine dei 1600 °C, efficienza in ciclo semplice superiore al 41% ed emissioni di NOx pari a 25 ppm@15%O₂. L'accoppiamento combinato delle performance termodinamica e ambientale è stato ottenuto, tra l'altro, con tecniche di combustione basate sull'affinamento della tecnologia Dry Low NOx. MHI ha già anticipato alcune delle soluzioni tecnologiche che saranno applicate ai turbogas classe 1700 °C, per i quali utilizzando l'attuale tecnologia di combustione si otterrebbero intollerabili emissioni di NOx di un ordine di grandezza superiori alla attuale classe J [1]. La soluzione adottata da MHI per aumentare la TIT a 1700 °C, contenendo le emissioni di NOx a valori accettabili, è stata individuata nell'applicazione della tecnologia EGR¹ (Exhaust Gas Recirculation). I benefici dell'EGR sulla riduzione delle emissioni di NOx sono noti da tempo, come è del resto testimoniato dall'ormai consolidata applicazione in ambito automobilistico. Con riferimento ai turbogas, l'applicazione dell'EGR si giustifica con quattro significative motivazioni:

1. potenziale incremento di efficienza (> TIT) con emissioni di NOx contenute
2. potenziale riduzione del minimo tecnico ambientale (MEL) (< NOx)
3. potenziale incremento dell'efficienza ai carichi parziali e riduzione del minimo tecnico (> T₁ & >TIT)
4. potenziale riduzione di CAPEX e OPEX per l'applicazione delle CCS ai CCGT (> %CO₂ & < m_{CCS}).

L'impatto dell'EGR sull'incremento di efficienza, per quanto già detto, appare ovvio. La riduzione del MEL è di grande attualità, poiché la riduzione del minimo tecnico ambientale, ovvero il valore minimo di potenza a cui l'impianto può essere esercito nel rispetto delle emissioni, è fortemente correlata con la riduzione dei costi attribuibili all'esercizio flessibile. Per le stesse motivazioni appena citate, anche le tematiche di cui al punto tre sono di stringente attualità. In questo caso il potenziale beneficio dell'applicazione dell'EGR è correlato con la possibilità di agire sulla temperatura di aspirazione (T₁) del turbogas, che può essere incrementata ai carichi parziali riducendo la portata massica aspirata dalla macchina a beneficio dell'efficienza (> TIT) e della riduzione del minimo tecnico (minore lavoro specifico a pari TIT). L'impatto dell'EGR nella prospettiva dell'applicazione delle CCS risulta particolarmente significativo. In questo ambito il beneficio atteso consiste nell'attenuazione dei due fattori maggiormente limitanti per l'applicazione delle CCS ai CCGT, ovvero le elevate portate volumetriche da decarbonizzare e la bassa concentrazione di CO₂ nelle stesse. La riduzione delle portate da trattare nella sezione di cattura, dovuta al parziale ricircolo dei gas di scarico, implica dispositivi di trattamento meno voluminosi e, di conseguenza, minori costi d'investimento (CAPEX). La maggiore concentrazione di CO₂ negli esausti migliora l'efficienza di cattura e, conseguentemente, riduce i costi operativi (OPEX).

Considerata l'importanza sempre più stringente della flessibilità operativa, è stata effettuata una valutazione dell'impatto economico attribuibile all'applicazione della tecnologia EGR al parco nazionale dei CCGT. A tal fine è stata effettuata un'analisi costi-benefici prendendo come riferimento il mercato elettrico italiano al 2013. In tale contesto sono stati creati due casi studio rappresentativi della matrice operativa e tecnologica della flotta italiana dei cicli combinati. Il caso base preso come riferimento per il confronto analitico costi-benefici, ricalca un ciclo combinato (CCGT) 1+1 da 400 MW elettrici, in condizioni di esercizio compatibili con il servizio di dispacciamento (uplift). Si è ipotizzato il funzionamento dell'impianto per cinque giorni a settimana con shut-down nei weekend e un capacity factor del 25%, nell'ipotesi di 16 ore giornaliere di marcia ripartite tra full-load e minimo tecnico ambientale (two-shift) [2,3,4]. Fattori di utilizzo così bassi per i CCGT sono oramai tipici nel mercato italiano e ciò di fatto comporta la bassa remuneratività

¹ Anche nota con l'acronimo FGR (Flue Gas Recirculation).

degli stessi che di frequente conduce alla messa in conservazione [2,3]. L'obiettivo dell'analisi è la valutazione dell'impatto economico attribuibile alla riduzione del MEL correlato con il retrofit dei CCGT mediante EGR. Per il caso base è stato scelto un minimo tecnico ambientale pari al 40%, valore coerente e qualche volta ottimistico per la flotta italiana dei CCGT, ottenendo un costo dell'energia livellizzato (LCOE) pari a 106.89 Euro/MWh, assolutamente coerente con il fattore di carico ipotizzato e il livello tecnologico dei CCGT preso in considerazione [3]. Nel caso CCGT + EGR sono state riprodotte le stesse condizioni di marcia, ma imponendo un MEL del 30% al prezzo di un'efficienza di conversione più bassa e di un incremento dei costi d'investimento del 4% [5]. La riduzione del MEL, a pari ore di funzionamento implica un capacity factor più basso, ovvero una penalizzazione in termini di redditività economica dell'impianto. Ciò nonostante, nel caso CCGT + EGR si è ottenuto un LCOE pari a 104.05 Euro/MWh, con una riduzione del 2.66% rispetto al caso base. Per quantificare economicamente l'impatto economico sul sistema elettrico italiano e "sulla bolletta" del singolo utente, la riduzione percentuale ottenuta è stata applicata al *solo*² valore di mercato degli approvvigionamenti per il servizio di dispacciamento elettrico (uplift) in Italia, che nel 2013 è stato pari a 2100 Milioni di Euro, ovvero mediamente 0.71 cEuro/KWh per il singolo utente elettrico. In termini assoluti, il benefico si quantifica in 55.796 MEuro, ovvero 0.0189 cEuro/KWh per il singolo utente elettrico. E' noto che il valore dell'uplift da allora è cresciuto con continuità.

Sulla base dello scenario sopra descritto, nella presente annualità il laboratorio IPSE ha riorientato le attività afferenti i cicli turbogas EGR, focalizzandole principalmente sul tema della flessibilità operativa dei cicli turbogas, giudicato di più stringente attualità, senza tuttavia tralasciare le ricadute, viste in prospettiva, sull'applicazione delle tecnologie CCS.

L'impianto AGATUR in dotazione al laboratorio IPSE dell'ENEA è dotato di una turbina a gas Turbec T100 che verrà utilizzata per la realizzazione di un prototipo di ciclo turbogas EGR. Nel corso della presente annualità hanno avuto inizio tutte le attività impiantistiche preliminari e di progettazione connesse con l'implementazione della prima sezione sperimentale del sistema. Questa sezione, denominata EGR-STEP1, prevede la riconfigurazione del sistema di aspirazione della turbina a gas che, pur mantenendo la funzionalità standard, ovvero l'aspirazione di aria ambiente, consente di esercire la macchina con miscele gassose con contenuto variabile di CO₂. Le diverse composizioni ottenibili sono finalizzate ad emulare percentuali di ricircolo dei gas di scarico variabili da zero al limite massimo imposto dal flame-out della microturbina e/o dalla portata massima di CO₂ resa disponibile dal sistema di stoccaggio. La composizione del fluido di lavoro viene preventivamente formata in un plenum di grandi dimensioni (40 m³) che riceve aria e CO₂ in proporzioni controllate, tali da emulare la composizione degli esausti da ricircolare. La portata in massa d'aria aspirata dalla T100 alla potenza nominale è pari a 0.8 kg/s, tale portata deve essere quindi fornita al plenum per la formazione della miscela gassosa da avviare all'aspirazione della macchina. Una batteria di tre compressori già in dotazione alle strutture del laboratorio è stata appositamente dedicata allo scopo, modificando opportunamente il percorso delle linee di mandata degli stessi. Durante un test di funzionamento del sistema di adduzione dell'aria, due dei tre compressori hanno evidenziato significative perdite d'olio. L'evento ha comportato l'attivazione di un contratto di service per la manutenzione straordinaria dei compressori che è stato affidato ad una Licenziataria autorizzata della casa costruttrice. Al termine delle attività manutentive, effettuate sull'intera batteria di compressione, la funzionalità delle macchine è stata ripristinata completamente. Conclusa l'attività di manutenzione dei compressori, sono riprese le attività di test sulle linee di adduzione dell'aria di aspirazione, che hanno comportato, tra l'altro, la taratura dei dispositivi di misura della portata delle due linee di ventilazione del vessel che funge da plenum. La taratura dei misuratori di portata e la definizione delle relative funzioni di trasferimento implementate nel sistema di supervisione e controllo riveste particolare importanza, in quanto responsabile del bilanciamento in pressione della miscela gassosa da avviare all'aspirazione della macchina. Con riferimento al sistema di supervisione e controllo, è in corso di realizzazione un'applicazione in ambiente LabVIEW[®] destinata all'interfacciamento del sistema di controllo distribuito (DCS) e del simulatore

² Non sono stati considerati i mercati del giorno prima e infragiornaliero, per tenere conto dei soli costi ascrivibili all'esercizio dei CCGT per i servizi di rete. L'impatto economico sul mercato elettrico complessivo è da considerarsi maggiore.

dell'impianto turbogas realizzato in ambiente ChemCAD®. Le attività svolte per il completamento del simulatore sono culminate in un'estesa validazione effettuata mediante il corposo corredo di dati di esercizio ottenuti dalle attività sperimentali svolte con le due microturbine in dotazione al Laboratorio. I dati utilizzati, ottenuti sia nella presente che nelle precedenti annualità, con assetti impiantistici delle due microturbine significativamente diversi, hanno consentito di verificare ampiamente l'aderenza e la generalità del modello.

La progettazione della linea di aspirazione, attualmente in corso, è articolata su tre livelli:

1. progettazione a livello di sistema
2. progettazione a livello componente
3. progettazione esecutiva.

La progettazione a livello di sistema ha superato il secondo loop, conducendo all'individuazione delle funzionalità e del conseguente assetto impiantistico da perseguire. Nello specifico, rispetto all'annualità precedente sono state revisionate le specifiche del sistema inserendo la temperatura di aspirazione quale ulteriore grado di libertà per la gestione operativa del ciclo turbogas in assetto EGR, con l'intento di dimostrare le potenziali ricadute sull'incremento della flessibilità operativa. La modifica delle specifiche di sistema ha imposto una revisione della progettazione a livello componente che nello specifico ha comportato l'eliminazione della sezione di filtraggio standard e il riposizionamento nella linea di aspirazione di una nuova sezione di filtraggio realizzata ex novo. La progettazione esecutiva è stata riorientata secondo le nuove specifiche emerse dalla riorganizzazione a livello di sistema e di componente.

2 Realizzazione dell'assetto EGR-STEP1 sull'impianto AGATUR

Come già affermato in precedenza, l'incremento della flessibilità operativa rappresenta una delle motivazioni fondamentali che giustificano l'applicazione della tecnologia EGR alle turbine a gas e, in questa prospettiva, risulta di estremo interesse la riduzione del minimo tecnico ambientale delle turbine a gas, unitamente all'incremento dell'efficienza ai carichi parziali. Dal punto di vista delle emissioni, la composizione del fluido di lavoro arricchita in CO₂ rappresenta una possibile soluzione per la riduzione degli NO_x in tutto il dominio di funzionamento della macchina, tuttavia tale soluzione di per se non comporta alcun miglioramento dell'efficienza ai bassi carichi che, al contrario, risulta compromessa dall'incremento della potenza assorbita dagli ausiliari, segnatamente la soffiante di estrazione della portata di ricircolo dalla sezione di scarico dell'impianto e la potenza necessaria al raffreddamento della stessa. Tuttavia, ciò che messo in questi termini rappresenta un problema, si può trasformare nell'opportunità di controllare la temperatura di aspirazione del compressore e, nello specifico, di aumentarla ai bassi carichi contribuendo alla ulteriore riduzione del minimo tecnico. In altri termini, la sezione di cooling dei fumi da ricircolare può essere utilizzata per modulare la temperatura di aspirazione, portandola al valore minimo consentito dallo scambio termico quando l'impianto produce alla massima potenza e aumentandola ai carichi parziali con l'obiettivo di ridurre la portata massica aspirata dal compressore, incrementando la capacità modulante consentita dall'IGV (figura 1). La maggiore capacità di modulazione in termini di portata massica aspirata consente di ampliare il dominio di funzionamento della turbina a gas con la TIT al valore nominale e, quindi, di appiattire la curva dell'efficienza rendendola meno sensibile alle variazioni del carico elettrico (figura 2). Dal punto di vista progettuale, l'assunzione della temperatura di aspirazione quale ulteriore grado di libertà, ha comportato la revisione delle specifiche di progettazione a livello di sistema, con un significativo

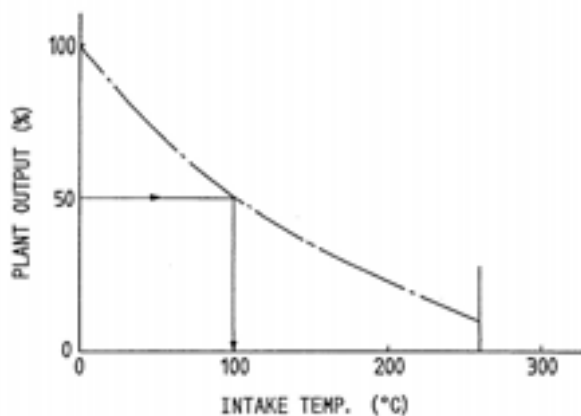


Figura 1. Potenza elettrica generata da un CCGT 1+1 al variare della T_1 per effetto dell'EGR mantenendo costante la TIT [6].

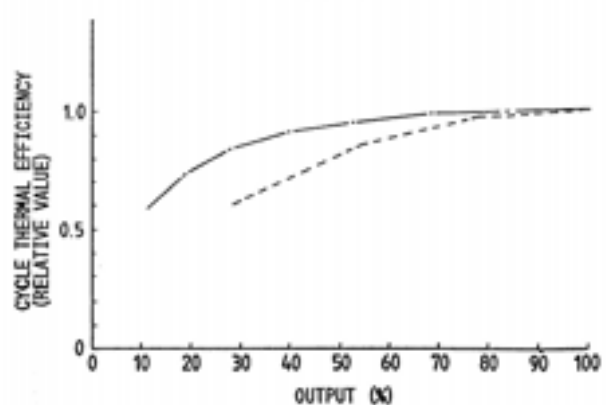


Figura 2. Efficienza normalizzata di un CCGT 1+1 al variare della potenza elettrica generata mantenendo costante la TIT (curva tratto-punto) e con TIT variabile (curva tratteggiata) [6].

mutamento in termini di target operativo dell'impianto, che risulta più decisamente orientato verso la dimostrazione della flessibilità operativa dei turbogas in assetto EGR. In ogni caso, la revisione delle specifiche non ha minimamente intaccato la vocazione "capture ready" del sistema. La progettazione a livello componente è stata rivista di conseguenza: è stata aggiunta una nuova sezione di filtraggio del fluido di lavoro posizionata lungo la linea di aspirazione a monte della microturbina, che sostituisce la sezione di filtraggio standard della macchina. L'aggiunta della nuova sezione di filtraggio sostanzialmente non comporta costi aggiuntivi, perché consente di evitare la linea di connessione tra l'estrattore dell'aria di raffreddamento della T100 e il vessel.

Nel corso della presente annualità è stata portata a termine la configurazione dei misuratori di portata installati sulle linee di ventilazione del vessel. Le due linee, di diametro differente, sono entrambe dotate di valvole di regolazione e sono state asservite al bilanciamento in pressione del vessel, con riferimento rispettivamente alla linea di diametro inferiore (DN100) e a quella di diametro superiore (DN250). I misuratori di portata sono dei flussimetri V-Cone della McCrometer, basati su una tecnologia consolidata che fornisce il valore della portata in massa tramite una misura di pressione differenziale.

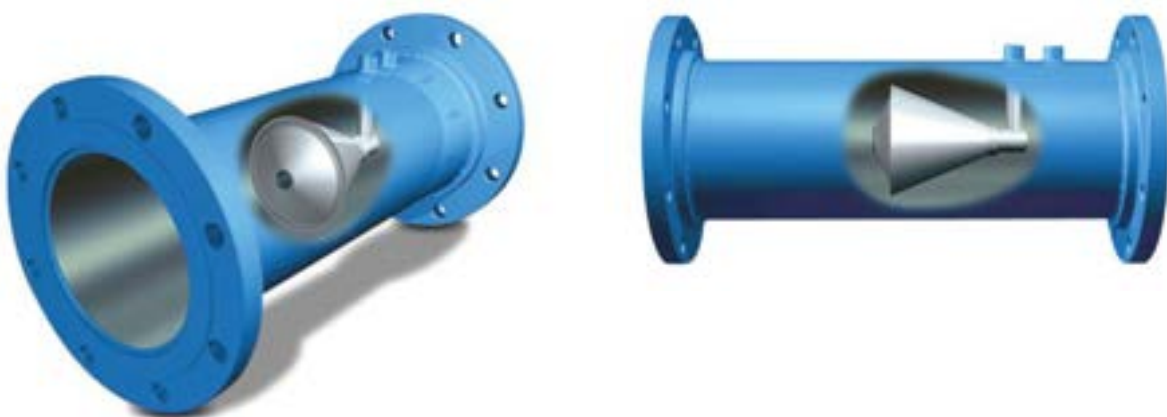


Figura 3. Flussimetro V-Cone della McCrometer.

Il principio di funzionamento del V-Cone è basato sull'inserimento di un cono al centro del tronchetto di misura. Il cono convoglia il fluido dall'asse del tronchetto verso la periferia. La misura della pressione differenziale tra monte e valle del cono viene rilevata da due prese di pressione posizionate rispettivamente una leggermente a monte del cono e l'altra a valle, sull'asse dello stesso cono. La pressione differenziale viene incorporata in una funzione di trasferimento basata sull'applicazione del teorema di

Bernoulli. Noti i parametri termodinamici del fluido, la funzione di trasferimento consente di determinare la portata in massa del fluido che attraversa il tronchetto di misura. Poiché il V-Cone agisce da solo come condizionatore del profilo del flusso è in grado di operare con fluidi di diversa natura, rimanendo affidabile anche in condizioni operative "difficili". La capacità del V-Cone di misurare gas umidi con una certa percentuale di condensa rende questo elemento di misura molto versatile e sensibilmente più preciso della flangia tarata. La funzione di trasferimento per il calcolo della portata volumetrica è data dalla:

$$Q \left(\frac{m^3}{s} \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{mix}}} \cdot \frac{D_m^2 \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \sqrt{\Delta P_{Pascal}} \cdot C_d \cdot Y$$

essendo:

$$\beta = \sqrt{1 - \frac{d^2}{D_m^2}}$$

D = diametro esterno del tubo (m)

d = diametro interno del tubo (m)

ρ_{mix} = densità del fluido/miscela (kg/m^3)

C_d = coeff. di perdita media al metro caratteristico del fluido ($C_d = 0.8362$ per l'aria)

Y = adiabatic expansion factor.

Y è dato dall'espressione:

$$Y = 1 - (0.755 + 6.787 \beta^8) \cdot \frac{\Delta P_{Pascal}}{k P_{Pascal}}$$

essendo:

ΔP_{Pascal} = pressione differenziale (Pa) rilevata dai trasduttori di pressione

$k = \frac{c_p}{c_v}$ rapporto tra i calori specifici alle condizioni termo-bariche (T e P) del flusso.

Raggruppando i termini legati alla geometria e posto che $\frac{\pi}{4} \sqrt{2} = 1.1107$, la portata volumetrica può essere espressa come:

$$Q \left(\frac{m^3}{s} \right) = C^* \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Pascal}}{\rho_{mix}}} \cdot Y$$

essendo:

$$C^* = 1.1107 \cdot \frac{D_m^2 \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot C_d$$

Il valore della portata massica si ottiene dalla relazione:

$$Q \left(\frac{kg}{s} \right) = \rho_{mix} Q \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

pertanto:

$$Q \left(\frac{kg}{s} \right) = C^* \sqrt{\rho_{mix} \Delta P_{Pascal}}$$

La funzione di trasferimento sopra riportata è stata prima implementata nell'applicazione labVIEW® per la supervisione ed il controllo dell'impianto (SS&C). Successivamente, avvalendosi del flussimetro massico installato sulla linea di adduzione dell'aria compressa al vessel, ciascuno dei due V-Cone è stato calibrato separatamente flussando quantità note di aria ricadenti nel dominio di funzionamento dell'impianto. Per miscele di composizione variabile diverse dall'aria, la funzione di trasferimento prevede il calcolo delle variabili termodinamiche sulla base della composizione. Queste informazioni saranno fornite mediante interfacciamento del SS&C con il sistema di analisi gas posto sulla linea di aspirazione.

Con riferimento all'analisi gas, durante la presente annualità sono stati acquisiti da ABB due sistemi da installare rispettivamente sulla linea di aspirazione (SAIN) della turbina a gas e sulla linea di scarico (SOUT). Il SAIN è composto da un analizzatore a microprocessore EL3000, equipaggiato con un sensore URAS26 per la misura di CO e CO₂ e da un sensore MAGNOS 206 per la misura di O₂. Il SOUT a sua volta è composto da un microprocessore AO2000 equipaggiato con un sensore URAS 26 per la misura di CO e NO, un sensore URAS26 per la misura di CO₂ e CH₄, un MAGNOS 206 per la misura di O₂ e un convertitore NO₂/NO.

3 Validazione del simulatore dinamico della μ GT Turbec T100

Nelle annualità precedenti è stato implementato in ambiente ChemCAD® un modello dinamico della μ GT Turbec T100. In estrema sintesi, il modello è stato realizzato a partire dalle mappe di funzionamento delle turbomacchine della μ GT. Le mappe, memorizzate in files DAT opportunamente formattati, vengono letti da una routine implementata nell'ambiente Visual Basic for Applications (VBA) incorporato in ChemCAD. La routine accoppia il calcolo della "termodinamica" svolto dal solutore ChemCAD con un modello di ottimizzazione che risolve il "flow-matching" e il "work-matching" sulla base delle mappe delle turbomacchine. Il modello "fisico" così composto viene risolto rispetto al tempo con un approccio quasi-statico. Al modello "fisico" è stato sovrapposto un modello del sistema di controllo che sostanzialmente ha in carico la modellazione della risposta dinamica della μ GT. La formulazione del modello di controllo reale non è nota, pertanto la modellazione è stata eseguita osservando la risposta della μ GT quando sottoposta a specifiche condizioni di stimolo e analizzando i dati di esercizio ottenuti dalle numerose sessioni sperimentali effettuate con le due microturbine in dotazione al Laboratorio. Il modello così implementato, tuttavia, per quanto dipendente dal tempo, non può andare oltre la caratteristica "meccanica" della μ GT, ma nulla può dirci sulla caratteristica "elettrica" risultante dall'accoppiamento dinamico tra la macchina termica e il generatore elettrico. L'approccio "meccanico" risolve brutalmente il problema imponendo l'efficienza elettrica del generatore che, tuttavia, rimane un'informazione eccessivamente "sintetica" e consente di ottenere un'aderenza del modello solo parziale. D'altra parte si può osservare che la caratteristica "elettrica" della μ GT è certamente influenzata e, in ultima analisi, determinata dal sistema di controllo, il quale può esercitare la sua influenza basandosi esclusivamente sulle grandezze che è in condizione di monitorare. Volendo verificare l'ipotesi appena enunciata, non rimane che individuare le grandezze che hanno certamente influenza sulla caratteristica "elettrica" della μ GT e che, contemporaneamente, rientrano nel dominio dei parametri monitorabili dal sistema di controllo. A tal fine, si è ipotizzata una formulazione della caratteristica "elettrica" della μ GT rispondente ai requisiti sopra menzionati, espressa secondo la seguente:

$$P_{el-CS} = \varphi(T_1, T_4, \omega) \quad (1)$$

dove a primo membro compare la potenza elettrica "condizionata" dal sistema di controllo, ottenibile secondo una funzione, al momento ignota, della temperatura di aspirazione T_1 , della temperatura di scarico turbina T_4 e della velocità angolare ω dell'unico albero della macchina. Si può notare che tutte le grandezze racchiuse in parentesi sono parametri che il sistema di controllo è certamente in condizione di monitorare e che, volendo osservare l'espressione con un approccio termodinamico, tutte e tre le grandezze sono rappresentative di altrettante velocità notevoli esprimibili come:

$$\sqrt{kRT_1}, \sqrt{kRT_4}, \omega$$

In ogni caso, l'espressione (1) rimane comunque inutile fin quando non si sarà ricavata la forma esplicita di φ . A tal fine, perseguire la via sperimentale è di fatto impraticabile sia per l'elevato numero di esperimenti necessari, sia per la sostanziale impossibilità di controllare singolarmente tutte le variabili in gioco. Si è deciso quindi di tentare la costruzione di un raggruppamento adimensionale e di verificare l'eventuale correlazione diretta tra il raggruppamento e la potenza elettrica generata. Il gruppo individuato è stato denominato C^* ed è un raggruppamento adimensionale rappresentativo delle tre velocità citate in precedenza:

$$C^* = \frac{RPM\% \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{T_1}} \tag{2}$$

$RPM\%$ indica la velocità angolare espressa in % del massimo numero di RPM (70000). Una volta costruito il gruppo è stata verificata l'eventuale correlazione con la potenza elettrica, correlazione che è risultata lineare in ogni condizione di funzionamento di entrambe le T100 presenti nel laboratorio. L'espressione risultante assume la forma:

$$P_{el} = aC^* + b \tag{3}$$

Vale la pena notare che il gruppo C^* , composto esclusivamente da variabili termodinamiche, inserito in una semplice espressione lineare consente di modellare compiutamente la caratteristica "elettrica" della μGT .

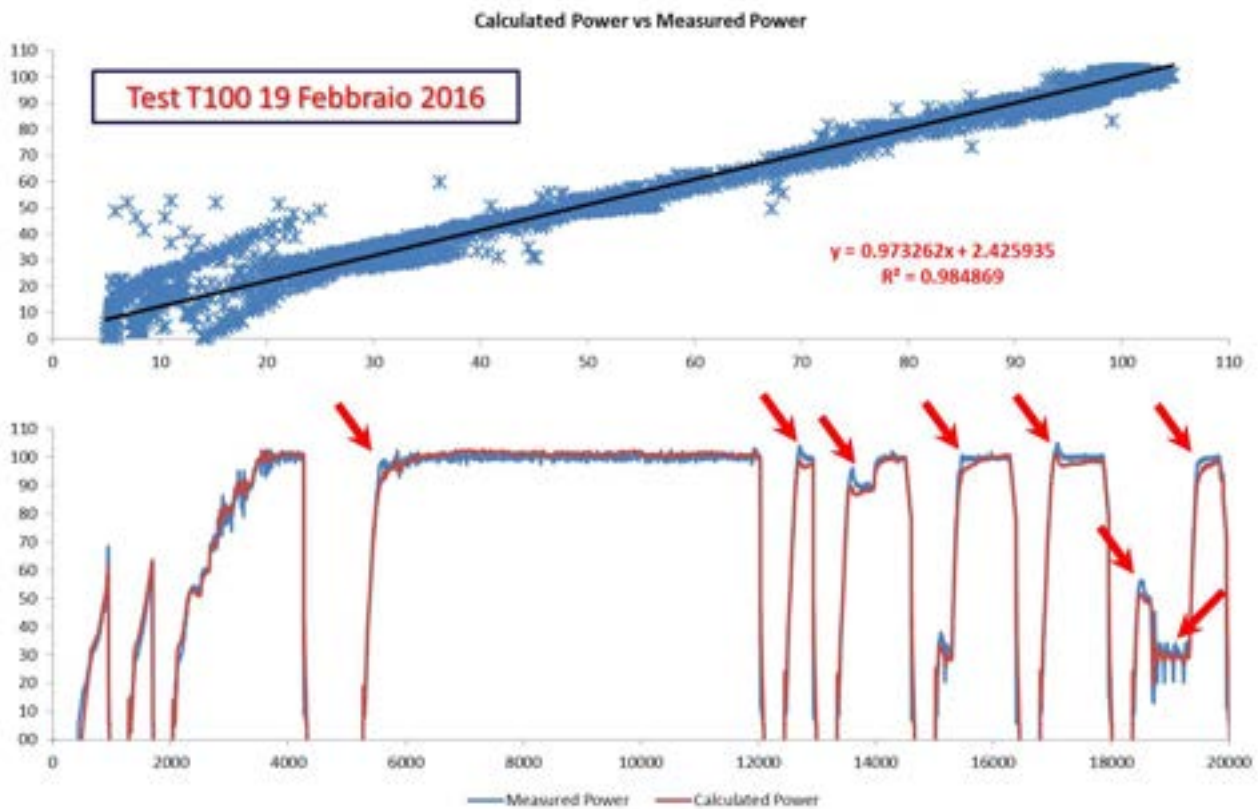


Figura 4. In basso, confronto tra la potenza elettrica generata dalla Turboc T100 (curva in blu) e la potenza elettrica calcolata (curva in rosso) mediante la funzione basata sul gruppo adimensionale C^* . Il modello è efficace ma risulta meno aderente ai transitori "veloci" della potenza elettrica. In alto, correlazione tra i valori calcolati e misurati della potenza elettrica generata dalla T100. La funzione di trasferimento è chiaramente lineare rispetto al gruppo C^* .

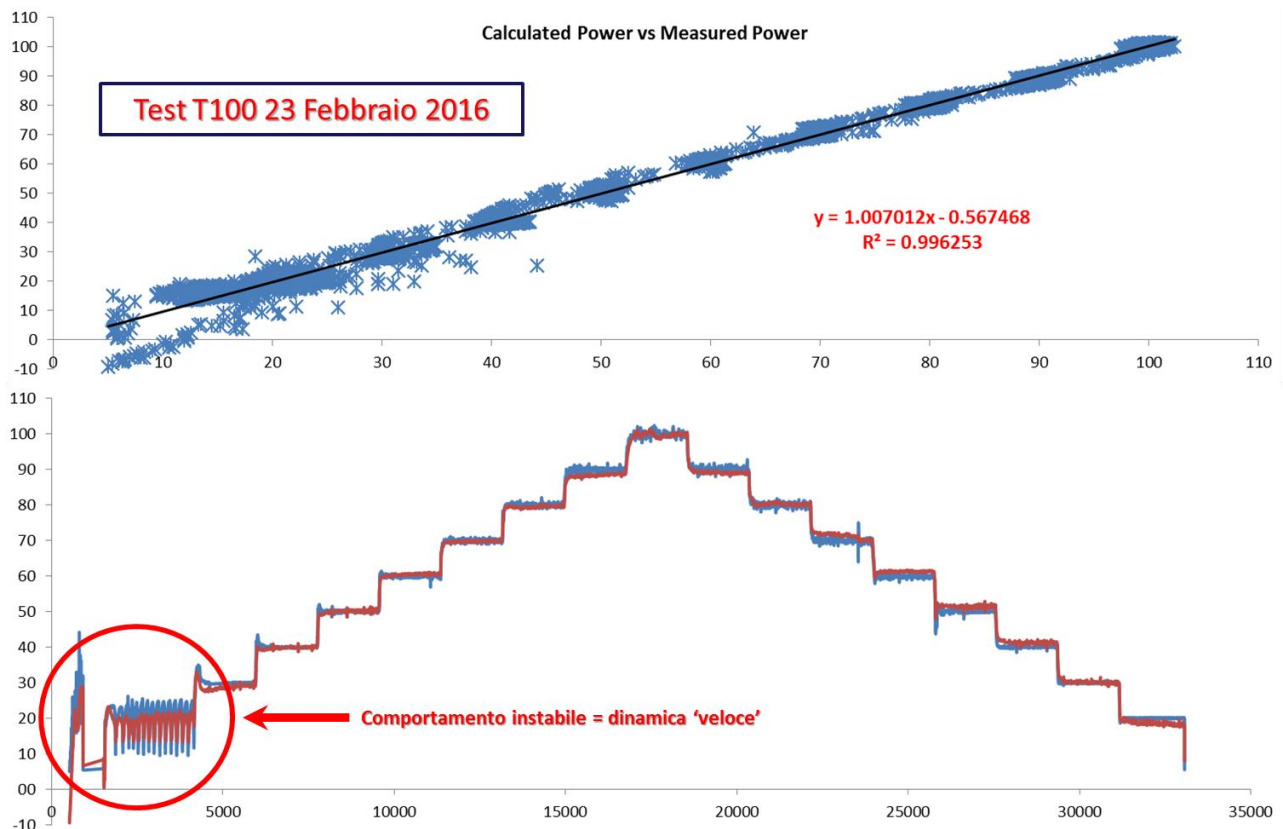


Figura 5. In basso, confronto tra la potenza elettrica generata dalla Turbec T100 (curva in blu) e la potenza elettrica calcolata (curva in rosso) mediante la funzione basata sul gruppo adimensionale C^* . Il modello è efficace ma risulta meno aderente ai transitori "veloci" della potenza elettrica dovuti al funzionamento instabile della macchina. In alto, correlazione tra i valori calcolati e misurati della potenza elettrica generata dalla T100. La funzione di trasferimento è chiaramente lineare rispetto al gruppo C^* .

Nonostante la buona aderenza e la semplicità applicativa del modello, si è voluto indagare sulle possibili motivazioni che lo rendono meno efficace durante il comportamento instabile della macchina. Osservando la reazione del sistema di controllo quando la μGT è soggetta ad instabilità di funzionamento, si è notato che oltre alle grandezze introdotte nel gruppo C^* , interviene un'altra grandezza che il sistema di controllo utilizza per stabilizzare la macchina. Si tratta nello specifico della tensione al DC-Link, ovvero la tensione alla sbarra in continua che funge da interfaccia tra il raddrizzatore e l'inverter. Nello specifico si è osservato che il sistema di controllo modifica la tensione al DC-Link con l'obiettivo di variare rapidamente la coppia all'albero e di conseguenza modificare o stabilizzare rapidamente la velocità angolare. Questo tipo di regolazione in effetti ben si adatta a stabilizzare la macchina nei transitori rapidi. D'altra parte, il modello fin qui proposto, riproduce efficacemente il comportamento "medio" della macchina, mentre risulta poco efficace nei transitori rapidi. Sulla base di quanto osservato si è ipotizzato che la formulazione lineare (3) potesse essere interpretata come la "componente statica" della potenza generata, attribuendo alla variazione della tensione al DC-Link la "componente dinamica" della potenza elettrica. Si è pertanto tentata una correzione alla formulazione (3) con l'introduzione della tensione al DC-Link nell'espressione che è stata quindi riscritta nella forma:

$$P_{el} = aC^* + b + \Delta V \cdot I \quad (4)$$

essendo ΔV la tensione al DC-Link e I la corrente che fluisce nella sbarra. Per verificare quanto affermato dalla (4) sono stati utilizzati dei dati di esercizio con una finestra temporale sufficientemente ampia durante la quale la μGT esibisce un comportamento marcatamente instabile. La serie dati doveva inoltre

comprendere l'acquisizione relativa ai valori della tensione al DC-Link. La serie recuperata, oltre ad esporre le caratteristiche sopra menzionate, è stata ottenuta dall'esercizio di una μ GT T100 di assetto impiantistico sensibilmente diverso rispetto a quello della T100 cui si riferiscono i dati delle figure 4 e 5. Ciò, tra l'altro, comporta una più ampia generalizzazione del modello.

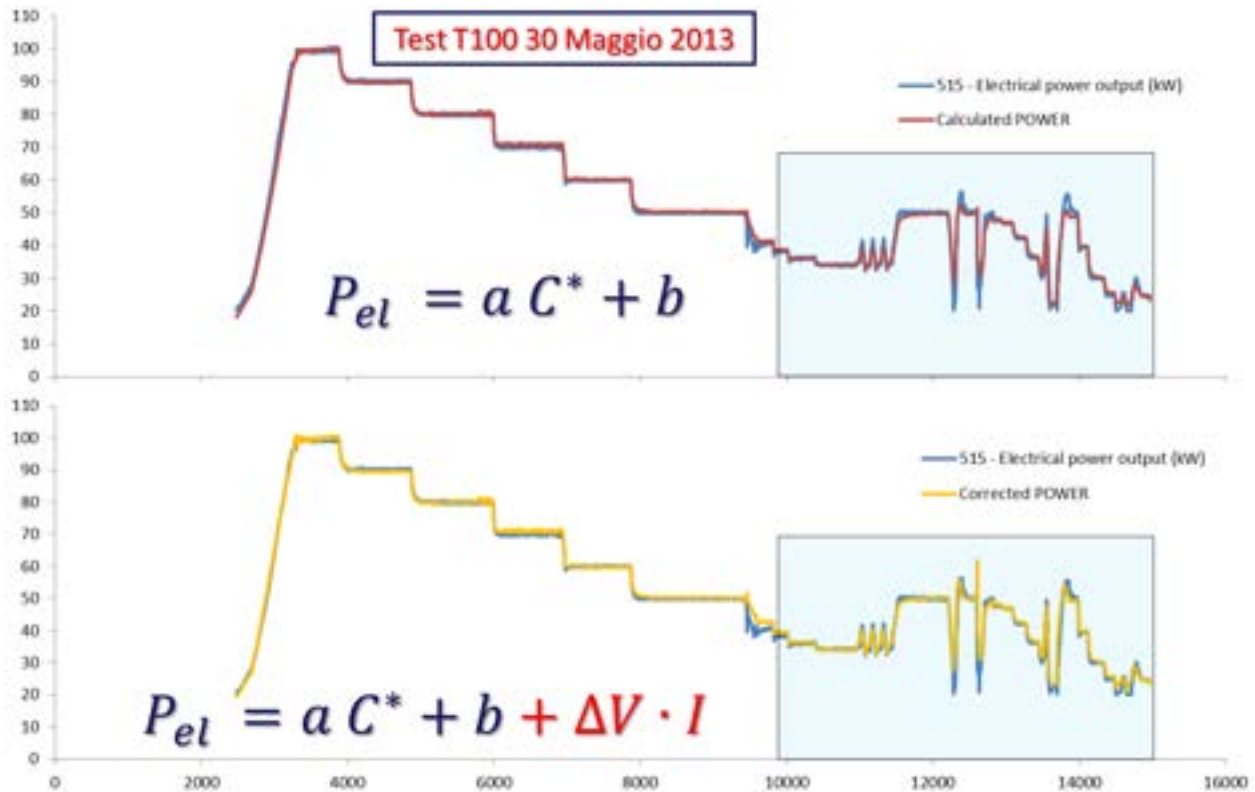


Figura 6. In alto il confronto tra la potenza elettrica rilevata (curva in blu) e la potenza elettrica calcolata (curva in rosso). L'espressione utilizzata non include la tensione al DC-Link. Come nei casi precedenti, il modello è efficace ma è meno aderente nei transitori veloci. In basso lo stesso confronto effettuato utilizzando il modello con l'espressione che include la tensione al DC-Link. L'espressione corretta è chiaramente più efficace nel modellare i transitori.

Osservando le figure 6 e 7, appare evidente la maggior efficacia del modello corretto con la tensione al DC-Link. L'ipotesi esposta secondo la formulazione (4) risulta confermata dal confronto tra i dati calcolati e i dati rilevati, con particolare riferimento agli episodi di funzionamento instabile della μ GT. Per quanto attiene alla conoscenza degli Autori, l'approccio modellistico adottato non ha precedenti in letteratura.

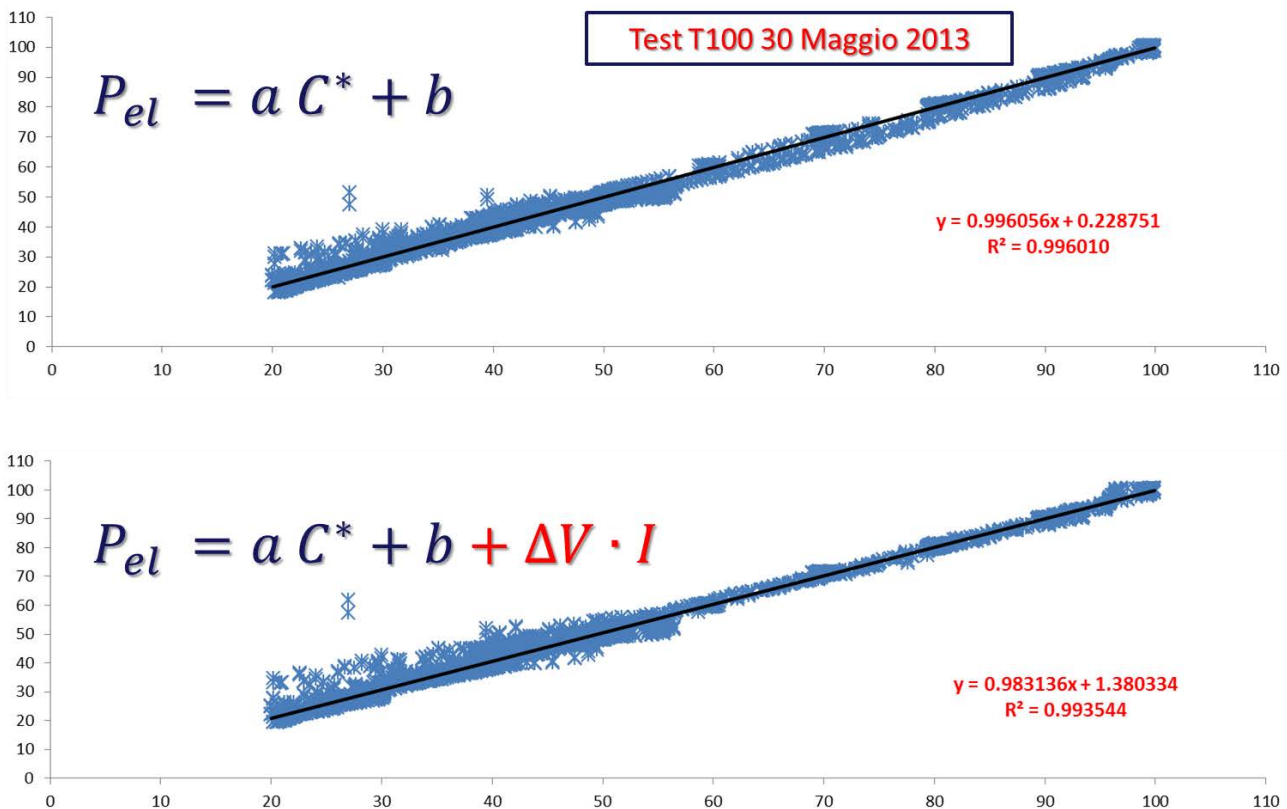


Figura 7. Confronto tra la correlazione della potenza elettrica rilevata con l'omologa calcolata mediante il modello senza correzione (in alto) e con la correzione (in basso). Confrontando il coefficiente di correlazione e l'interpolazione ai minimi quadrati nei due casi, si può osservare che il modello senza correzione (in alto) è maggiormente correlato. Tuttavia la correlazione rimane più che accettabile anche nel caso corretto, che a differenza del precedente, riesce a riprodurre con efficacia anche i transitori rapidi durante il funzionamento instabile della macchina.

4 Implementazione del sistema di supervisione e controllo

Nel corso di questa annualità è stata avviata l'implementazione delle strategie di controllo dell'impianto AGATUR in assetto EGR-STEP1. A tal fine è in corso di realizzazione un sistema di supervisione e controllo (SS&C) realizzato in ambiente LabVIEW®. Il SS&C sarà accoppiato con il DCS (Distributed Control System) Eurotherm® presente sull'impianto e integrerà le sequenze di controllo automatizzate, l'acquisizione dati e l'interfaccia grafica di riferimento per l'operatore. A ciò si aggiunge la gestione simultanea dei dati provenienti dall'impianto reale e dal simulatore dell'impianto AGATUR. Quest'ultima caratteristica consente nell'immediato di implementare le sequenze di controllo e testarle sul simulatore. Esaurita la fase di testing delle sequenze di controllo, la gestione simultanea degli impianti reale e virtuale non verrà abbandonata, verrà al contrario finalizzata alla realizzazione di un "sensore inferenziale" che sfruttando la capacità del simulatore di calcolare la performance dinamica dell'impianto in frazioni 1/n del tempo reale, consentirà con utile anticipo di ottenere la previsione degli effetti delle singole manovre effettuate sull'impianto, contestualmente all'esercizio dello stesso. Attualmente la performance del modello numerico della sola μ GT si attesta a $2 < n < 5$, tuttavia il valore atteso di n per il modello numerico dell'intero impianto AGATUR sarà con ogni probabilità ridimensionato attestandosi presumibilmente a $n \geq 2$, valore comunque significativo per una previsione di performance efficace.

L'interfacciamento tra il SS&C e il simulatore è stato realizzato utilizzando due file Excel, rispettivamente in lettura e scrittura. Il foglio Excel "Read" raccoglie le variabili, predisposte sul progetto, che indicano il valore di una specifica grandezza simulata o letta dalla strumentazione dell'impianto. Il foglio "Write" contiene i valori dei SETpoint delle grandezze operative dell'impianto. Anche in questo caso, le grandezze hanno una

versione reale, scritta sul DCS dell'impianto, e un'omologa virtuale che viene scritta sul simulatore. Il SS&C gestisce tramite la medesima interfaccia i dati in lettura e scrittura dell'impianto reale e dell'impianto virtuale. Il vantaggio di un'applicazione di questo tipo consiste nella disponibilità di una risposta simulata ad una sollecitazione reale, con un anticipo temporale sufficiente a prevedere e correggere eventuali manovre o semplicemente a valutare il possibile esito di una manovra prima di attuarla sull'impianto reale. L'interfaccia del SS&C si compone di sei schermate (figura 8):

1. schermata "Sinottico": visualizza i dati di SETpoint ed uno schema semplificato dell'impianto.
2. schermata "Agatur": visualizza e grafica i dati relativi alle variabili dell'impianto reale AGATUR.
3. schermata "Agatur Simulation": visualizza e grafica i dati relativi alle variabili dell'impianto AGATUR simulato.
4. schermata "TURBEC": visualizza e grafica i dati relativi alle variabili della sola T100.
5. schermata "TURBEC Simulation": visualizza e grafica i dati relativi alle variabili della sola T100 simulata.
6. schermata "Status": visualizza la situazione relativa al PC (quantità disponibile RAM, quantità disponibile hard Disk, etc).

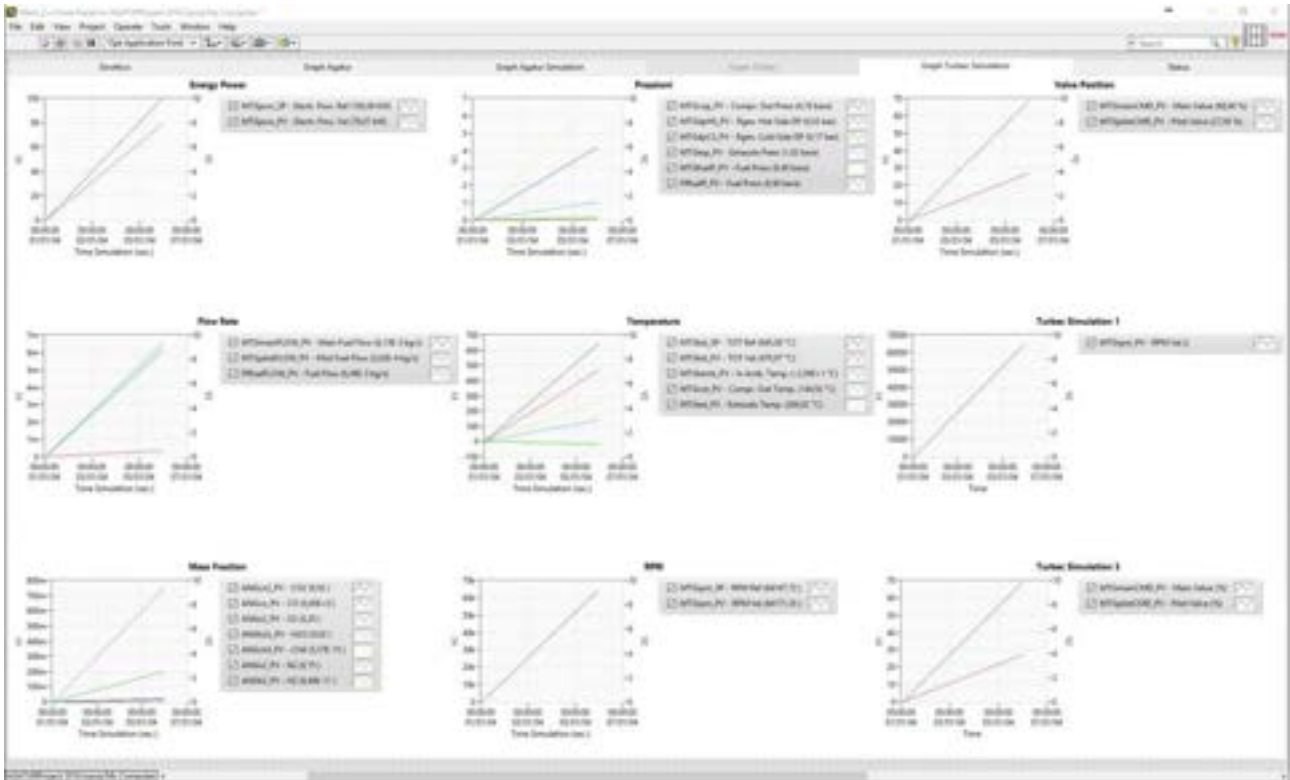


Figura 8. Pannello di controllo del sistema di supervisione e controllo (SS&C).

5 Conclusioni

La riconfigurazione della specifica di sistema e il conseguente inserimento della temperatura di aspirazione quale ulteriore grado di libertà per la gestione operativa del ciclo turbogas in assetto EGR, aumenterà notevolmente le potenzialità dell'impianto AGATUR. L'assetto operativo individuato consentirà di valutare l'applicazione della tecnologia EGR ai turbogas in tutti i suoi aspetti, dalla riduzione delle emissioni di NOx all'incremento della flessibilità operativa, alla riduzione del minimo tecnico ambientale. L'efficacia dimostrata dal simulatore validato nella presente annualità, consente di disporre di un potente strumento di calcolo, che avrà ricadute positive sia nella fase progettuale che nella fase operativa dell'impianto.

6 Riferimenti bibliografici

- [1] Tanaka Y. et al., "Development of Low NOx Combustion System with EGR for 1700°C-class Gas Turbine", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 1, 2013
- [2] S. Scalari, "Adapting Gas-Power Generation to New Role in Low-Carbon Energy Systems", Enel Ingegneria e Ricerca SpA, 2014.
- [3] RSE SpA, "Energia Elettrica, anatomia dei costi", Editrice Alkes, 2014.
- [4] N.Kumar, "Power Plant Cycling Costs", NREL, 2012
- [5] C. Botero, "Redesign, Optimization and Economic Evaluation of a Natural Gas Combined Cycle with the Best Integrated Technology CO₂ Capture", Energy Procedia, 2009
- [6] Utamura M. et al., "Gas Turbine Exhaust Recirculation Method and Apparatus", Patent US 6,202,400 B1, 2001