



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA LOTTA ALLA CONTRAFFAZIONE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102010901878296
Data Deposito	06/10/2010
Data Pubblicazione	06/04/2012

Classifiche IPC

Titolo

METODO DI CONTROLLO PER RAFFREDDARE UNO STADIO DI TURBINA IN UNA TURBINA A GAS

DESCRIZIONE

del brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"METODO DI CONTROLLO PER RAFFREDDARE UNO STADIO DI TURBINA
IN UNA TURBINA A GAS"

di ANSALDO ENERGIA S.P.A.

di nazionalità italiana

con sede: VIA NICOLA LORENZI, 8

GENOVA (GE)

Inventori: BOZZI Luca, MANTERO Marco, BONZANI Federico

La presente invenzione è relativa ad un metodo di controllo per raffreddare uno stadio di turbina in una turbina a gas, come definito dal preambolo della rivendicazione 1.

EP1084327 descrive un metodo di controllo per fare fluire aria di raffreddamento da un compressore verso le pale statoriche e rotoriche di un dato stadio di turbina. L'aria di raffreddamento attraversa le pale statoriche e l'anello interno dello statore, entra nel rotore dello stesso stadio, e attraversa, infine, le pale rotoriche. Una valvola, posta a monte dello statore, regola la portata dell'aria di raffreddamento ed è azionata da una unità di controllo, la quale opera in anello chiuso sulla base di un segnale proveniente da un sensore di pressione disposto all'uscita della valvola stessa. Il metodo di controllo

descritto prevede che l'unità di controllo regoli la portata di aria di raffreddamento in modo da mantenere la pressione misurata dal sensore ad un valore prefissato.

Questa strategia di controllo non risulta soddisfacente, in quanto non sembra tenere in considerazione la potenza o carico erogato dalla turbina e non consente di regolare in maniera ottimale il consumo di aria di raffreddamento. Ad esempio, se il consumo di aria di raffreddamento diventa eccessivo, a carichi elevati la diminuzione della portata di aria comburente potrebbe provocare un aumento della temperatura in camera di combustione e di conseguenza un aumento delle emissioni di ossidi di azoto, che sono indesiderate.

Viceversa, a bassi carichi, una eccessiva riduzione di aria di raffreddamento potrebbe causare una diminuzione della temperatura in camera e quindi un aumento di emissioni di monossido di carbonio e di particolato.

Scopo della presente invenzione è quello di fornire un metodo di controllo per raffreddare uno stadio di turbina in una turbina a gas, il quale consenta di risolvere in maniera semplice ed economica i problemi sopra esposti e, in particolare, consenta di ottimizzare la portata di aria di raffreddamento per diverse condizioni operative.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di controllo per raffreddare uno stadio di turbina in una

turbina a gas, come definito dalla rivendicazione 1.

Il metodo di controllo oggetto dell'invenzione permette di ottimizzare il consumo di aria di raffreddamento, ottenere un miglior rendimento ed un aumento della potenza a carichi elevati, e minor emissioni ai carichi ridotti.

Inoltre, il metodo di controllo oggetto dell'invenzione mantiene il quantitativo di aria di raffreddamento ad un livello minimo indispensabile per garantire l'integrità delle parti termicamente sollecitate della turbina, anche nel caso in cui lotti di pale non presentino un curva di consumo dell'aria conforme a quanto prescritto nelle specifiche di progetto. Si deve anche tenere in considerazione che la curva di consumo dell'aria varia all'aumentare delle ore di esercizio a cui è stata sottoposta la pala a causa del degrado del componente; il metodo di controllo proposto implementa strategie di controllo capaci di tenere in considerazione anche questo fenomeno mantenendo, agli alti carichi, il quantitativo di aria secondaria ad un livello minimo indispensabile.

Inoltre, il metodo di controllo proposto si presta ad eventuali "upgrade", senza dover effettuare modifiche strutturali dei circuiti di aria secondaria, ma variando semplicemente le logiche di controllo.

Infine, rispetto al brevetto EP1084327, la strategia

elaborata prevede un controllo sulla temperatura di esercizio dei componenti (pale rotoriche e statoriche della turbina) che, impedendo il raggiungimento di temperature eccessive, garantisce una miglior affidabilità ed una vita più lunga delle parti termicamente sollecitate (pale statoriche e rotoriche).

L'invenzione verrà ora descritta con riferimento ai disegni annessi, che ne illustrano un esempio di attuazione non limitativo, in cui:

- la figura 1 illustra schematicamente una turbina a gas in cui viene implementata una preferita forma di attuazione del metodo di controllo per raffreddare uno stadio di turbina secondo la presente invenzione;
- la figura 2 illustra, parzialmente e con parti in sezione, un dettaglio dello stadio di turbina raffreddato secondo il metodo di controllo della presente invenzione;
- la figura 3 è uno schema a blocchi che mostra alcune fasi del metodo di controllo; e
- le figure 4 e 5 mostrano grafici relativi a rispettive fasi del metodo di controllo.

In figura 1, con 1 è indicato una turbina a gas (schematicamente illustrato) comprendente un compressore 2, un bruciatore 3 ed una turbina 4 di alta pressione. Il compressore 2 riceve aria attraverso un ingresso 6 e ha una

uscita 7 collegata ad un ingresso 8 del bruciatore 3. Il bruciatore 3 riceve combustibile tramite una linea 10 e ha un'uscita 11 collegata ad un ingresso 12 della turbina 4.

Con riferimento alla figura 2, la turbina 4 si estende lungo un asse 13 (fig. 1) e ha un condotto 15 anulare (parzialmente illustrato) definito esternamente da una struttura anulare fissa ed internamente da un mozzo 17 calettato su un albero 18 rotante (fig. 1), che aziona il compressore 2 e, in genere, anche un alternatore 19. I gas combusti, nel condotto 15, incontrano una pluralità di stadi 20 in successione, solo uno dei quali è parzialmente illustrato. La descrizione che segue, per semplicità, fa riferimento a tale stadio 20, fermo restando che gli altri stadi hanno caratteristiche analoghe.

Lo stadio 20 è costituito da uno statore 21 e da un rotore 22. Il rotore 22 comprende una schiera di pale 24, le cui estremità radiali interne sono fissate ad una porzione 25 anulare esterna del mozzo 17 tramite un ancoraggio protetto da una piastra 26 anulare, che si estende trasversalmente all'asse 13.

Lo statore 21 comprende una schiera di pale 28, le cui estremità sono fissate, all'esterno, ad una porzione 30 (schematicamente illustrata) della struttura anulare fissa e, all'interno, ad un anello 31 affacciato assialmente alla piastra 26.

La porzione 30 e l'anello 31 definiscono rispettivi condotti 32,33 anulari, i quali comunicano tra loro tramite canali 34 (schematicamente illustrati) realizzati nelle pale 28. Il condotto 32 riceve aria in pressione tramite una linea 35 di alimentazione (schematicamente illustrata), la quale è collegata ad un punto 36 di spillamento in uno stadio intermedio del compressore 2 (fig. 1), per cui la pressione dell'aria fornita dal punto di spillamento 36 è inferiore alla pressione P_{comp} dell'aria comburente allo scarico del compressore 2. L'aria spillata e fornita dalla linea 35 viene utilizzata per raffreddare lo statore 21 e, preferibilmente, anche il rotore 22 e come aria di sigillo. In particolare, l'aria di raffreddamento per i vari stadi 20 è alimentata tramite rispettive linee (non illustrate) a pressioni diverse tra loro.

L'estremità radiale interna dell'anello 31 è accoppiata al mozzo 17 tramite una tenuta 38, la quale preferibilmente comprende una tenuta a labirinto ed una tenuta a spazzola. Lungo l'anello 31, le estremità assiali dello statore 21 sono accoppiate al mozzo 17, da un lato, e alla piastra 26, dall'altro lato, tramite rispettive tenute 41,42 a labirinto. Per ciascuna delle pale 28, l'anello 31 ha due serie di fori 43,44 contrapposti, i quali mettono in comunicazione il condotto 33, rispettivamente, con una cavità 45 anulare tra le tenute 38 e 41 e con una cavità 46

anulare tra le tenute 38 e 42. In particolare, i fori 44 sono rivolti verso la piastra 26 e hanno una inclinazione tale da fornire al flusso d'aria una componente di "swirl" tale da massimizzare la pressione e minimizzare la temperatura totale relativa del flusso d'aria verso la pala 24 rotorica.

L'aria dalla cavità 45 attraversa le tenute 41 per svolgere una funzione di sigillo. L'aria dalla cavità 46, in parte, attraversa la tenuta 42 per svolgere una funzione di sigillo e, in parte, attraversa una pluralità di fori 50 realizzati nella piastra 26 ed entra poi in canali 51 (schematicamente illustrati) realizzati nella porzione 25 e nelle pale 24 per raffreddare il rotore 22.

I condotti 32 e 33, i canali 34 e 51, le cavità 45 e 46 ed i fori 43, 44 e 50 pertanto costituiscono parte di un circuito 55 di raffreddamento, che inizia dall'uscita della linea 35 e termina nel condotto 15, attraverso le tenute 41,42 ed attraverso le uscite dei canali 34,51 realizzate nelle pale 24,28. La portata dell'aria di raffreddamento nel circuito 55 è regolata da una valvola 56, la quale è disposta lungo la linea 35, oppure nella porzione 30, ed è azionata da una unità 57 elettronica di comando e controllo.

La strategia di controllo implementata dall'unità 57 regola il grado di apertura della valvola 56 in risposta ai

seguenti parametri:

- la pressione p_{0aria} dell'aria di raffreddamento misurata in ingresso al circuito 55 da un sensore 58 (schematicamente illustrato);
- la pressione p_{comp} dell'aria comburente misurata allo scarico del compressore 2 da un sensore 59 (schematicamente illustrato);
- la temperatura $T_{ariarot}$ dell'aria di raffreddamento misurata in uscita dallo statore 21 o in ingresso al rotore 22 da un sensore 60 (schematicamente illustrato);
- il carico o potenza P erogata dalla turbina 4, in particolare determinata in base alla lettura della potenza su morsetti dell'alternatore 19;
- la temperatura T_{gas} dei gas allo scarico della turbina 4, misurata tramite un sensore 61 (schematicamente illustrato).

In particolare, la pressione p_{0aria} viene misurata nel condotto 32, e la temperatura $T_{ariarot}$ viene misurata nel condotto 33 oppure nella cavità 46.

Altre grandezze che vengono misurate per controllare il funzionamento della turbina a gas 1 sono:

- la temperatura dell'aria allo scarico del compressore 2;
- la temperatura T_{aria} dell'aria di raffreddamento in

ingresso al circuito 55 dello stadio 20, ossia nel condotto 32, in modo da calcolare il riscaldamento dell'aria di raffreddamento a cavallo delle pale 28 come differenza ($T_{aria} - T_{ariarot}$);

- la pressione dell'aria di raffreddamento in uscita dallo statore 21, ossia nel condotto 33, in modo da calcolare la perdita di pressione a cavallo delle pale 28;
- la pressione e la temperatura ambiente;
- la pressione dei gas all'uscita 11 del bruciatore 3, in modo da calcolare la perdita di pressione Δp_{cc} tra ingresso 8 ed uscita 11 del bruciatore 3.

Secondo un aspetto dell'invenzione, il grado di apertura della valvola 56 viene regolato in funzione del rapporto calcolato tra la pressione p_{0aria} , rilevata dal sensore 58, e la pressione p_{comp} . In questo modo, è possibile ottenere un desiderato rapporto di espansione β nel circuito 55 e quindi una desiderata portata in massa dell'aria di raffreddamento.

Infatti, il rapporto di espansione β è uguale al rapporto tra la pressione p_{0aria} e la pressione di scarico dell'aria di raffreddamento del circuito 55, ossia la pressione p_{gas} dei gas combusti nel condotto 15 nello stadio 20 raffreddato preso in considerazione. A sua volta, approssimativamente la pressione p_{gas} è proporzionale alla

pressione p_{Tin} dei gas combusti all'ingresso 12 tramite una quantità (cost). Assumendo che la curva di espansione della turbina non cambi al variare del carico, tale quantità dipende dalla perdita di pressione dei gas lungo il condotto 15, per cui cambia in base allo stadio considerato ma, per ciascuno stadio raffreddato, si può assumere circa costante al variare del carico P erogato dalla turbina 4.

La pressione p_{Tin} , a sua volta, è approssimativamente pari alla differenza tra la pressione p_{comp} e le perdite di pressione Δp_{cc} nella camera di combustione del bruciatore 3:

$$p_{gas} = cost * p_{Tin} = cost * (p_{comp} - \Delta p_{cc})$$

Il grado di apertura della valvola 56 viene regolato dall'unità 57 in anello chiuso per mantenere il rapporto (p_{0aria} / p_{comp}) uguale ad un valore di obiettivo o setpoint, per cui:

$$\begin{aligned} \beta &= p_{0aria} / p_{gas} = (setpoint * p_{comp}) / (cost * (p_{comp} - \Delta p_{cc})) = \\ &= (setpoint / cost) * (1 / (1 - \Delta p_{cc} / p_{comp})) = \\ &= setpoint * (1/cost) * (1 / (1 - \Delta p_{cc\%})) \end{aligned}$$

dove $\Delta p_{cc\%}$ indica le perdite percentuali in camera di combustione e ha una variazione estremamente contenuta al variare del carico P per un dato bruciatore, per cui si può considerare sostanzialmente costante. Perciò, in conclusione, il rapporto di espansione β del circuito 55 di raffreddamento risulta, in prima approssimazione,

direttamente proporzionale al valore di obiettivo che viene impostato dall'unità 57 per il rapporto (p_{0aria} / p_{comp}).

La portata in massa ridotta dell'aria di raffreddamento è correlata tramite una funzione biunivoca $f(\beta)$ al rapporto di espansione β , per cui l'unità 57, impostando il suddetto valore di obiettivo o setpoint, imposta indirettamente la portata in massa ridotta ad un valore costante.

Tenere costante il rapporto di espansione β e, quindi, la portata in massa ridotta ha l'effetto di mantenere la portata in massa dell'aria di raffreddamento proporzionale al rapporto tra la pressione p_{0aria} e la temperatura T_{aria} dell'aria di raffreddamento in ingresso al circuito 55 e, quindi, alla densità dell'aria, che è direttamente legata al livello di pressurizzazione nella turbina a gas 1, definito dalla pressione p_{comp} .

In particolare, la portata in massa ridotta è:

$$\dot{m}_{aria}^{ridotta} = \frac{\dot{m}_{aria} [kg/s] \cdot \sqrt{T_{aria}}}{p_{0aria}} = f(\beta)$$

Pertanto:

$$\dot{m}_{aria} [kg/s] = \frac{P_{0aria}}{\sqrt{T_{aria}}} \cdot f(\beta) = k \cdot \frac{P_{0aria}}{\sqrt{T_{aria}}} \cdot \text{setpoint}$$

Come accennato sopra, il controllo viene effettuato in retroazione: se il rapporto (p_{0aria} / p_{comp}) effettivo, calcolato con le pressioni misurate dai sensori 58 e 59, è minore del setpoint, l'unità 57 fa aprire maggiormente la valvola 56 in modo da incrementare la pressione p_{0aria} ; al contrario, se il rapporto (p_{0aria} / p_{comp}) effettivo è maggiore del setpoint, l'unità 57 fa chiudere maggiormente la valvola 56 in modo da diminuire la pressione p_{0aria} .

Secondo un ulteriore aspetto della presente invenzione, come mostrato nello schema a blocchi della figura 3, il setpoint viene predeterminato dalla strategia di controllo dell'unità 57 in funzione del carico P. In alternativa al carico P, il setpoint può essere predeterminato in funzione della temperatura T_{gas} , in quanto una relazione biunivoca correla il carico P alla temperatura T_{gas} . Il setpoint viene predeterminato:

- in modo da chiudere maggiormente la valvola 56, riducendo il setpoint, quando il carico P è superiore ad un valore di soglia P1, per risparmiare aria di raffreddamento e, quindi, aumentare la portata di aria comburente nel bruciatore 3; l'aumento di aria comburente (rispetto al rapporto stechiometrico)

provoca una riduzione della temperatura in camera di combustione e di conseguenza una riduzione delle emissioni di ossidi di azoto;

- in modo da aprire maggiormente la valvola 56 ai carichi parziali, ossia quando il carico P è al di sotto del valore di soglia P1, aumentando il setpoint, per aumentare la portata di aria di raffreddamento e ridurre di conseguenza la portata di aria comburente; la riduzione di aria comburente (rispetto al rapporto stechiometrico) mantiene elevata la temperatura in camera di combustione e di conseguenza provoca una riduzione delle emissioni di ossidi di carbonio.

Il grafico di figura 4 illustra una fase che viene eseguita in un blocco 62 della strategia di figura 3, in funzione del carico P, per determinare un segnale di riferimento S (riportato sull'asse delle ordinate). Per carichi P relativamente bassi, ossia al di sotto di un valore di soglia P2, il segnale di riferimento S rimane uguale ad un valore nominale RIF. Il valore nominale RIF viene determinato a progetto, in modo da avere una portata massica nominale di aria di raffreddamento e condizioni ottimali di funzionamento in una data condizione operativa, ad esempio con turbina erogante il 95% del carico nominale.

Quando il carico P supera il valore di soglia P2, il

segnale di riferimento S inizia ad aumentare fino a raggiungere un valore $RIF1$. Il segnale di riferimento S rimane uguale al valore $RIF1$ per un certo tratto. Quando il carico P raggiunge all'incirca il valore di soglia $P1$, il segnale di riferimento S diminuisce fino ad un valore $RIF2$ minore del valore RIF . In particolare, la differenza $(RIF - RIF2)$ è minore della differenza $(RIF1 - RIF)$. Il segnale di riferimento S rimane uguale al valore $RIF2$ per un certo tratto ed infine ritorna al valore RIF poco prima del carico nominale del 100% della turbina 4.

Come accennato sopra, preferibilmente l'unità 57 regola il grado di apertura della valvola 56 in risposta anche alla temperatura T_{ariarot} , allo scopo di fornire una protezione cautelativa alle pale 24,28. In particolare, per stabilire il setpoint, l'unità 57 determina un fattore correttivo F in un blocco 63 ed applica il fattore correttivo F al segnale di riferimento S in un blocco 64. Il fattore correttivo F incrementa il segnale di riferimento S per aprire maggiormente la valvola 56 nel caso in cui la temperatura T_{ariarot} superi un valore T_{rif} nominale di progetto. Inoltre, il fattore correttivo F diminuisce il segnale di riferimento S per chiudere maggiormente la valvola 56 nel caso in cui la temperatura T_{ariarot} sia inferiore al valore T_{rif} . In particolare, la legge con cui il blocco 63 determina il fattore correttivo

F varia in funzione del carico P erogato dalla turbina 4. Tale legge, tenendo conto delle perdite di carico dei canali di raffreddamento nelle pale 24,28 e dei limiti termici dei componenti, mantiene a un valore ottimale il rapporto di espansione β sul circuito 55.

Il grafico di figura 5 è un esempio con cui il blocco 63 determina il fattore correttivo F, riportato sull'asse delle ordinate. Il grafico riporta, lungo l'asse delle ascisse, il rapporto $(T_{\text{ariarot}} / T_{\text{rif}})$ in percentuale ed illustra una serie di curve che sono associate, ciascuna, ad un relativo valore P', P'', P''' del carico della turbina 4. Scegliendo la particolare curva associata al carico P effettivamente erogato, ed entrando nel grafico con il punto corrispondente, sull'asse delle ascisse, alla temperatura T_{ariarot} misurata, il blocco 63 determina l'ordinata di tale punto, ossia il fattore correttivo F da applicare al segnale di riferimento S per ottenere il setpoint.

In alternativa, per fornire la protezione cautelativa alle pale 24,28, la strategia di controllo potrebbe determinare il fattore correttivo da applicare al segnale di riferimento S in funzione di una temperatura media stimata del metallo delle pale 28 statoriche e/o delle pale 24 rotoriche, invece di determinarlo in funzione della temperatura T_{ariarot} . Una strategia di controllo di questo

tipo risulta più complessa, a causa dei calcoli per stimare la temperatura di metallo delle pale, ma risulta più precisa. In particolare, per stimare la temperatura del metallo delle pale, si utilizza una relazione di scambio tra i lati "caldo" e "freddo" delle pale, che include le misure della temperatura T_{gas} (che viene considerata proporzionale alla temperatura dei gas a contatto delle pale), della temperatura T_{aria} , e della temperatura T_{ariarot} , i valori dei coefficienti convettivi e delle superfici di scambio termico delle pale, e il valore della portata di aria di raffreddamento (calcolata a partire dal rapporto di espansione β).

In condizioni normali di funzionamento, il carico termico agente sulle pale 24,28 è determinato dalla portata e dalla temperatura dei gas combusti nel condotto 15 della turbina 4 ed è circa proporzionale al carico P erogato, il quale, a sua volta, è circa proporzionale al livello di pressurizzazione della turbina a gas 1, definito dalla pressione p_{comp} . La strategia di controllo mantiene costante il rapporto di espansione β del circuito 55, a parità di setpoint impostato dall'unità 57, per cui opera in modo che la portata in massa ridotta dell'aria di raffreddamento sia costante e quindi che la portata in massa dell'aria di raffreddamento aumenti/diminuisca in modo circa proporzionale alla pressione p_{comp} e, quindi, al carico

termico agente sulle pale 24,28. Questa proporzionalità tra il carico termico esterno e la portata in massa dell'aria di raffreddamento assicura che la temperatura dei componenti caldi (in particolare delle pale 24,28) si mantenga in un intorno del valore T_{rif} .

Per tale ragione, in condizioni normali di funzionamento, in pratica il blocco 64 della strategia di controllo non applica alcuna correzione al segnale di riferimento S.

Tuttavia, durante i transitori (variazioni rapide di carico P) ed in caso di anomalie, la correzione del blocco 64 costituisce una protezione che previene il surriscaldamento delle parti calde.

Come visto sopra, la strategia di controllo mantiene ad un valore ottimale il rapporto di espansione β e quindi la portata in massa dell'aria di raffreddamento nel circuito 55 dello stadio 20. Nel contempo, la strategia regola anche la portata dell'aria comburente per ridurre le emissioni di gas inquinanti in alcune condizioni operative, variando il setpoint in funzione del carico P e/o della temperatura T_{gas} . Come esposto sopra, poi, la strategia di controllo svolge anche una funzione di sicurezza, tenendo in conto la temperatura $T_{ariarot}$.

Inoltre, la modalità con cui vengono raffreddati gli stadi 20 della turbina 4 è relativamente semplice dal punto

di vista progettuale e costruttivo, poiché le pale 24 rotoriche vengono raffreddate tramite il medesimo flusso di aria che attraversa le pale 28 statoriche.

Da quanto precede appare, infine, evidente che al metodo di controllo descritto possono essere apportate modifiche e varianti che non esulano dal campo di protezione della presente invenzione, come definito nelle rivendicazioni allegate.

In particolare, il valore di obiettivo o setpoint potrebbe essere sostituito da un dato intervallo, relativamente ristretto; e/o la correzione del blocco 64 potrebbe non essere prevista.

R I V E N D I C A Z I O N I

1.- Metodo di controllo per raffreddare uno stadio di turbina (20) in una turbina a gas (1); il metodo comprendendo le fasi di:

- spillare aria di raffreddamento da aria comburente fluente in un compressore (2) della detta turbina a gas (1) ed alimentare l'aria di raffreddamento spillata in un circuito di raffreddamento (55) realizzato a partire da uno statore (21) del detto stadio di turbina (20);
- regolare la portata dell'aria di raffreddamento alimentata al detto circuito di raffreddamento (55) in funzione della pressione all'ingresso del detto circuito di raffreddamento ($p_{0\text{aria}}$);

caratterizzato dal fatto che la portata dell'aria di raffreddamento viene, inoltre, regolata in funzione di una pressione d'aria comburente (p_{comp}) realizzata dal detto compressore (2).

2.- Metodo secondo la rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che la portata dell'aria di raffreddamento viene regolata in funzione della pressione dell'aria comburente (p_{comp}) allo scarico del detto compressore (2).

3.- Metodo secondo la rivendicazione 1 o 2, caratterizzato dal fatto che la portata dell'aria di raffreddamento viene regolata in funzione del rapporto tra la pressione all'ingresso del detto circuito di

raffreddamento ($p_{0\text{aria}}$) e la pressione dell'aria comburente (p_{comp}).

4.- Metodo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che la portata dell'aria di raffreddamento viene regolata controllando in anello chiuso il grado di apertura di una valvola (56) in modo che il detto rapporto raggiunga un predeterminato obiettivo.

5.- Metodo secondo la rivendicazione 4, caratterizzato dal fatto di predeterminare il detto obiettivo in funzione di un parametro definito dalla potenza (P) erogata dalla turbina (4) oppure dalla temperatura (T_{gas}) dei gas combusti allo scarico della turbina (4).

6.- Metodo secondo la rivendicazione 5, caratterizzato dal fatto che il detto obiettivo viene predeterminato impostando un segnale di riferimento (S) in modo che sia uguale a:

- un primo valore (RIF) in un primo intervallo di detto parametro;
- un secondo valore (RIF1) maggiore del primo valore (RIF) in un secondo intervallo di detto parametro successivo al primo intervallo;
- un terzo valore (RIF2) minore del primo valore (RIF) per un terzo intervallo di detto parametro successivo al secondo intervallo.

7.- Metodo secondo la rivendicazione 6, caratterizzato

dal fatto che la differenza tra il secondo ed il primo valore ($RIF1-RIF$) è maggiore della differenza tra il primo ed il terzo valore ($RIF-RIF2$).

8.- Metodo secondo la rivendicazione 6 o 7, caratterizzato dal fatto che il detto segnale di riferimento (S) è uguale al primo valore (RIF) per potenza (P) uguale alla potenza nominale erogabile dalla turbina (4).

9.- Metodo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 6 a 8, caratterizzato dal fatto che il detto obiettivo viene predeterminato eseguendo una correzione del detto segnale di riferimento (S) in funzione della temperatura dell'aria di raffreddamento (T_{ariarot}) all'uscita del detto statore (21).

10.- Metodo secondo la rivendicazione 9, caratterizzato dal fatto che la detta correzione viene eseguita in funzione di una temperatura del metallo delle pale nel detto stadio di turbina; detta temperatura di metallo essendo stimata in funzione della temperatura dell'aria di raffreddamento (T_{ariarot}) all'uscita del detto statore (21), della temperatura (T_{gas}) dei gas allo scarico della turbina (4) e della temperatura (T_{aria}) dell'aria di raffreddamento in ingresso al detto circuito di raffreddamento (55).

11.- Metodo secondo la rivendicazione 9 o 10, caratterizzato dal fatto che la detta correzione ha

un'entità (F) determinata in funzione della potenza (P) erogata dalla detta turbina (4).

12.- Metodo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 9 a 11, caratterizzato dal fatto che la temperatura dell'aria di raffreddamento ($T_{\text{aria} \text{rot}}$) viene misurata in un anello interno (31) del detto statore (21).

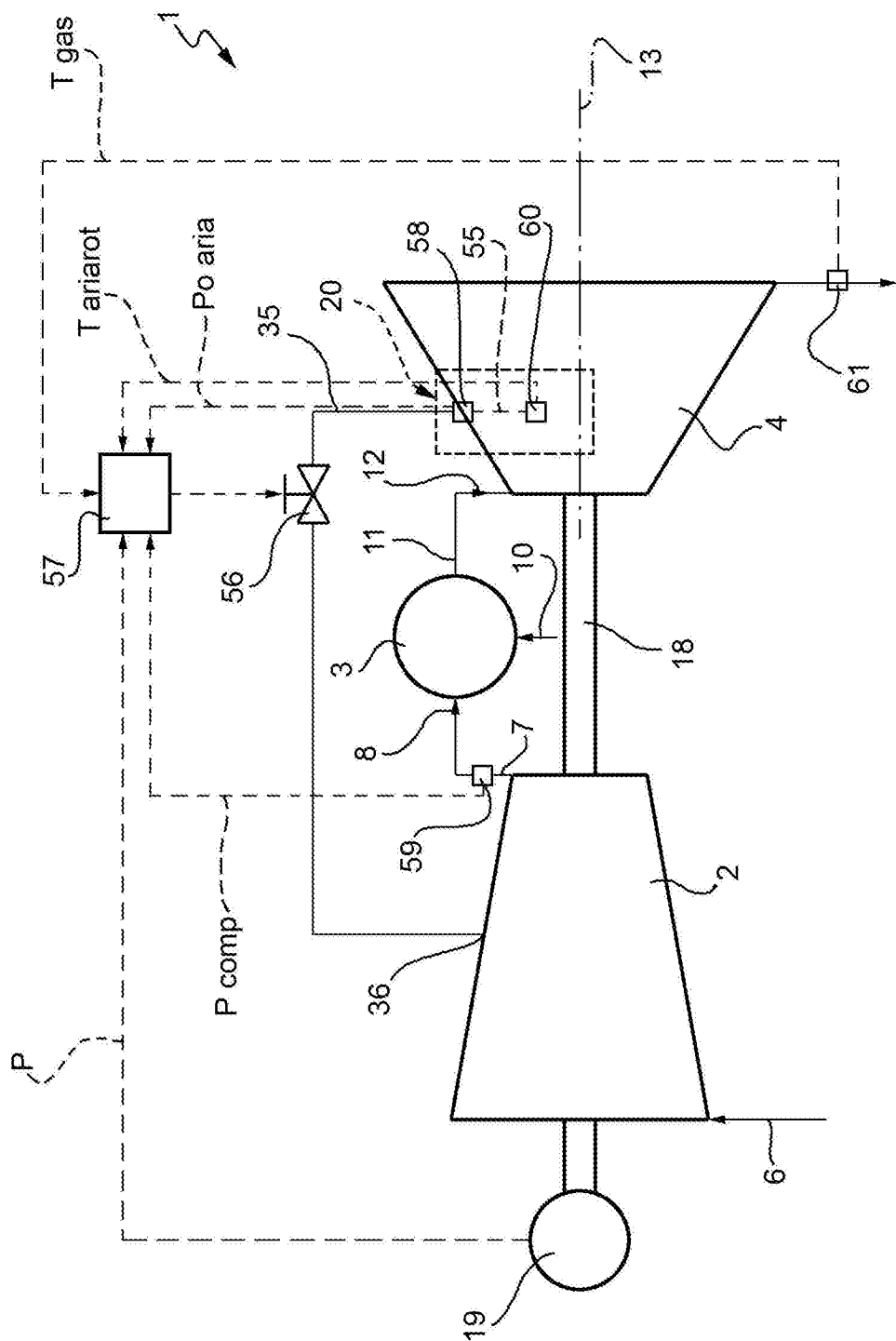
13.- Metodo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che il detto circuito di raffreddamento (55) comprende una prima ed una seconda porzione, le quali sono disposte in successione tra loro e sono realizzate, rispettivamente, nel detto statore (21) e in un rotore (22) del detto stadio di turbina (20).

14.- Metodo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che la pressione all'ingresso del detto circuito di raffreddamento ($p_{0\text{aria}}$) viene misurata in un condotto anulare (32) realizzato in una struttura anulare esterna (30) del detto statore (21).

p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO

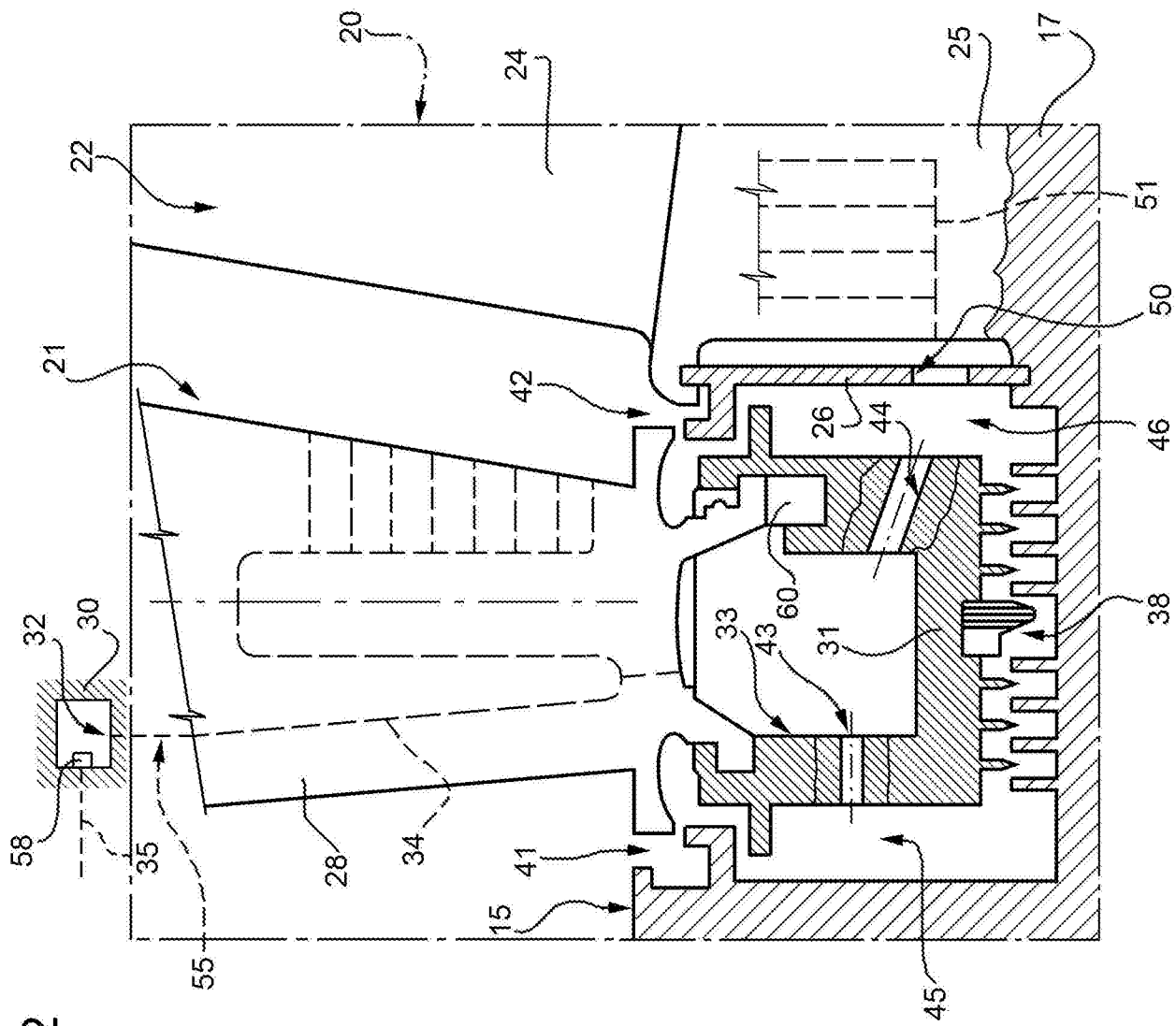
FIG. 1



p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO
(Iscrizione Albo nr. 999/B)

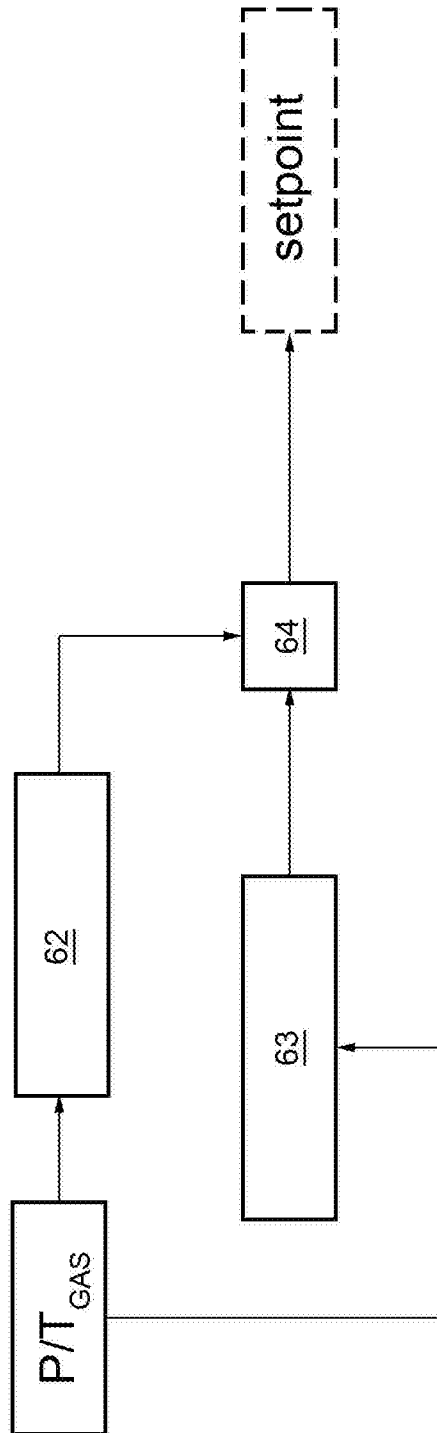
FIG. 2



p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO
(Iscrizione Albo nr. 999/B)

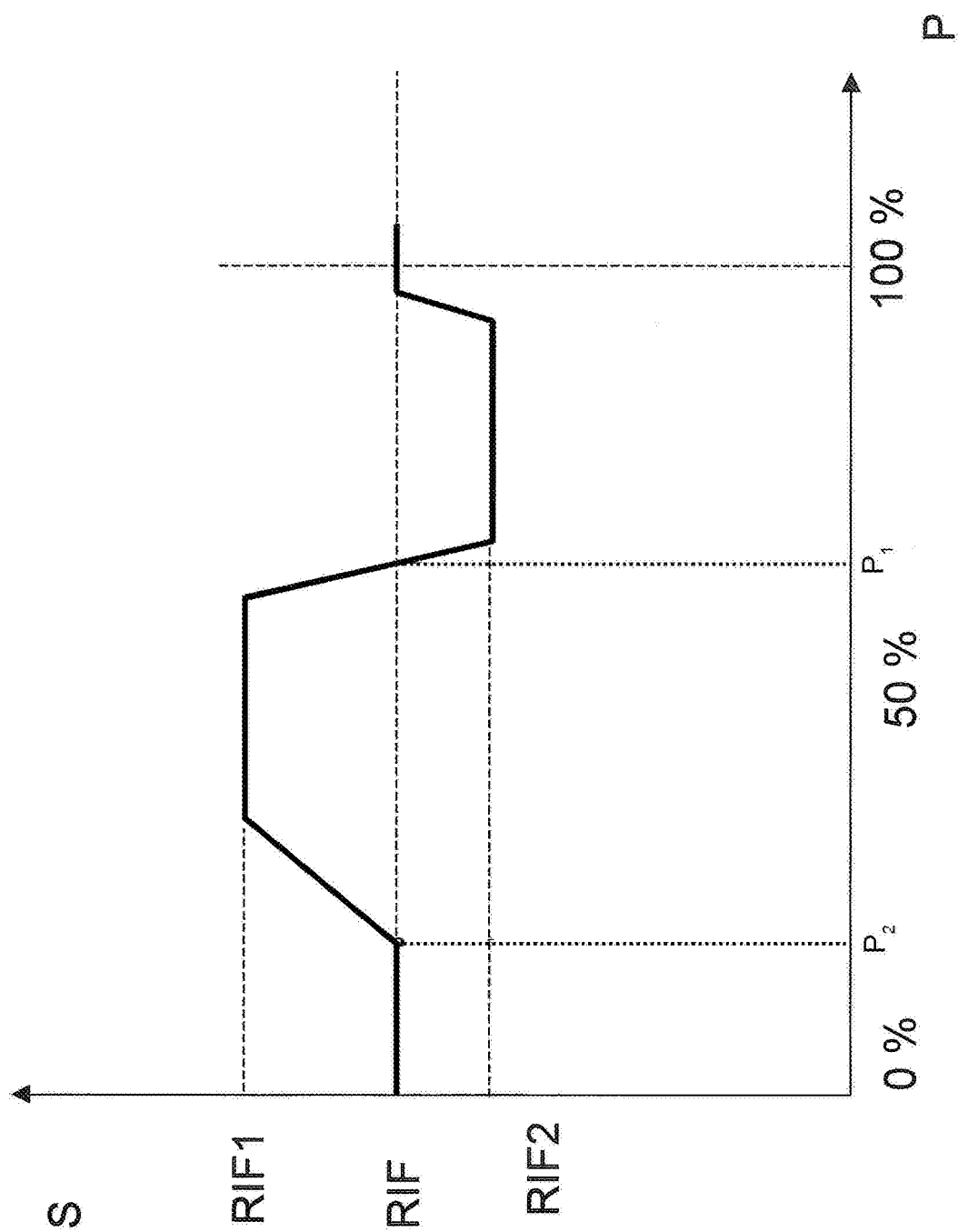
FIG. 3



p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO
(Iscrizione Albo nr. 999/B)

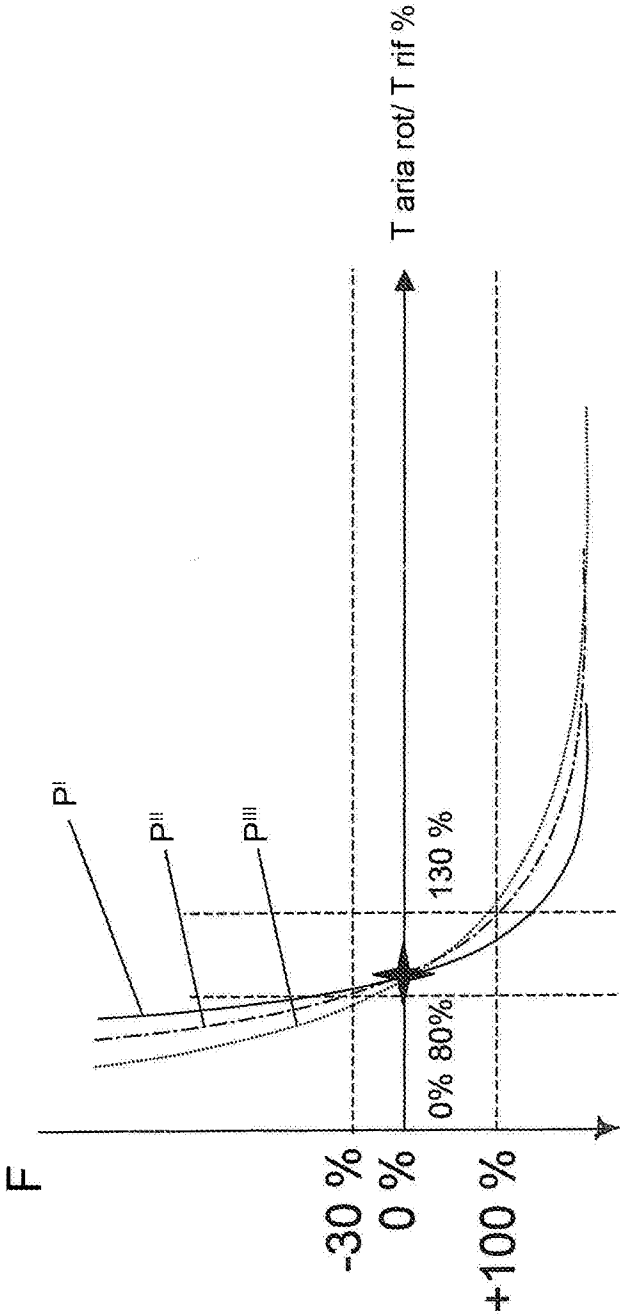
FIG. 4



p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO
(Iscrizione Albo nr. 999/B)

FIG. 5



p.i.: ANSALDO ENERGIA S.P.A.

Paolo LOVINO
(Iscrizione Albo nr. 999/B)