

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102010901879303A1

Publication Date

20120411

Applicant

MAGNETI MARELLI S.P.A.

Title

METODO DI CONTROLLO DELLA VELOCITA' DI UN MOTORE A
COMBUSTIONE INTERNA SOVRALIMENTATO MEDIANTE UN
TURBOCOMPRESSORE.

D E S C R I Z I O N E

del brevetto per Invenzione Industriale dal titolo:

"METODO DI CONTROLLO DELLA VELOCITA' DI UN MOTORE A
COMBUSTIONE INTERNA SOVRALIMENTATO MEDIANTE UN
TURBOCOMPRESSORE"

di MAGNETI MARELLI S.P.A.,

di nazionalità italiana,

con sede: VIALE ALDO BORLETTI 61/63

CORBETTA (MI)

Inventore: PANCIROLI Marco

*** **

SETTORE DELLA TECNICA

La presente invenzione è relativa ad un metodo di controllo di un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore.

ARTE ANTERIORE

Come è noto, alcuni motori a combustione interna sono provvisti di un sistema di sovralimentazione a turbocompressore, il quale è in grado di aumentare la potenza sviluppata dal motore sfruttando l'entalpia dei gas di scarico per comprimere l'aria aspirata dal motore e quindi aumentare il rendimento volumetrico dell'aspirazione.

Un sistema di sovralimentazione a turbocompressore comprende un turbocompressore provvisto di una turbina, la

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

quale è disposta lungo un condotto di scarico per ruotare ad alta velocità sotto la spinta dei gas di scarico espulsi dal motore, e di un compressore, il quale è portato in rotazione dalla turbina ed è disposto lungo il condotto di alimentazione dell'aria per comprimere l'aria aspirata dal motore.

In un sistema di sovralimentazione a turbocompressore è necessario mantenere il campo di funzionamento del turbocompressore all'interno di una zona utile dipendente dal punto motore sia per motivi funzionali (cioè per evitare funzionamenti irregolari o comunque a basso rendimento), sia per motivi strutturali (cioè per evitare danneggiamento del turbocompressore).

In particolare, la zona utile del campo di funzionamento è limitata, nella parte sinistra di un piano portata massica ridotta/rapporto di compressione, dalla linea di pompaggio e, nella parte destra dello stesso piano, dalla cosiddetta "linea di saturazione". La linea di pompaggio delimita quindi una prima zona "proibita" ed è costituita dal luogo dei punti in cui l'equilibrio aerodinamico interno del compressore viene rotto e si ha un periodico, rumoroso e violento rifiuto di portata alla bocca, con effetti che possono essere distruttivi per la palettatura. La cosiddetta "linea di saturazione", che delimita una seconda zona "proibita" e corrisponde al

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

raggiungimento di condizioni soniche (e conseguente blocco della portata) all'ingresso della turbina, definisce la massima portata possibile che il compressore può fornire nelle date condizioni dell'ambiente di aspirazione.

La domanda di brevetto EP1741895A1 descrive un metodo di controllo di un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore comprendente un compressore, una turbina atta a trascinare in rotazione il compressore sotto l'azione dei gas di scarico del motore, ed una valvola di wastegate atta a regolare la portata dei gas di scarico forniti in ingresso alla turbina per controllare la velocità di rotazione della turbina stessa in funzione di una pressione obiettivo di sovralimentazione richiesta in uscita del compressore. Il metodo di controllo descritto nella domanda di brevetto EP1741895A1 comprende le fasi di misurare la pressione dell'aria aspirata in ingresso dal compressore; determinare la portata massica del compressore; calcolare, attraverso una mappa predeterminata che caratterizza il funzionamento del compressore, ed in funzione della velocità limite di rotazione prefissata, della pressione dell'aria misurata e della portata massica, una pressione limite di sovralimentazione, la quale è correlata alla pressione dell'aria ottenibile in uscita dal compressore quando la turbina ruota ad una velocità sostanzialmente uguale alla

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

velocità limite prefissata; verificare se una pressione obiettivo di sovralimentazione richiesta soddisfa una relazione prefissata con la pressione limite di sovralimentazione calcolata; nel caso in cui la relazione risulti soddisfatta, azionare la valvola di wastegate per controllare la velocità di rotazione della turbina in funzione della pressione di sovralimentazione limite così da limitare la velocità di rotazione del turbocompressore ad un valore sostanzialmente uguale alla velocità limite prefissata.

La domanda di brevetto EP2014894A1 descrive invece un metodo di controllo di un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore provvisto di una turbina e di un compressore che prevede stabilire in un piano Portata massica ridotta / Rapporto di compressione almeno una curva limite di funzionamento, almeno una curva di intervento di una valvola di wastegate che regola un condotto di bypass della turbina ed almeno una curva di intervento di una valvola di Poff che regola un condotto di bypass del compressore. Il metodo di controllo secondo la domanda di brevetto EP2014894A1 prevede di utilizzare la curva limite di funzionamento per limitare l'obiettivo di pressione a valle del compressore utilizzato dal controllo motore. Il metodo prevede inoltre di comandare l'apertura della valvola di wastegate se viene superata la curva di

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

intervento della valvola di wastegate e comandare l'apertura della valvola di Poff se viene superata la curva di intervento della valvola di Poff.

Il metodo di controllo descritto da EP2014894A1 è in grado di assicurare che il campo di funzionamento del turbocompressore rimanga all'interno della zona utile in qualsiasi condizione di funzionamento del motore a combustione interna, anche se presenta l'inconveniente di non ottimizzare le performance del turbo compressore in una porzione della zona utile che si trova in prossimità della linea di pompaggio

DESCRIZIONE DELLA INVENZIONE

Scopo della presente invenzione è di fornire un metodo di controllo di un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore, il quale metodo di controllo sia di facile ed economica implementazione e, in particolare, sia in grado di ottimizzare le performance del turbo compressore in una porzione della zona utile del campo di funzionamento del turbocompressore che si trova in prossimità della linea di pompaggio.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di controllo di un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore secondo quanto rivendicato dalle rivendicazioni allegate.

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

BREVE DESCRIZIONE DEI DISEGNI

La presente 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 un motore a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore e provvisto di una centralina elettronica di controllo che implementa un metodo di controllo realizzato secondo la presente invenzione;
- la figura 2 illustra le curve caratteristiche di un compressore del turbocompressore della figura 1 in un piano Portata massica ridotta / Rapporto di Compressione; e
- le figure da 3 a 6 illustrano un piano Portata massica ridotta / Rapporto di compressione in cui sono rappresentate delle curve limite di funzionamento e delle curve di intervento utilizzate nel metodo di controllo implementato nella centralina elettronica di controllo della figura 1.

FORME DI ATTUAZIONE PREFERITE DELL'INVENZIONE

Nella figura 1, con il numero 1 è indicato nel suo complesso un motore a combustione interna sovralimentato

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

mediante un sistema 2 di sovralimentazione a turbocompressore.

Il motore 1 a combustione interna comprende quattro cilindri 3, ciascuno dei quali è collegato ad un collettore 4 di aspirazione tramite almeno una rispettiva valvola di aspirazione (non illustrata) e ad un collettore 5 di scarico tramite almeno una rispettiva valvola di scarico (non illustrata). Il collettore 4 di aspirazione riceve aria fresca (cioè aria proveniente dall'ambiente esterno) attraverso un condotto 6 di aspirazione, il quale è provvisto di un filtro 7 aria ed è regolato da una valvola 8 a farfalla. Lungo il condotto 6 di aspirazione è disposto un intercooler 9 avente la funzione di raffreddare l'aria aspirata. Al collettore 5 di scarico è collegato un condotto 10 di scarico che alimenta i gas di scarico prodotti dalla combustione ad un sistema di scarico, il quale emette i gas prodotti dalla combustione nell'atmosfera e comprende normalmente almeno un catalizzatore 11 ed almeno un silenziatore (non illustrato) disposto a valle del catalizzatore 11.

Il sistema 2 di sovralimentazione del motore 1 a combustione interna comprende un turbocompressore 12 provvisto di una turbina 13, che è disposta lungo il condotto 10 di scarico per ruotare ad alta velocità sotto l'azione dei gas di scarico espulsi dai cilindri 3, ed un

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

compressore 14, il quale è disposto lungo il condotto 6 di aspirazione ed è collegato meccanicamente alla turbina 13 per venire trascinato in rotazione dalla turbina 13 stessa così da aumentare la pressione dell'aria alimentata nel condotto 6 di alimentazione.

Lungo il condotto 10 di scarico è previsto un condotto 15 di bypass, il quale è collegato in parallelo alla turbina 13 in modo da presentare le proprie estremità collegate a monte e a valle della turbina 13 stessa. Lungo il condotto 15 di bypass è disposta una valvola 16 di wastegate, la quale è atta a regolare la portata dei gas di scarico che fluiscono attraverso il condotto 15 di bypass ed è pilotata da un attuatore 17. Lungo il condotto 6 di scarico è previsto un condotto 18 di bypass, il quale è collegato in parallelo al compressore 14 in modo da presentare le proprie estremità collegate a monte e a valle del compressore 14 stesso. Lungo il condotto 18 di bypass è disposta una valvola 19 Poff, la quale è atta a regolare (in particolare, diminuire) la pressione di sovralimentazione attraverso il condotto 18 di bypass (oppure alternativamente mediante uno sfiato in aria) ed è pilotata da un attuatore 20.

Il motore 1 a combustione interna è controllato da una centralina 21 elettronica di controllo, la quale sovrintende al funzionamento di tutte le componenti del

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

motore 1 a combustione interna tra le quali il sistema 2 di sovralimentazione. In particolare, la centralina 21 elettronica di controllo pilota gli attuatori 17 e 20 della valvola 16 di wastegate e della valvola 19 Poff. La centralina 21 elettronica di controllo è collegata a dei sensori 22 che misurano la temperatura T_0 e la pressione P_0 lungo il condotto 6 di aspirazione a monte del compressore 14, a dei sensori 23 che misurano la pressione lungo il condotto 6 di aspirazione a monte della valvola 8 a farfalla, ed a dei sensori 24 che misurano la temperatura e la pressione all'interno del collettore 4 di aspirazione. Inoltre, la centralina 21 elettronica di controllo è collegata ad un sensore 25 che misura la posizione angolare (e quindi la velocità di rotazione) di un albero motore del motore 1 a combustione interna ed un sensore 26 che misura la fase delle valvole di aspirazione e/o di scarico. E' altresì importante evidenziare che non sono previsti sensori atti a misurare la velocità di rotazione del turbocompressore 12.

Tra le altre cose, la centralina 21 elettronica di controllo mantiene il campo di funzionamento del turbocompressore 12 all'interno di una zona utile. Viene di seguito descritta la modalità di controllo utilizzata dalla centralina 21 elettronica di controllo per mantenere il campo di funzionamento del turbocompressore 12 all'interno

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

di una zona utile ed in prossimità di una linea di saturazione come meglio descritto nella trattazione che segue.

Durante una fase di progettazione e messa a punto del motore 1 a combustione interna, vengono analizzate le curve caratteristiche del compressore 14 (fornite dal produttore del turbocompressore 12) in un piano portata massica ridotta / rapporto di compressione. Un esempio delle curve caratteristiche di un compressore 14 commerciale è illustrato nella figura 2.

Le curve caratteristiche illustrate nella figura 2 sono normalizzate ad una temperatura T_{o_rif} assoluta di riferimento e ad una pressione P_{o_rif} assoluta di riferimento. Nella parte sinistra del piano portata massica ridotta / rapporto di compressione vi è una prima zona "proibita" delimitata dalla linea di pompaggio, costituita dal luogo dei punti in cui l'equilibrio aerodinamico interno del compressore 14 viene rotto e si ha un periodico, rumoroso e violento rifiuto di portata alla bocca, con effetti che possono essere distruttivi per la palettatura.

Invece, nella parte destra del piano portata massica ridotta / rapporto di compressione vi è una seconda zona "proibita" delimitata dalla cosiddetta "linea di saturazione", la quale corrisponde al raggiungimento di

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

condizioni soniche (e conseguente blocco della portata) all'ingresso della turbina 13 e definisce la massima portata possibile che il compressore 14 può fornire nelle date condizioni dell'ambiente di aspirazione.

Secondo quanto illustrato nella figura 3, mediante l'analisi delle curve caratteristiche del compressore 14 viene determinata una curva 27 che limita la velocità di rotazione del turbocompressore 12 ed una curva 28 che delimita il pompaggio del turbocompressore 12. In funzione delle curve 27 e 28 vengono stabilite due curve 29 e 30 limite di funzionamento che vengono utilizzate per limitare l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 utilizzato dal controllo motore. Per determinare la curva 29 limite di funzionamento viene determinata una soglia S_1 che stabilisce la distanza tra la curva 29 limite di funzionamento e la curva 27 che limita la velocità di rotazione del turbocompressore 12; analogamente, per determinare la curva 30 limite di funzionamento viene determinata una soglia S_2 che stabilisce la distanza tra la curva 30 limite di funzionamento e la curva 28 che delimita il pompaggio del turbocompressore 12.

Inoltre, in funzione delle curve 27 e 28 vengono stabilite due curve 31 e 32 di intervento della valvola 16 di wastegate che regola il condotto 15 di bypass della turbina 13 e due curve 33 e 34 di intervento della valvola

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

19 di Poff che regola il condotto 18 di bypass del compressore 14. Per determinare la curva 31 di intervento della valvola 16 di wastegate viene determinata una soglia S_3 che stabilisce la distanza tra la curva 29 limite di funzionamento e la curva 31 di intervento della valvola 16 di wastegate; analogamente, per determinare la curva 32 di intervento della valvola 16 di wastegate viene determinata una soglia S_4 che stabilisce la distanza tra la curva 32 di intervento della valvola 16 di wastegate e la curva 28 che delimita il pompaggio del turbocompressore 12. Per determinare la curva 33 di intervento della valvola 19 di Poff viene determinata una soglia S_5 che stabilisce la distanza tra la curva 29 limite di funzionamento e la curva 33 di intervento della valvola 19 di Poff; analogamente, per determinare la curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff viene determinata una soglia S_6 (costante o variabile) che stabilisce la distanza tra la curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff e la curva 28 che delimita il pompaggio del turbocompressore 12.

E' importante osservare che le due curve 31 e 32 di intervento della valvola 16 di wastegate sono più interne rispetto alle due curve 33 e 34 di intervento della valvola 19 di Poff (cioè le soglie S_3 ed S_4 sono più grandi delle soglie S_5 e S_6), in quanto in caso di superamento della curve 27 e 28 viene preferibilmente aperta solo la valvola

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

16 di wastegate per limitare il turbocompressore 12 e solo se l'apertura della valvola 16 di wastegate non è sufficiente allora viene aperta anche la valvola 19 di Poff.

Durante il funzionamento del motore 1 a combustione interna, la centralina 21 elettronica di controllo utilizza le curve 29 e 30 limite di funzionamento per limitare l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 utilizzato dal controllo motore. In altre parole, il controllo motore implementato nella centralina 21 elettronica di controllo determina in modo noto ed in funzione del punto motore un obiettivo di pressione a valle del compressore 14 che rappresenta un valore desiderato ed ottimale della pressione a valle del compressore 14. Se l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 è compatibile (in altre parole, se l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 è inferiore al valore determinato in funzione delle curve 29 e 30 limite di funzionamento) con le curve 29 e 30 limite di funzionamento allora l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 viene mantenuto, altrimenti se l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 non è compatibile con le curve 29 e 30 limite di funzionamento (in altre parole, se l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 è superiore al valore determinato in funzione delle curve 29 e 30 limite di

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

funzionamento) allora l'obiettivo di pressione a valle del compressore 14 viene limitato al massimo valore compatibile con le curve 29 e 30 limite di funzionamento.

Durante il funzionamento del motore 1 a combustione interna, la centralina 21 elettronica di controllo utilizza le curve 31 e 32 di intervento della valvola 16 di wastegate per comandare, se necessario, la massima apertura possibile della valvola 16 di wastegate indipendentemente dall'obiettivo del controllo motore (cioè indipendentemente dalle richieste del controllo motore per il raggiungimento degli obiettivi del controllo motore stesso).

Analogamente, durante il funzionamento del motore 1 a combustione interna, la centralina 21 elettronica di controllo utilizza le curve 33 e 34 di intervento della valvola 19 di Poff per comandare, se necessario, l'apertura della valvola 19 di Poff indipendentemente dall'obiettivo del controllo motore (cioè indipendentemente dalle richieste del controllo motore per il raggiungimento degli obiettivi del controllo motore stesso). In particolare, la centralina 21 elettronica di controllo determina (come sopra descritto) la portata Q_{AHR} massica ridotta corrente del compressore 14, determina il rapporto RC di compressione corrente del compressore 14 (mediante un banale rapporto tra la pressione a valle del compressore 14 misurata dai sensori 23 e la pressione a monte del

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

compressore 14 misurata dai sensori 22) e comanda l'apertura della valvola 19 di Poff indipendentemente dall'obiettivo del controllo motore se nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione il punto definito dalla portata Q_{AHR} massica ridotta corrente e dal rapporto RC di compressione corrente è esterno alle curve 33 e 34 di intervento della valvola 19 di Poff (cioè se il rapporto RC di compressione corrente è maggiore del rapporto RC di compressione appartenente alle curve 33 e 34 di intervento in corrispondenza della portata Q_{AHR} massica ridotta corrente).

La centralina 21 di controllo è inoltre predisposta per ottimizzare la gestione della zona del campo di funzionamento del turbocompressore 12 in prossimità della linea 28 di pompaggio. In particolare, la centralina 21 di controllo è predisposta per differenziare il comportamento del turbocompressore 12 in caso di accelerazione (vale a dire maggior richiesta di coppia, potenza o portata di aria), decelerazione (vale a dire minore richiesta di coppia, potenza o portata di aria) o stazionario.

Durante il funzionamento del motore 1 a combustione interna, la centralina 21 elettronica di controllo è predisposta per modificare almeno una delle curve caratteristiche di funzionamento del compressore 14 (vale a dire, almeno una fra la curva 28 di pompaggio del

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

compressore 14, le curve 32 e 34 di intervento rispettivamente della valvola 16 di wastegate e della valvola 19 di Poff e la curva 30 limite di funzionamento).

In particolare, la modifica delle curve caratteristiche 30, 32 e 34 di funzionamento del compressore 14 è realizzato rispetto alla curva 28 di pompaggio del compressore 14. In questo modo, è possibile pilotare il turbocompressore 12 per mantenere la portata Q_{AHR} massica ridotta ed il rapporto RC di compressione all'interno del nuovo limite definito dalle delle curve caratteristiche 30, 32 e 34 di funzionamento adattate.

Si è osservato che, la miglior modifica si realizza intervenendo sulla curva 28 di pompaggio del compressore 14 che viene traslata verso l'alto o verso il basso (vale a dire rispetto all'asse di riferimento del rapporto RC di compressione) nel paino portata massica ridotta / rapporto di compressione. In particolare, la curva 28 di pompaggio è traslata verso l'alto quando il motore 1 a combustione interna è in fase di accelerazione e verso il basso quando il motore 1 a combustione interna è in fase di decelerazione.

Secondo una preferita variante è possibile modificare anche le curve 30, 32, 34 caratteristiche di funzionamento del compressore 14. In particolare, avvicinando o allontanando la curva 30, 32, 34

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

caratteristica di funzionamento del compressore 14 alla curva 28 di pompaggio del compressore 14.

La modifica delle dette curve 30, 32, 34 caratteristiche di funzionamento del compressore 14 si realizza di fatto intervenendo sulle rispettive soglie S2, S4 ed S6 che definiscono le distanze fra la curva 28 limite di pompaggio e, rispettivamente, la curva 30 limite di funzionamento e le curve 32 e 34 di intervento della valvola 16 di wastegate e della valvola 19 di Poff.

La modifica delle dette curve 30, 32, 34 caratteristiche di funzionamento del compressore 14 e della curva 28 di pompaggio è compiuta attraverso un indice Δ_{dyn} dinamico; il quale indice Δ_{dyn} dinamico è determinato, secondo una preferita variante, in funzione della portata Q_{AHR} massica ridotta del compressore 14 e della dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta del compressore 14.

E' importante evidenziare che, secondo una preferita variante, per determinare l'indice Δ_{dyn} dinamico vengono utilizzate la portata Q_{AHR} massica ridotta reale (o corrente) del compressore 14 e la dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta obiettivo del compressore 14 (fornita dal controllo motore).

La curva 28 di pompaggio del compressore 14 viene modificata mediante l'indice Δ_{dyn} dinamico mediante una traslazione verso l'alto o verso il basso (cioè rispetto

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

all'asse di riferimento del rapporto RC di compressione) di una quantità pari all'indice Δ_{dyn} dinamico.

La curva 30, 32, 34 caratteristica di funzionamento del compressore 14 viene adattata mediante l'indice Δ_{dyn} dinamico intervenendo sulla rispettiva soglia S2, S4 ed S6. Secondo una prima variante, la curva 30, 32, 34 caratteristica di funzionamento del compressore 14 viene traslata verso l'alto o verso il basso rispetto all'asse di riferimento del rapporto RC di compressione di una quantità pari all'indice Δ_{dyn} dinamico. In questo modo la corrispondente soglia S2, S4, S6 è ridotta o incrementata di una quantità pari all'indice Δ_{dyn} dinamico. In questo caso, l'indice Δ_{dyn} dinamico non rappresenta altro che un incremento o, rispettivamente, un decremento di rapporto RC di compressione della corrispondente soglia S2, S4, S6.

L'indice Δ_{dyn} dinamico è differenziabile per ciascuna delle curve 30, 32, 34 caratteristiche di funzionamento del compressore 14 e per la curva 28 di pompaggio del compressore 14.

Secondo una ulteriore variante illustrata nella figura 5, l'indice Δ_{dyn} dinamico non rappresenta altro che una portata Q_{AHR} massica ridotta che viene, rispettivamente, sottratta o sommata alla portata $Q_{\text{AHR_CURRENT}}$ massica ridotta corrente.

La centralina 21 elettronica di controllo è

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

predisposta per determinare la portata $Q_{AHR_CURRENT}$ massica ridotta corrente del compressore 14 e correggere la portata $Q_{AHR_CURRENT}$ massica ridotta corrente sottraendo o sommando una quantità pari all'indice Δ_{dyn} dinamico. Secondo questa variante, si ottiene uno spostamento lungo l'asse della portata Q_{AHR} massica ridotta verso destra (in caso di decelerazione) oppure verso sinistra (in caso di accelerazione) di una quantità variabile in funzione dell'indice Δ_{dyn} dinamico. In questo modo, la centralina 21 elettronica di controllo utilizza la portata Q_{AHR} massica ridotta corrente e corretta con l'indice Δ_{dyn} dinamico per implementare la strategia di controllo.

Si è osservato che questa forma di attuazione conduce a risultati del tutto equivalenti ai risultati ottenuti con la forma di attuazione illustrata nella figura 4.

La portata Q_{AHR} massica ridotta corrente del compressore 14 viene determinata utilizzando la seguente equazione:

$$Q_{AHR} = Q_{AH} \cdot \sqrt{\frac{T_o}{T_{orif}}} \cdot \frac{P_{orif}}{P_o}$$

Q_{AH} portata massica del compressore 14;

Q_{AHR} portata massica ridotta del compressore 14;

T_o temperatura assoluta a monte del compressore 14;

P_o pressione assoluta a monte del compressore 14;

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

T_{orif} temperatura assoluta di riferimento;

P_{orif} pressione assoluta di riferimento.

La temperatura T_{o_rif} assoluta di riferimento e la pressione P_{o_rif} assoluta di riferimento sono le condizioni in cui sono state ricavate le curve caratteristiche del compressore 14 e quindi le curve 27-34 e sono dei dati di progetto noti a priori. La temperatura T_o assoluta a monte del compressore 14 e la pressione P_o assoluta a monte del compressore 14 vengono misurati dai sensori 22. La portata Q_{AH} massica del compressore 14 può venire misurata mediante un apposito sensore di portata oppure può venire stimata in modo noto dalla centralina 21 elettronica di controllo.

Secondo una diversa forma di attuazione non illustrata, potrebbe non essere prevista la misura della temperatura T_o assoluta a monte del compressore 14 (cioè sostanzialmente la temperatura ambiente); in questo caso la portata Q_{AHR} massica ridotta può essere normalizzata "parzialmente" sulla base del rapporto tra le pressioni P_o/P_{orif} senza tener conto del rapporto tra la temperature T_o e T_{orif} .

Secondo una prima variante, la fase di modificare le curve 30, 32, 34 caratteristiche del funzionamento del compressore 14 attraverso l'indice Δ_{dyn} dinamico è realizzata attraverso la modifica della sola curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff, vale a dire attraverso

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

una correzione della rispettiva soglia S_6 . In altre parole, la curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff è adattata in funzione dell'indice Δ_{dyn} dinamico e al contempo, la curva 32 di intervento della valvola 16 di wastegate e la curva 30 limite di funzionamento mantengono le rispettive soglie S_2 e S_4 rispetto alla curva 28 di pompaggio.

Inoltre, il metodo di controllo prevede di determinare un operatore HYS_{WG} di isteresi per la curva 32 di intervento della valvola 16 di wastegate ed un operatore HYS_{Poff} di isteresi per la curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff.

Secondo una preferita variante almeno uno dei due operatori HYS_{WG} , HYS_{Poff} di isteresi è fisso, in particolare l'operatore HYS_{WG} di isteresi relativo alla apertura della valvola 16 di wastegate.

L' operatore HYS_{Poff} di isteresi è invece variabile in funzione della portata Q_{AHR} massica ridotta del compressore 14, della dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta del compressore 14 (ovvero in funzione dell'indice dinamico Δ_{dyn} che è, a sua volta, funzione della portata Q_{AHR} massica ridotta e della dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta) e della pressione P_{atm} atmosferica.

Secondo una preferita variante, la dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta è rappresentata dalla derivata

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

prima nel tempo della portata Q_{AHR} massica ridotta obiettivo del compressore 14.

L'unità 21 di controllo elettronica è configurata per determinare la portata Q_{AHR} massica ridotta obiettivo fornita dal controllo motore e, successivamente, per filtrarla mediante un filtro del primo ordine, preferibilmente di tipo passa - basso.

In questo modo, l'indice Δ_{dyn} dinamico di correzione è calcolato come la differenza fra la portata Q_{AHR} massica ridotta obiettivo fornita dal controllo motore e la portata Q_{AHR} massica ridotta obiettivo filtrata fornita dal controllo motore.

Secondo una ulteriore variante la dinamica della portata Q_{AHR} massica ridotta è determinata in funzione della dinamica della valvola 8 a farfalla che regola il condotto 6 di aspirazione per fornire aria fresca al collettore 4 di aspirazione, oppure della dinamica di altri attuatori che regolano la portata di aria (ad esempio fasatura e alzata delle valvole).

Secondo una diversa forma di attuazione semplificata (e quindi meno accurata), invece di utilizzare la portata Q_{AHR} massica ridotta corrente potrebbe venire utilizzata la portata Q_{AH} massica corrente (non ridotta) oppure la portata Q_{AHR} massica (ridotta o non ridotta) obiettivo.

Secondo quanto illustrato nella figura 6, la

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

centralina 21 elettronica di controllo è predisposta per comandare l'apertura della valvola 19 di Poff (indipendentemente dall'obiettivo del controllo motore) se nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione il punto definito dalla portata Q_{AHR} massica ridotta corrente e dal rapporto RC di compressione corrente è esterno alla curva 34 di intervento della valvola 19 di Poff. Analogamente, la centralina 21 elettronica di controllo è predisposta per comandare la chiusura della valvola 19 di Poff (indipendentemente dall'obiettivo del controllo motore) non appena il punto definito dalla portata Q_{AHR} massica ridotta corrente e dal rapporto RC di compressione corrente nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione rientra all'interno della zona limite definita da una curva 35 di chiusura della valvola 19 di Poff (che viene determinata in funzione dell'operatore HYS_{Poff} di isteresi).

Secondo una ulteriore variante, è possibile prevedere di ritardare la chiusura della valvola 19 di Poff. In una fase preliminare di settaggio e messa a punto, si determina un intervallo Δt di tempo limite ed un valore TV di tolleranza, il quale è variabile in funzione della portata Q_{AHR} massica ridotta.

Una volta che il punto definito dalla portata Q_{AHR} massica ridotta corrente e dal rapporto RC di compressione

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

corrente nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione rientra all'interno della zona limite definita da una curva 35 di chiusura della valvola 19 di Poff, si avvia un timer e si ritarda la chiusura della valvola 19 di Poff fino a quando la differenza fra il valore di pressione obiettivo fornito del controllo motore ed il valore di pressione corrente non è maggiore del valore TV di tolleranza. La valvola 19 di Poff viene quindi mantenuta aperta per il tempo in cui la differenza fra il valore di pressione obiettivo fornito del controllo motore ed il valore di pressione corrente è inferiore al valore TV di tolleranza.

Secondo una preferita variante, la centralina 21 di controllo è configurata per non ritardare la chiusura della valvola 19 di Poff di un intervallo di tempo di durata superiore all'intervallo Δt di tempo limite. In altre parole, trascorso un intervallo di tempo di durata pari all'intervallo Δt di tempo limite, la centralina 21 di controllo comanda la chiusura della valvola 19 di Poff.

Si è verificato inoltre che è possibile irrobustire il metodo di controllo fin qui descritto mediante un algoritmo atto a comandare l'apertura (in particolare, anticipare l'apertura) della valvola 19 di Poff in funzione della dinamica di chiusura della valvola 8 a farfalla che regola il condotto 6 di aspirazione del motore 1 a combustione

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

interna sovralimentato. In particolare, l'apertura della valvola 19 di Poff viene anticipata nel caso in cui si verificano almeno una delle seguenti condizioni:

$$- \alpha_{\text{target_fil}} - \alpha_{\text{target}} > S1$$

in cui $\alpha_{\text{target_fil}}$ e α_{target} rappresentano l'angolo di chiusura obiettivo filtrato della valvola 8 a farfalla e l'angolo di chiusura target della valvola 8 a farfalla e $S1$ è un valore di soglia determinato in una fase preliminare di settaggio e messa a punto;

$$- P_t - P_{t_{\text{target}}} > S2$$

in cui P_t rappresenta la pressione di sovralimentazione del turbocompressore 12 e $P_{t_{\text{target}}}$ rappresenta la pressione obiettivo di sovralimentazione del turbocompressore 12 e $S2$ è un valore di soglia determinato in una fase preliminare di settaggio e messa a punto; e

$$- Q_{\text{AHR}} > S3$$

in cui Q_{AHR} è la portata massica ridotta e $S3$ è un valore di soglia determinato in una fase preliminare di settaggio e messa a punto.

Secondo una preferita variante, la centralina 21 di controllo è configurata per prolungare il tempo di apertura della valvola 19 di Poff di un intervallo di tempo Δt_2 di durata prestabilita, ad esempio per mezzo di un timer che viene avviato nell'istante in cui le condizioni sopra elencate non sono più verificate (vale a dire nell'istante

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

a cui dovrebbe corrispondere la chiusura della valvola 19 di Poff).

Secondo una ulteriore variante, la valvola 19 di Poff viene mantenuta aperta fino a quando si verifica la condizione secondo cui la differenza fra la pressione P_t di sovralimentazione del turbocompressore 12 e la pressione P_{t_target} obiettivo di sovralimentazione del turbocompressore 12 è minore o uguale ad un valore S_4 di soglia, il quale viene determinato in una fase preliminare di settaggio e messa a punto.

Il metodo di controllo sopra descritto presenta numerosi vantaggi, in quanto è di semplice ed economica implementazione non utilizzando una elevata potenza di calcolo della centralina 21 elettronica di controllo e non richiedendo l'installazione di componenti addizionali (in particolare sensori o attuatori) rispetto a quanto già presente in un moderno motore a combustione interna. Il metodo di controllo fin qui descritto consente di ottimizzare le performance del turbocompressore 12 nella porzione della zona utile del campo di funzionamento del turbocompressore 12 che si trova in prossimità della linea 28 di pompaggio sia in fase di accelerazione, sia in fase di decelerazione.

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

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

1) Metodo di controllo di un motore (1) a combustione interna sovralimentato mediante un turbocompressore (12) provvisto di una turbina (13) e di un compressore (14); il metodo di controllo comprende le fasi di:

determinare in un piano portata massica ridotta / rapporto di compressione almeno una curva (28, 30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) che rappresenta un limite del campo di funzionamento del compressore (14); e

pilotare il turbocompressore (12) per mantenere la portata (Q_{AHR}) massica ridotta ed il rapporto (RC) di compressione effettivi del compressore (14) all'interno del limite definito dalla curva (28, 30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14);

il metodo di controllo è **caratterizzato dal fatto di** comprendere le ulteriori fasi:

determinare un indice (Δ_{dyn}) dinamico in funzione della dinamica della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14); e

modificare la curva (28, 30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) in funzione dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico.

2.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1, in cui l'indice (Δ_{dyn}) dinamico è determinato in funzione

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14).

3.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2, in cui l'indice (Δ_{dyn}) dinamico è determinato in funzione della portata (Q_{AHR}) massica ridotta reale del compressore (14) e della dinamica della portata (Q_{AHR}) massica ridotta obiettivo del compressore (14) fornita dal controllo motore.

4.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni precedenti, in cui una prima curva (28, 30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) viene traslata nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione di una quantità che è funzione dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico.

5.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 4, in cui la prima curva (28) limite del funzionamento del compressore (14) è una curva (28) di pompaggio del compressore (14) che costituisce il luogo dei punti oltre il quale viene rotto l'equilibrio aerodinamico interno del compressore (14); e la prima curva (28) limite del funzionamento del compressore (14) viene traslata nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione verso l'alto quando il motore (1) a combustione interna è in fase di accelerazione e verso il basso quando il motore (1) a combustione interna è in fase di decelerazione.

6.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 4 o

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

5, in cui il valore assoluto dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico viene sottratto ad una portata ($Q_{AHR_CURRENT}$) massica ridotta corrente del compressore (14) quando il motore (1) a combustione interna è in decelerazione in modo da traslare verso destra la prima curva (28) limite del funzionamento del compressore (14) nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione; ed il valore assoluto dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico viene sommato alla portata ($Q_{AHR_CURRENT}$) massica ridotta corrente del compressore (14) quando il motore (1) a combustione interna è in accelerazione in modo da traslare verso sinistra la prima curva (28) limite del funzionamento del compressore (14) nel piano portata massica ridotta / rapporto di compressione.

7.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 4 a 6 e comprendente l'ulteriore fase di determinare una seconda curva (30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) in funzione della prima curva (28) limite di funzionamento del compressore (14).

8.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 7 e comprendente l'ulteriore fase di determinare la seconda curva (30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) applicando una soglia (S_2 , S_4 , S_6) di sicurezza alla prima curva (28) limite di funzionamento del compressore (14).

9.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8 e

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

comprendente l'ulteriore fase di modificare la seconda curva (30, 32, 34) limite del funzionamento del compressore (14) in funzione dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico modificando la soglia (S2, S4, S6) di sicurezza in funzione dell'indice (Δ_{dyn}) dinamico.

10.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 9, in cui l'indice (Δ_{dyn}) dinamico viene sommato o sottratto alla soglia (s2, S4, S6) di sicurezza.

11.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, in cui la soglia (S2, S4, S6) di sicurezza è variabile in funzione della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14).

12.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 11 e comprendente l'ulteriore fase di utilizzare un operatore (HYS_{WG} , HYS_{Poff}) di isteresi per una curva (32, 34) limite del funzionamento del compressore (14).

13.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 12, in cui l'operatore (HYS_{Poff}) di isteresi è variabile in funzione della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14) e/o della pressione (P_{atm}) atmosferica e/o della dinamica della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14).

14.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 12 o 13, in cui l'operatore (HYS_{Poff}) di isteresi è variabile

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

in funzione dell'indice dinamico (Δ_{dyn}).

15.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni a 1 a 14, in cui la dinamica della portata (Q_{AHR}) massica ridotta è rappresentata dalla derivata prima nel tempo della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14).

16.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 15 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare una portata (Q_{AHR}) massica ridotta obiettivo fornita dal controllo motore;

filtrare la portata (Q_{AHR}) massica ridotta obiettivo mediante un filtro passa-basso; e

calcolare la derivata prima nel tempo della portata (Q_{AHR}) massica ridotta del compressore (14) come differenza fra la portata (Q_{AHR}) massica ridotta obiettivo e la portata (Q_{AHR}) massica ridotta obiettivo filtrata.

17.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni a 1 a 14, in cui la dinamica della portata (Q_{AHR}) massica ridotta è determinata in funzione della dinamica di una valvola (8) a farfalla che regola un condotto (6) di aspirazione del motore (1) a combustione interna sovralimentato.

18.- Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 17 e comprendente le ulteriori fasi di:

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

utilizzare una prima curva (30) limite del funzionamento del compressore (14) per saturare una pressione di sovralimentazione obiettivo;

utilizzare una seconda curva (32) limite del funzionamento del compressore (14) per pilotare una valvola (16) di wastegate in modo tale da aprire la valvola (16) di wastegate quando viene superata la seconda curva (32) limite del funzionamento del compressore (14); e

utilizzare una terza curva (34) limite del funzionamento del compressore (14) per pilotare una valvola (19) di Poff in modo tale da aprire la valvola (19) di Poff quando viene superata la terza curva (34) limite del funzionamento del compressore (14).

19.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 18 e comprendente l'ulteriore fase di:

determinare, in una fase preliminare di settaggio e messa a punto, la durata di un intervallo (Δt) di tempo limite; e

ritardare la chiusura della valvola (19) di Poff di un intervallo di tempo di durata massima pari alla durata dell'intervallo (Δt) di tempo limite.

20.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 18 o 19 e comprendente le ulteriori fasi di:

determinare in una fase preliminare di settaggio e messa a punto un valore (TV) di tolleranza ;

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

calcolare la differenza fra la pressione corrente di sovralimentazione del turbocompressore (12) e la pressione obiettivo di sovralimentazione del turbocompressore (12); e comandare la chiusura della valvola (19) di Poff quando la differenza fra la pressione di sovralimentazione del turbocompressore (12) e la pressione obiettivo di sovralimentazione del turbocompressore (12) è minore di o uguale al valore (TV) di tolleranza.

21.- Metodo di controllo secondo la rivendicazione 20, in cui il valore (TV) di tolleranza viene determinato in funzione della portata (Q_{AHR}) massica ridotta.

p.i.: MAGNETI MARELLI S.P.A.

Matteo MACCAGNAN

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

C L A I M S

1.- Method for controlling an internal combustion engine (1) supercharged by means of a turbocharger (12) provided with a turbine (13) and a compressor (14); the control method comprises the steps of:

determining, in a plane reduced mass flow rate / compression ratio, at least one limit curve (28, 30, 32, 34) of the operation of the compressor (14), which represents a limit of the operation field of the compressor (14); and

controlling the turbocharger (12), so as to keep the actual reduced mass flow rate (Q_{AHR}) and the actual compression ratio (RC) of the compressor (14) within the limit defined by the limit curve (28, 30, 32, 34) of the operation of the compressor (14);

the control method is **characterised in that** it comprises the further steps of:

determining a dynamic index (Δ_{dyn}) according to the dynamics of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14); and

modifying the limit curve (28, 30, 32, 34) of the operation of the compressor (14) according to the dynamic index (Δ_{dyn}).

2.- Control method according to claim 1, wherein the dynamic index (Δ_{dyn}) is determined according to the reduced

mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14).

3.- Control method according to claim 2, wherein the dynamic index (Δ_{dyn}) is determined according to the real reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14) and to the dynamics of the target reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14) provided by the engine control.

4.- Control method according to any of the previous claims, wherein a first limit curve (28, 30, 32, 34) of the operation of the compressor (14) is translated, in the plane reduced mass flow rate / compression ratio, by a quantity which is a function of the dynamic index (Δ_{dyn}).

5.- Control method according to claim 4, wherein the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14) is a pumping curve (28) of the compressor (14) which constitutes the set of points beyond which the internal aerodynamic balance of the compressor (14) is broken; and the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14) is translated upwards, in the plane reduced mass flow rate / compression, when the internal combustion engine (1) is in acceleration phase, and downwards, when the internal combustion engine (1) is in deceleration phase.

6.- Control method according to claim 4 or 5, wherein the absolute value of the dynamic index (Δ_{dyn}) is subtracted from a current reduced mass flow rate

($Q_{AHR_CURRENT}$) of the compressor (14), when the internal combustion engine (1) is in deceleration phase, so as to translate the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14) to the right in the plane reduced mass flow rate / compression; and the absolute value of the dynamic index (Δ_{dyn}) is added to the current reduced mass flow rate ($Q_{AHR_CURRENT}$) of the compressor (14), when the internal combustion engine (1) is in acceleration phase, so as to translate the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14) to the left in the plane reduced mass flow rate / compression.

7.- Control method according to any of the claims from 4 to 6 and comprising the further step of determining a second limit curve (30, 32, 34) of the operation of the compressor (14) according to the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14).

8.- Control method according to claim 7 and comprising the further step of determining the second limit curve (30, 32, 34) of the operation of the compressor (14) by applying a safety threshold (S2, S4, S6) to the first limit curve (28) of the operation of the compressor (14).

9.- Control method according to claim 8 and comprising the further step of modifying the second limit curve (30, 32, 34) of the operation of the compressor (14) according to the dynamic index (Δ_{dyn}) by modifying the safety

threshold (S_2 , S_4 , S_6) according to the dynamic index (Δ_{dyn}).

10.- Control method according to claim 9, wherein the dynamic index (Δ_{dyn}) is added to or subtracted from the safety threshold (S_2 , S_4 , S_6).

11.- Control method according to claim 8, wherein the safety threshold (S_2 , S_4 , S_6) can vary according to the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14).

12.- Control method according to any of the claims from 1 to 11 and comprising the further step of using a hysteresis operator (HYS_{WG} , HYS_{Poff}) for a limit curve (32, 34) of the operation of the compressor (14).

13.- Control method according to claim 12, wherein the hysteresis operator (HYS_{Poff}) can vary according to the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14) and/or to the atmospheric pressure (P_{atm}) and/or to the dynamics of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14).

14.- Control method according to claim 12 or 13, wherein the hysteresis operator (HYS_{Poff}) can vary according to the dynamic index (Δ_{dyn}).

15.- Control method according to any of the claims from 1 to 14, wherein the dynamics of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) is represented by the first derivative in time of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14).

16.- Control method according to claim 15 and

comprising the further step of:

determining a target reduced mass flow rate (Q_{AHR}) provided by the engine control;

filtering the target reduced mass flow rate (Q_{AHR}) by means of a low-pass filter; and

calculating the first derivative in time of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) of the compressor (14) as the difference between the target reduced mass flow rate (Q_{AHR}) and the filtered target reduced mass flow rate (Q_{AHR}).

17.- Control method according to any of the claims from 1 to 14, wherein the dynamics of the reduced mass flow rate (Q_{AHR}) is determined according to the dynamics of a throttle valve (8) which regulates a suction duct (6) of the supercharged internal combustion engine (1).

18.- Control method according to any of the claims from 1 to 17 and comprising the further steps of:

using a first limit curve (30) of the operation of the compressor (14) to saturate a target supercharging pressure;

using a second limit curve (32) of the operation of the compressor (14) to control a waste gate valve (16), so as to open the waste gate valve (16) when the second limit curve (32) of the operation of the compressor (14) is exceeded; and

using a third limit curve (34) of the operation of the

compressor (14) to control a dump valve (19), so as to open the dump valve (19) when the third limit curve (34) of the operation of the compressor (14) is exceeded.

19.- Method according to claim 18 and comprising the further steps of:

determining, in a preliminary adjustment and set up phase, the duration of a limit time interval (Δt); and

delaying the closing of the dump valve (19) by a time interval with a maximal duration equal to the duration of the limit time interval (Δt).

20.- Control method according to claim 18 or 19 and comprising the further steps of:

determining, in a preliminary adjustment and set up phase, a tolerance value (TV);

calculating the difference between the current supercharging pressure of the turbocharger (12) and the target supercharging pressure of the turbocharger (12); and

imposing the closing of the dump valve (19) when the difference between the supercharging pressure of the turbocharger (12) and the target supercharging pressure of the turbocharger (12) is lower than or equal to the tolerance value (TV).

21.- Control method according to claim 20, wherein the tolerance value (TV) is determined according to the reduced mass flow rate (Q_{AHR}).

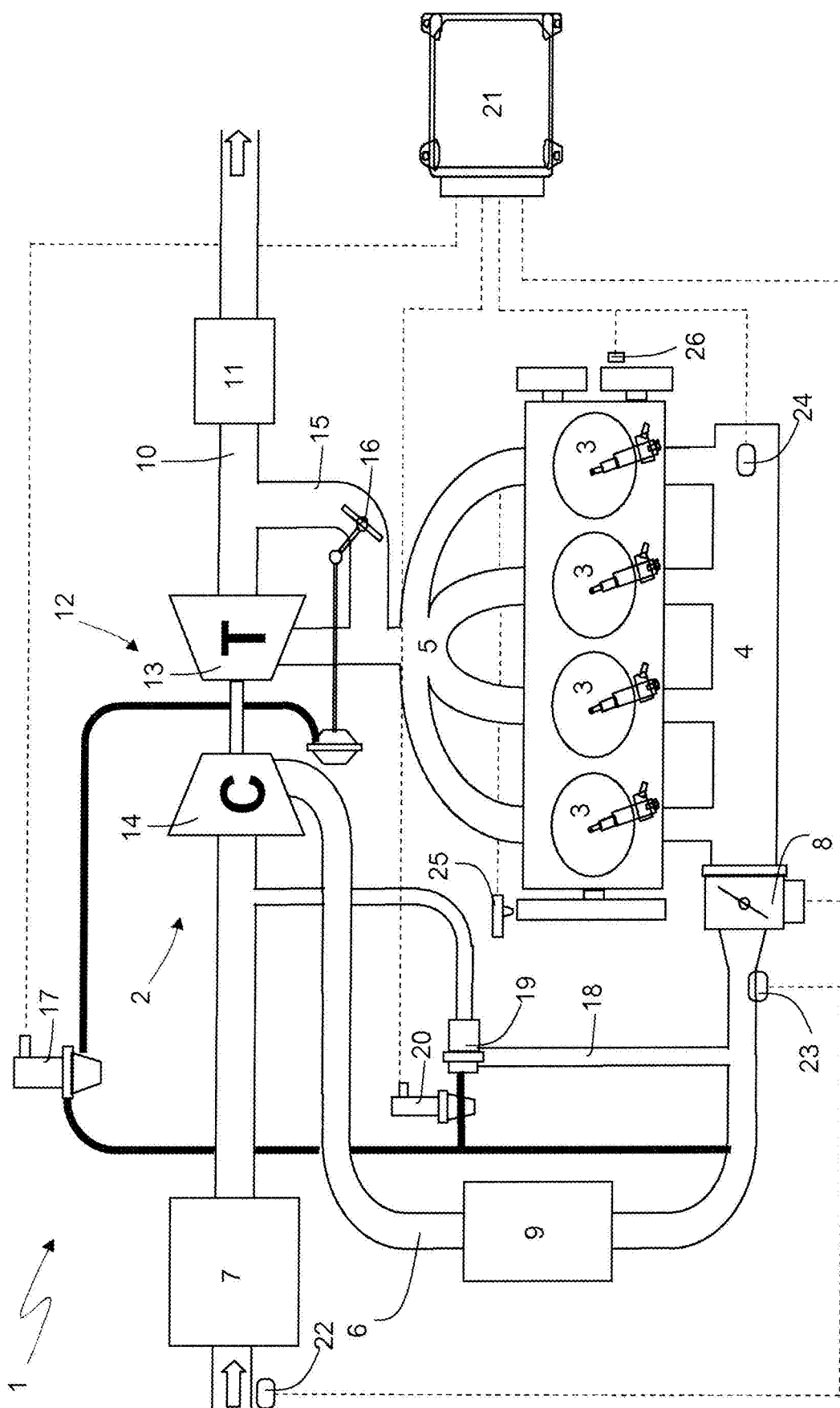


FIG.1

p.i.: MAGNETI MARELLI S.P.A.

Matteo MACCAGNAN
(Iscrizione Albo N.987/BM)

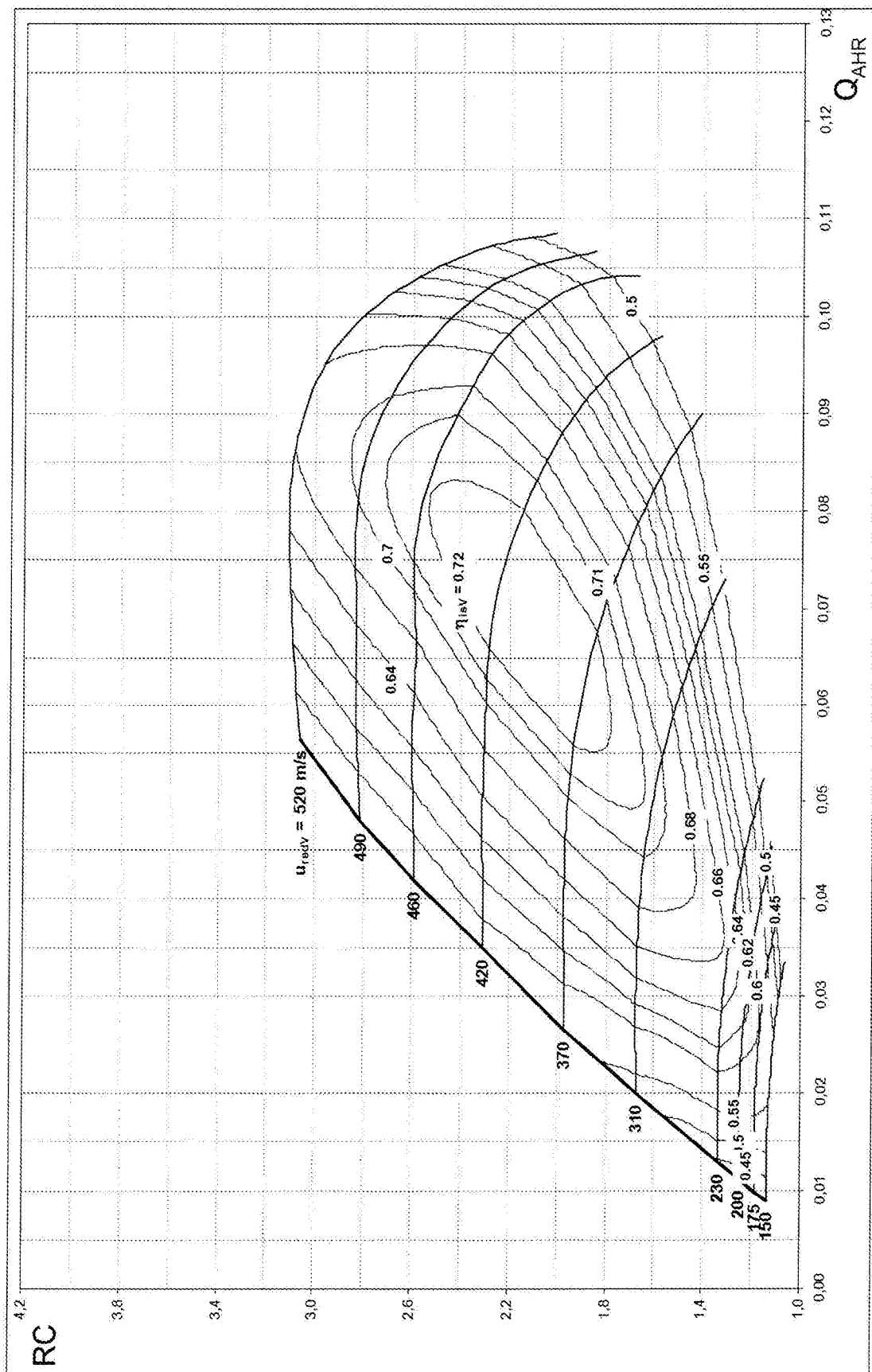


FIG.2

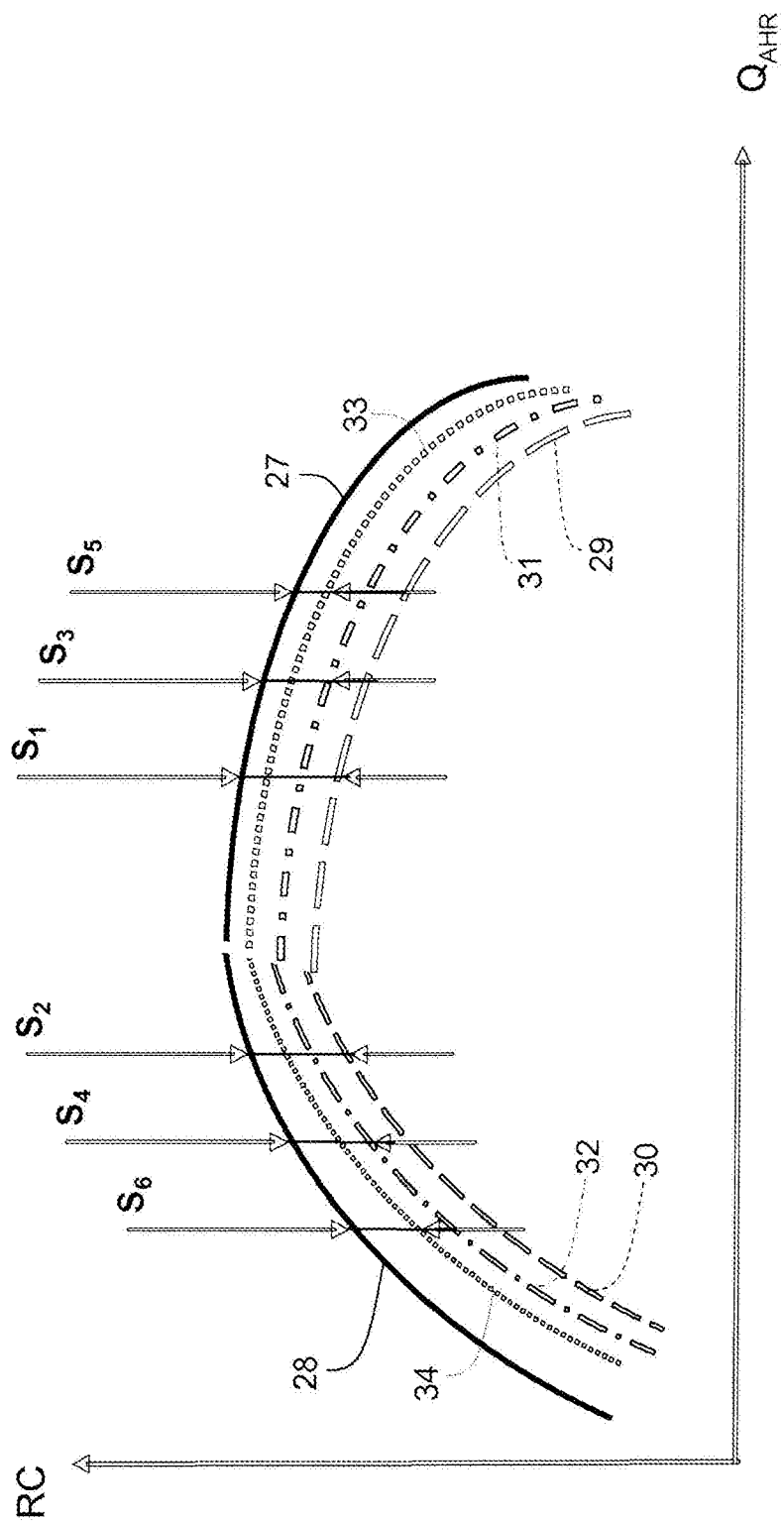


FIG.3

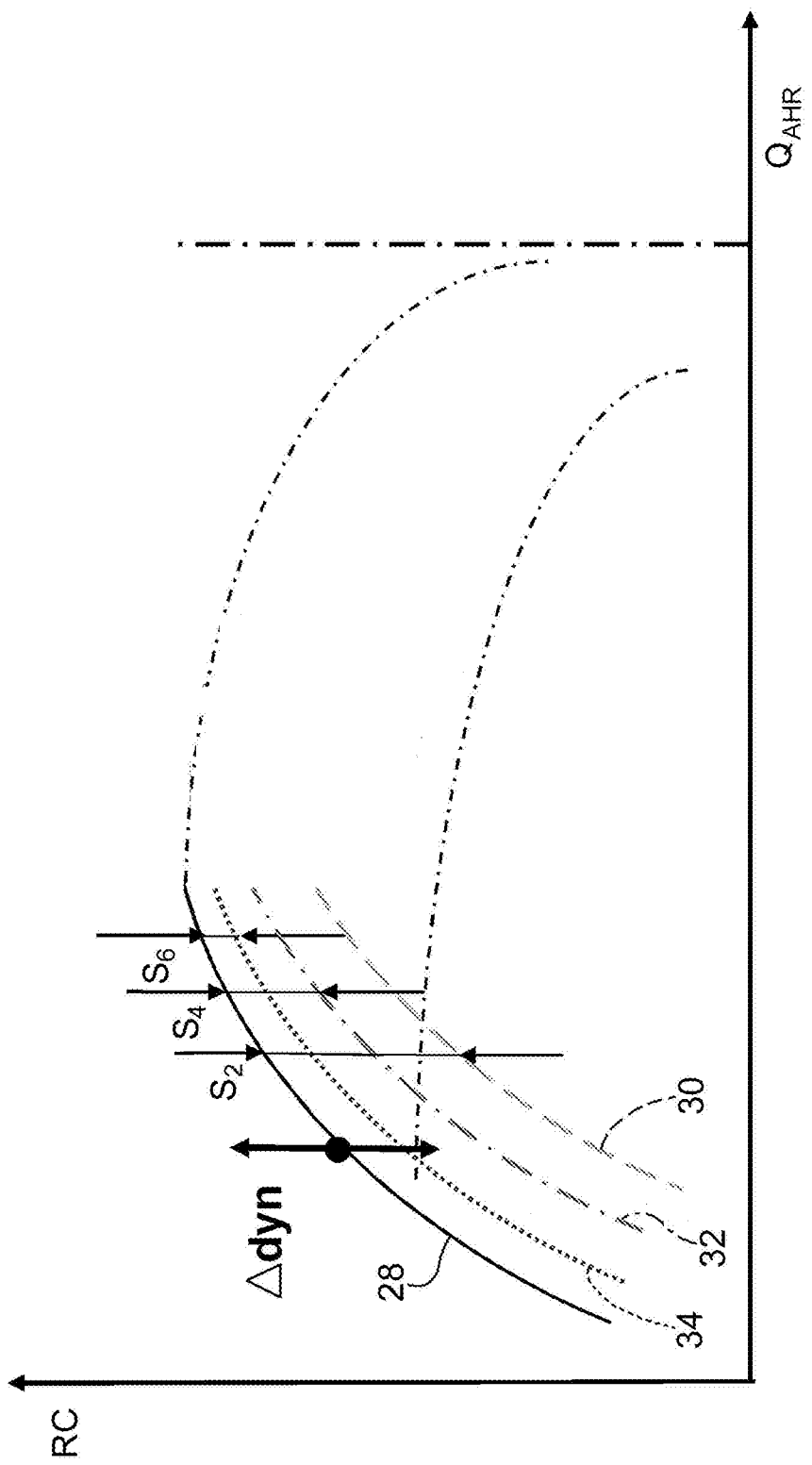


FIG.4

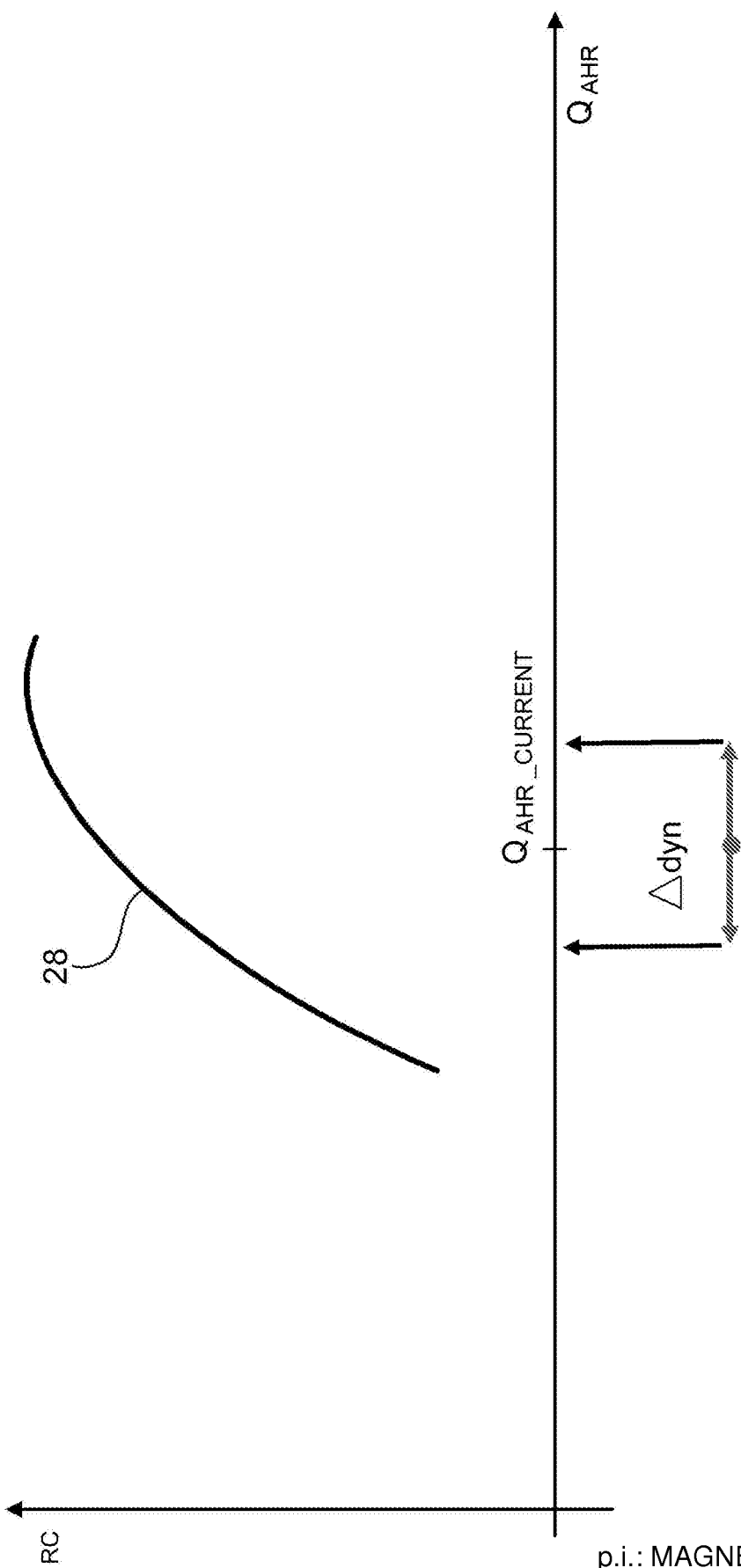


FIG.5

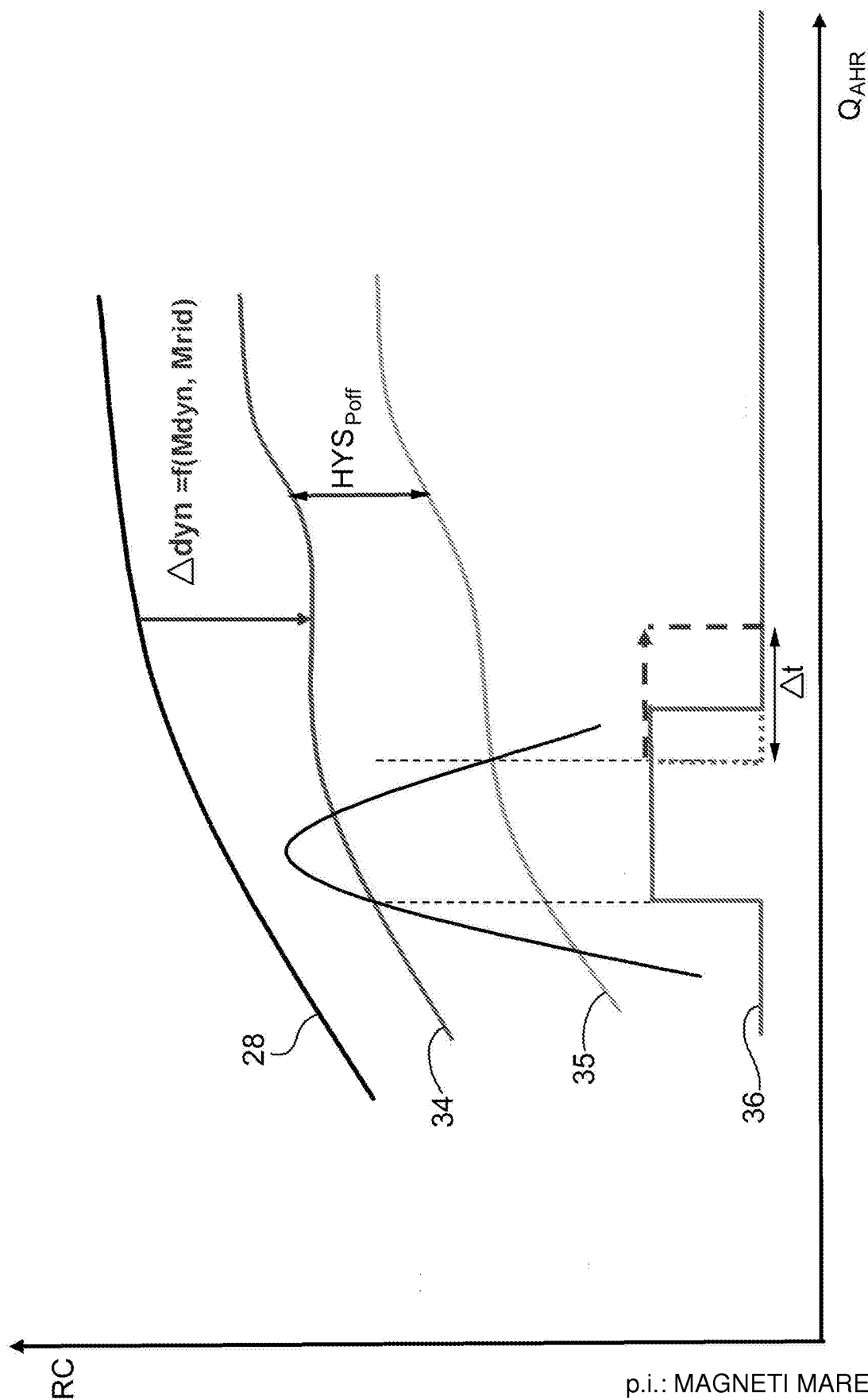


FIG.6