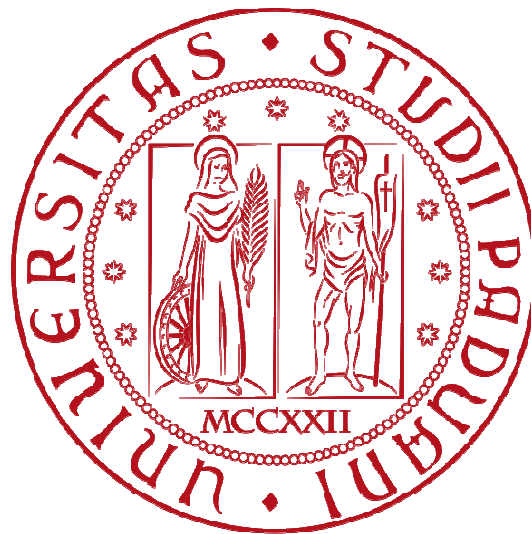


UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA DELL'ENERGIA
ELETTRICA**

TESI DI LAUREA

**MODELLO ELETTROMECCANICO E TERMICO DI
SISTEMI PER L'ACCUMULO CINETICO DI
ENERGIA AZIONATI DA UNA MACCHINA A
FLUSSO ASSIALE**

Relatore: Prof. Ing. Andrea Tortella
Correlatore: Prof. Ing. Mauro Andriollo

Candidato: Lorenzo Bellini

ANNO ACCADEMICO 2019 - 2020

***Ringraziamenti... anche se non sarebbero mai abbastanza:
Vanno a tutti coloro che in questi anni mi hanno supportato e aiutato***

INDICE

SCOPO DEL LAVORO DI TESI	iii
INTRODUZIONE	1
Capitolo 1 : FESS	3
1.1 FUNZIONAMENTO.....	3
1.2 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE	4
1.3 CAMPI DI APPLICAZIONE	9
1.4 FESS UTILIZZATO NEL LAVORO.....	12
1.5 MODELLO DEL FESS.....	15
Capitolo 2 : FORMULAZIONI PER IL MODELLO TERMICO E FLUIDODINAMICO	18
2.1 TRASMISSIONE DEL CALORE	18
2.1.1. Conduzione	18
2.1.2. Convezione.....	18
2.1.3. Irraggiamento.....	19
2.2 PROPRIETA' DEL GAS.....	22
2.3 MODELLIZZAZIONE DI COMPONENTI A FORMA DI ANELLO.....	23
2.4 CONVEZIONE IN UN TRAFERRO TRA DUE DISCHI AFFACCIATI.....	25
2.5 CONVEZIONE IN UN TRAFERRO TRA DUE CILINDRI COASSIALI.....	28
Capitolo 3 : COMPUTO DELLE FONTI DI PERDITA	30
3.1 PERDITE PER VENTILAZIONE	30
3.2 PERDITE ELETTROMAGNETICHE.....	34
Capitolo 4 : RETE TERMICA DEL FESS	37
4.1 MODELLO TERMICO.....	37
4.2 MODELLIZZAZIONE DEI COMPONENTI.....	37
4.2.1. STATORE	37
4.2.2. SUPPORTO DELLO STATORE	40
4.2.3. MAGNETI E GIOGO DI ROTORE	41
4.2.4. VOLANO	41
4.2.5. TRAFERRO STATORE – MAGNETI	43
4.2.6. TRAFERRO VOLANO-CASSA	45
Capitolo 5 : SIMULAZIONI DINAMICHE	48
5.1 FUNZIONAMENTO IN REGIME DI IDLE PER DIVERSI VALORI DI PRESSIONE	48
5.2 INTERVENTO PARTENDO DA CONDIZIONE DI IDLE	52
5.3 FUNZIONAMENTO CON CICLI RIPETUTI	56
CONCLUSIONI	58
Appendice: Implementazione in Simulink	59
ERRORE DI LOOP ALGEBRICO	59
SIMULAZIONI CON CALCOLO PARALLELO.....	60
INDICE DI FIGURE E TABELLE	63
BIBLIOGRAFIA	65

SCOPO DEL LAVORO DI TESI

Il presente elaborato ha lo scopo di analizzare i sistemi di accumulo cinetico dell'energia (*FESS*) basati su macchina elettrica a flusso assiale mediante un modello realizzato con i software Matlab e Simulink.

Gli obiettivi prefissati sono stati:

- Realizzare una rete termica equivalente dell'apparecchiatura con la quale monitorare le temperature delle varie componenti
- Integrare la rete termica nel modello completo del *FESS*, comprendente modello elettrico e meccanico
- Utilizzare il modello per simulare l'utilizzo del *FESS* in campi di applicazione realistici

La conoscenza della temperatura delle componenti della macchina elettrica è molto importante poiché lo statore è in buona parte costituito da resina isolante, mentre per i magneti si ha il problema della diminuzione di flusso prodotto all'aumentare della temperatura, nonché problemi di smagnetizzazione. Il modello completo è elaborato in modo da considerare l'insieme delle perdite sia elettriche che meccaniche dell'apparecchiatura: sono queste infatti a contribuire all'aumento della temperatura e alle perdite di energia immagazzinata che può verificarsi anche nei i periodi di idle.

Nel prosieguo verranno illustrati diversi campi di applicazione dei *FESS*, ma nell'elaborato si è trattata una macchina adatta ad uso UPS di piccola taglia.

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni si sta assistendo ad un progressivo sviluppo della rete elettrica e all'aumento della presenza di impianti di produzione a energia rinnovabile, a causa di una domanda di energia elettrica in costante aumento, con clienti che richiedono un servizio adeguato ad un costo accettabile e il passaggio verso fonti energetiche che riducano l'impatto ambientale.

Di pari passo al cambiamento sono emerse una serie di criticità che vanno dal mantenimento dei vincoli sulla Power Quality nella rete, alla non programmabilità della produzione degli impianti a energia rinnovabile, per cui l'esercizio tradizionale della rete, che prevedeva di eguagliare in ogni istante produzione e consumo di energia, deve essere superato e con ciò il concetto che l'energia elettrica non si può immagazzinare.

Per porre rimedio a questi problemi sono stati messi a punto dei sistemi di accumulo dell'energia elettrica che permettono, agendo come un vaso di espansione in un impianto idraulico, di rendere vantaggiosa la gestione della rete e fornire ai clienti un servizio adeguato.

La tecnologia elettrochimica è stata fin da subito la più utilizzata per la sua maturità commerciale, per cui gli impianti di accumulo con batterie sono stati i primi ad essere sviluppati.

Le batterie, specialmente le più datate piombo-acido o le più recenti al litio, presentano problemi di sicurezza e impatto ambientale e in generale qualsiasi batteria degrada abbastanza velocemente le sue prestazioni con il passare del tempo, tanto più se sottoposta a cicli di carica e scarica abbastanza rapidi e ripetuti.

Questo fatto ha motivato la scelta di sovradimensionare gli impianti, allo scopo di limitare lo stress energetico a cui è sottoposta ciascuna delle batterie e con ciò allungare la loro vita.

La collocazione dell'impianto deve poi essere ben valutata in quanto all'aumentare della temperatura le prestazioni diminuiscono, per cui la capacità di smaltimento del calore prodotto in relazione alla temperatura ambiente è importante. Tuttavia le batterie presentano una elevata densità di energia ad un costo contenuto, per cui nonostante i vari problemi sono state ampiamente utilizzate, complice anche l'alto livello di affidabilità comunque raggiunto da alcune tecnologie.

Solitamente le batterie vengono affiancate ad unità di accumulo ad alta potenza di picco (accumulo ibrido) come supercondensatori (supercap), che a differenza dei normali condensatori presentano una capacità di alcune migliaia di Farad.

Queste prestazioni vengono ottenute solo se vengono fatti funzionare a tensioni molto basse, per cui sono venduti sotto forma di moduli preassemblati che rispondono alle caratteristiche elettriche dell'impianto.

Un corretto sfruttamento di un sistema ibrido prevede un condizionamento della richiesta di potenza, facendo in modo che il segnale di potenza venga opportunamente filtrato, assegnando alle batterie il termine medio di tale segnale e ai supercap quello variabile.

Una possibile alternativa ai supercap che si sta affermando in tempi più recenti è rappresentata dall'accumulo cinetico basato su volani (Flywheel Energy Storage Systems, *FESS*).

Rispetto alle batterie un *FESS* permette la gestione di picchi elevati di potenza con tempi di risposta veloci e per un numero molto elevato di cicli (la vita media è infatti di circa 25-30 anni contro i 10 delle batterie) e non vengono prodotti rifiuti pericolosi a fine vita.

La densità di potenza è superiore a quella delle batterie e sono meno sensibili alla temperatura ambiente permettendo una collocazione più agevole e meno soggetta a problematiche di sicurezza.

La realizzazione di un *FESS* a livello costruttivo non è semplice: il volano è in acciaio o in materiale composito a seconda del tipo di applicazione e richiede un'accurata costruzione per quanto riguarda il bilanciamento durante la rotazione; non solo, ma causa delle elevate velocità di rotazione, il tutto deve essere posto in ambiente a bassa pressione che garantisca la riduzione di attrito delle parti in movimento con il gas circostante, richiedendo in alcuni casi l'adozione di pompe per il vuoto. La macchina elettrica abbinata deve inoltre essere interfacciata con la rete tramite un convertitore bidirezionale.

Capitolo 1 : FESS

Un FESS [1-7] è un'apparecchiatura in grado di convertire l'energia elettrica, tramite una macchina elettrica funzionante da motore (M) in energia rotazionale accumulandola in un volano, consentendone così lo stoccaggio per un certo periodo di tempo, dipendente dal tipo di utilizzo, per renderla poi disponibile facendo funzionare la macchina da generatore (G)

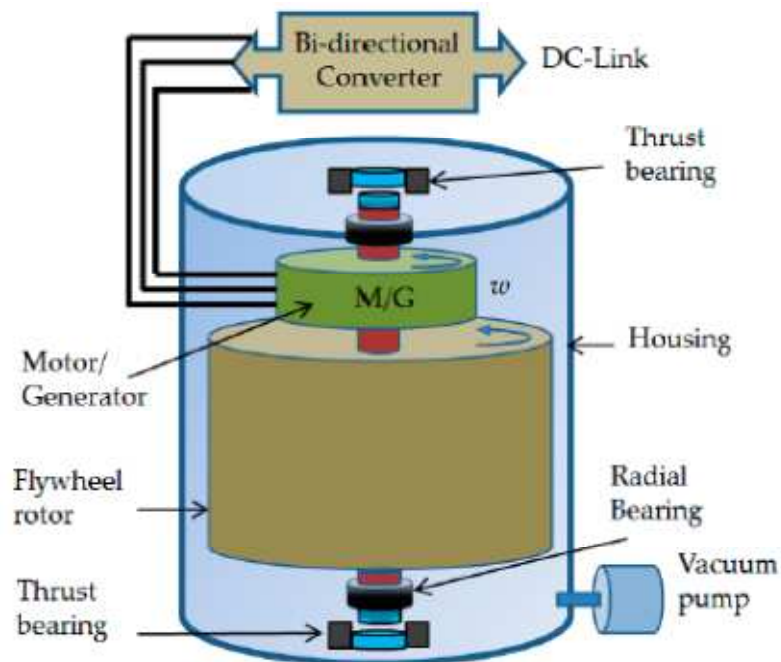


FIG 1:1 DISPOSIZIONE DEI COMPONENTI DI UN FESS

1.1 FUNZIONAMENTO

L'energia rotazionale accumulata da una massa in rotazione, tipicamente un volano, è definita da

$$E = \frac{1}{2} J (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \quad (1.1.1)$$

essa dipende sia dal momento di inerzia della massa in rotazione J , legato alla sua geometria e alle caratteristiche del materiale con cui è costruita, che dalla differenza tra i limiti superiore e inferiore di velocità angolare ω_{max} e ω_{min} .

Il valore di ω_{max} è dettato da vincoli sia meccanici che elettrici, in particolare il massimo sforzo a cui è soggetto il componente, definito da

$$\sigma_{max} = \rho r_{max}^2 \omega_{max}^2 \quad (1.1.2)$$

rappresenta un limite non superabile per l'integrità della macchina; dal punto di vista elettrico va invece osservato che la velocità di rotazione è legata al valore di tensione e questo deve essere compatibile con le caratteristiche dell'isolamento della macchina elettrica e del convertitore accoppiato.

Per quanto riguarda il limite minimo di velocità ω_{min} si ricava da

$$P = C \omega \quad (1.1.3)$$

che se macchina lavora a potenza costante, quando la velocità raggiunge il valore minimo la coppia, e conseguentemente la corrente elettrica, sono al loro massimo; tale valore di corrente deve essere compatibile con le caratteristiche della macchina elettrica.

1.2 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

Un FESS è costituito da una macchina elettrica il cui rotore è accoppiato ad un volano. Il momento di inerzia J del volano è funzione della sua geometria e massa, e tipicamente questo ha forma cilindrica piena o cava sviluppata o meno in lunghezza, ad anello oppure discoidale. Quale che sia la sua forma, il momento di inerzia è esprimibile in via generale come

$$J = \int_V \rho r^2 dV \quad (1.2.1)$$

il quale assume, per una geometria cilindrica (FIG 1:2)

$$J = \frac{1}{2} m (r_{ext}^2 - r_{in}^2) = \frac{1}{2} \rho L (r_{ext}^4 - r_{in}^4) \quad (1.2.2)$$

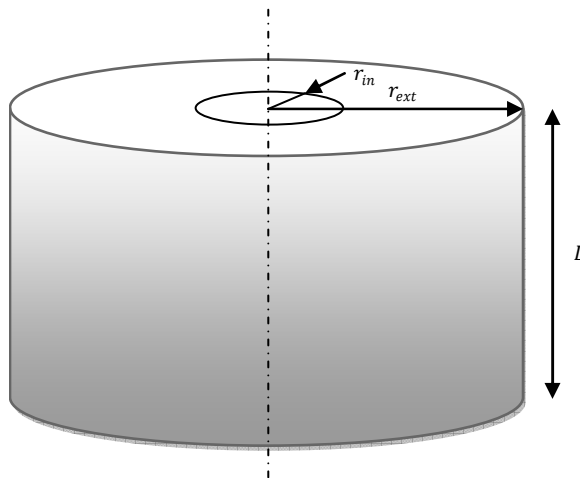


FIG 1:2 DETTAGLIO DELLA GEOMETRIA CILINDRICA

L'effetto della geometria del volano sulle prestazioni si può analizzare introducendo il fattore di forma K , ossia un indice di sfruttamento del materiale; più alto è il suo valore e più efficiente è il progetto, in termini energetici e meccanici.

Introducendo K e utilizzando la (1.1.1) e (1.1.2) è possibile ricavare l'energia specifica $E_{K,m}$ e la densità energetica $E_{K,v}$:

$$E_{K,m} = \left[\frac{E}{m} \right]_{max} = K \frac{\sigma_{max}}{\rho} \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (1.2.3)$$

$$E_{K,v} = \left[\frac{E}{V} \right]_{max} = K \sigma_{max} \left[\frac{J}{m^3} \right] \quad (1.2.4)$$

In FIG 1:2 sono riportati alcuni coefficienti di forma per diverse geometrie:

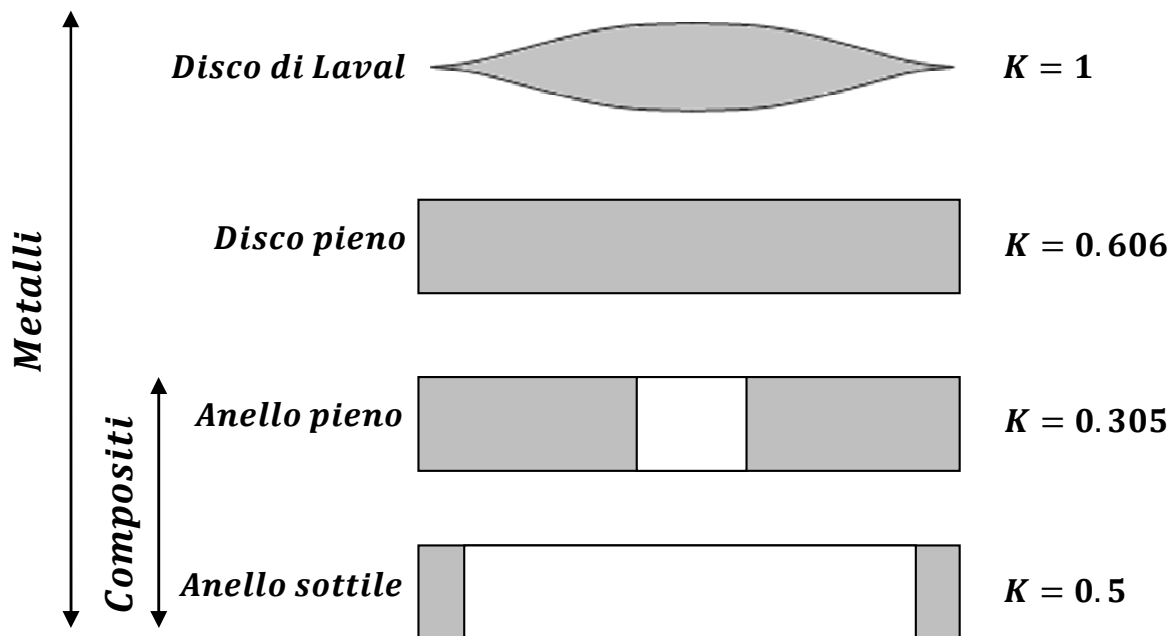


FIG 1:3 FATTORE DI FORMA PER DIVERSE GEOMETRIE DI VOLANO

Osservando la (1.2.3) e (1.2.4) e assumendo $K = 1$ è possibile notare che più un materiale presenti resistenza elevata e bassa densità, migliori sono l'energia specifica e la densità energetica; questo fa pensare che i compositi come il Kevlar o attualmente la fibra di carbonio possano rappresentare una buona scelta e a tal proposito in TAB 1:1 sono confrontate le prestazioni di vari materiali a parità di fattore di forma.

CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI DI DIVERSI MATERIALI				
MATERIALE	σ [MPa]	ρ [kg/m ³]	$E_{K,m}$ [Wh/kg]	$E_{K,v}$ [kWh/m ³]
ACCIAIO				
17.7 PH	1650	7800	36	278
AISI 4340	1800	7800	39	303
LEGHE				
Al 7075	572	2810	34	96
AlMnMg	600	2700	38	101
TITANIO				
Ti-15V-3Cr-3Al-3Sn ST 790°C	1380	4760	49	232
TiAl6Zr	1200	4500	45	202
COMPOSITI				
Advantex E-Glass (fibra di vetro)	1400	2146	110	236
Fibra di vetro (60%)	1600	2000	135	269
Fibra di carbonio (60%)	2400	1500	269	404
Toray T1000G composito	3040	1800	284	512
Toray T1000G fibra	6370	1800	596	1072
MATERIALI PER IL FUTURO				
Vapor grown carbon nanofibers	2920	2000	246	492
Single wall carbon nanotube low end	50000	1300	6474	8417
Single wall carbon nanotube high end	500000	1300	64744	84167
Multi-walled carbon nanotubes low end	10000	1750	962	1683
Multi-walled carbon nanotubes high end	60000	1750	5771	10100

TAB 1:1 CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI DI DIVERSI MATERIALI [4]

In definitiva la geometria e il massimo sforzo sopportabile condizionano il progetto della macchina e questo ha fatto sì che per cercare di massimizzare l'energia immagazzinata, si sia cercato di aumentare J oppure ω , meglio se tutti e due. Nel tempo sono così venute a crearsi due famiglie di volani: quelli operanti a velocità dell'ordine dei 10^4 rpm, denominati "low speed FESS" e quelli a velocità superiori ai 10^5 rpm, detti "high speed FESS" [2].

I “*low speed FESS*” utilizzano tipicamente volani pesanti realizzati in acciaio di forma cilindrica con diametro e lunghezza contenuti, viceversa gli “*high speed FESS*” sono realizzati con volani in composito, ad esempio fibra di carbonio, e hanno forma cilindrica sottile sviluppata in lunghezza.

La scelta della tipologia di volano condiziona inevitabilmente la struttura di supporto, la quale deve sostenere sia la massa stessa del volano che quella del rotore della macchina elettrica, garantendo allo stesso tempo il mantenimento della posizione lungo l’asse di rotazione.

A causa delle elevate velocità di rotazione i normali cuscinetti a sfere avrebbero vita troppo breve, per cui si utilizzano speciali cuscinetti magnetici privi di parti in contatto fra loro, anche se in certe realizzazioni sono presenti ibridi tra cuscinetti a sfere e magnetici, in cui i primi garantiscono il centraggio e i secondi il sostenimento principale della massa.

I cuscinetti magnetici possono essere di tipo passivo (PMB) o attivo (AMB): i PMB sono assemblati disponendo solamente dei magneti in maniera da respingersi l’un l’altro e un esempio è la configurazione *Halbach*; gli AMB invece devono essere alimentati nella parte fissa, ma consentono di controllare il campo magnetico prodotto e quindi la forza esercitata sulla componente da mantenere in asse, garantendo la compensazione di eventuali spostamenti nel posizionamento.

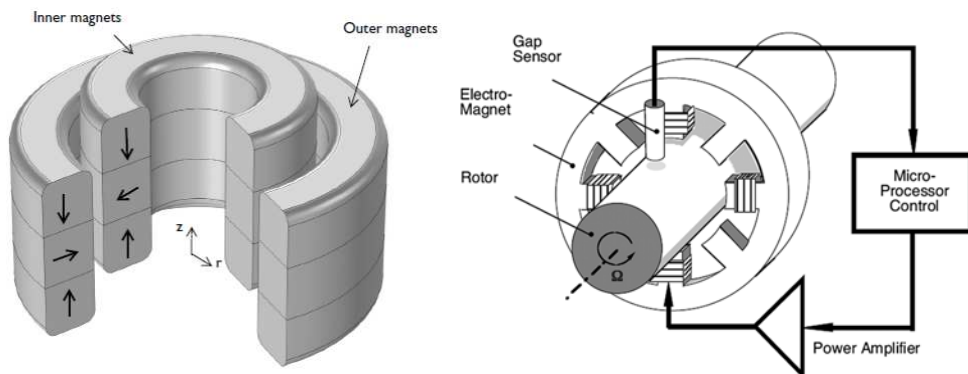


FIG 1:4 CUSCINETTO PASSIVO E ATTIVO

Riguardo alla macchina elettrica da abbinare al volano, le tipologie più diffuse sono:

- La macchina asincrona: generalmente robusta ed economica, tuttavia è limitata in velocità e presenta elevate perdite nel rotore, il che in un sistema di accumulo è un grave svantaggio dal punto di vista energetico e termico.
- La macchina a riluttanza: sopperisce al limite di velocità della precedente, unendo una semplice e robusta costruzione a un costo contenuto con buon rendimento; tuttavia alcuni tipi presentano perdite non trascurabili e bassa densità di potenza

- La macchina di tipo SPM a flusso radiale o assiale presenta invece le migliori caratteristiche, sia in termini di rendimento che di robustezza, consentendo anche di operare ad elevate velocità. Tuttavia questi pregi hanno un costo elevato e i magneti sono sensibili alla temperatura.

Generalmente la macchina SPM a flusso radiale viene scelta per equipaggiare volani di forma cilindrica sottile, in modo da avere una disposizione concentrica dei componenti; viceversa la soluzione con macchina a flusso assiale è preferibile se si vuole una macchina compatta da abbinare a volani di forma cilindrica piena, in quest'ultimo caso i magneti possono essere direttamente collocati sul volano tramite un disco di supporto. Le due scelte si traducono in macchine strette e alte nel primo caso e in macchine più compatte nel secondo (FIG 1:5).

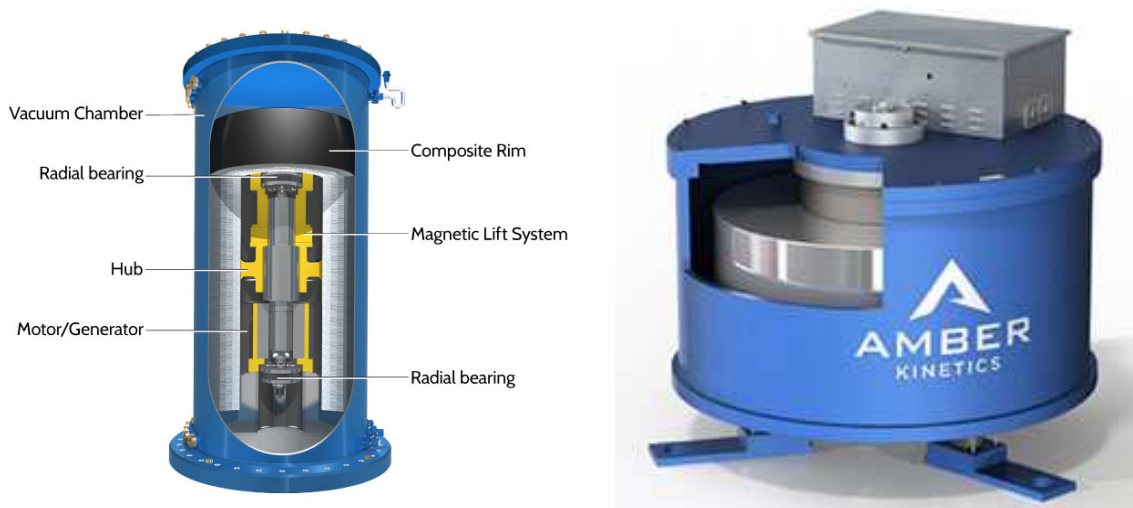


FIG 1:5 FESS CON MACCHINA A FLUSSO RADIALE (BEACON POWER) E ASSIALE (AMBER KINETICS)

Poiché i magneti producono un flusso, è importante verificare che la tensione a vuoto generata alla massima velocità di rotazione sia compatibile con i limiti di isolamento.

Da quanto emerge la macchina elettrica opera a frequenza molto elevata per cui è necessario un convertitore bidirezionale per interfacciare il FESS alla rete elettrica e le tipiche configurazioni sono AC/AC oppure AC/DC/AC (Back to back), come rappresentato in FIG 1:6.

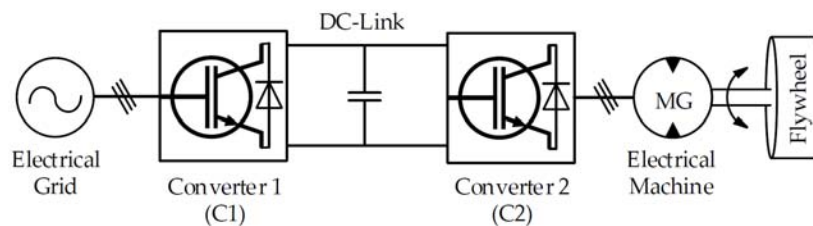


FIG 1:6 CONVERTITORE BIDIREZIONALE BACK TO BACK DI INTERFACCIA CON LA RETE [3]

Al fine di ridurre il più possibile le perdite per ventilazione causate dall'elevata velocità di rotazione, le componenti devono essere mantenute in un ambiente a bassa pressione, tipicamente da 10Pa a 100Pa, per cui è collegata alla cassa o una pompa per il vuoto oppure un collegamento per praticarlo dopo l'installazione della macchina.

Per contro il vuoto rende difficoltoso lo smaltimento del calore generato nelle componenti in rotazione.

Per via della loro natura sono particolarmente sicuri, in quanto non c'è rischio d'incendio o esplosione e in caso cedimento meccanico la cassa è in grado di contenere al suo interno tutta la massa in rotazione assorbendone l'energia accumulata, permettendo nelle applicazioni più critiche anche l'installazione interrata o seminterrata.

1.3 CAMPI DI APPLICAZIONE

Molteplici sono i campi di applicazione dei *FESS*, dai grandi impianti per la gestione della rete elettrica oppure di sistemi per trasporto a quelli più piccoli utilizzati da aziende come UPS o Peak shaving, fino alle soluzioni per i privati cittadini che desiderano avere una riserva da abbinare per esempio a un impianto fotovoltaico domestico.

I vari produttori propongono soluzioni modulari in cui più volani vengono utilizzati per raggiungere la potenza desiderata e la loro struttura consente molteplici disposizioni, dalla cabina UPS prefabbricata "chiavi in mano" di FIG 1:7 all'impianto di energy storage di elevata potenza con volani inseriti in silos interrati di FIGG 1:8 e 1:9.



FIG 1:7 SOLUZIONE UPS INTEGRATA CON FESS (PILLER)

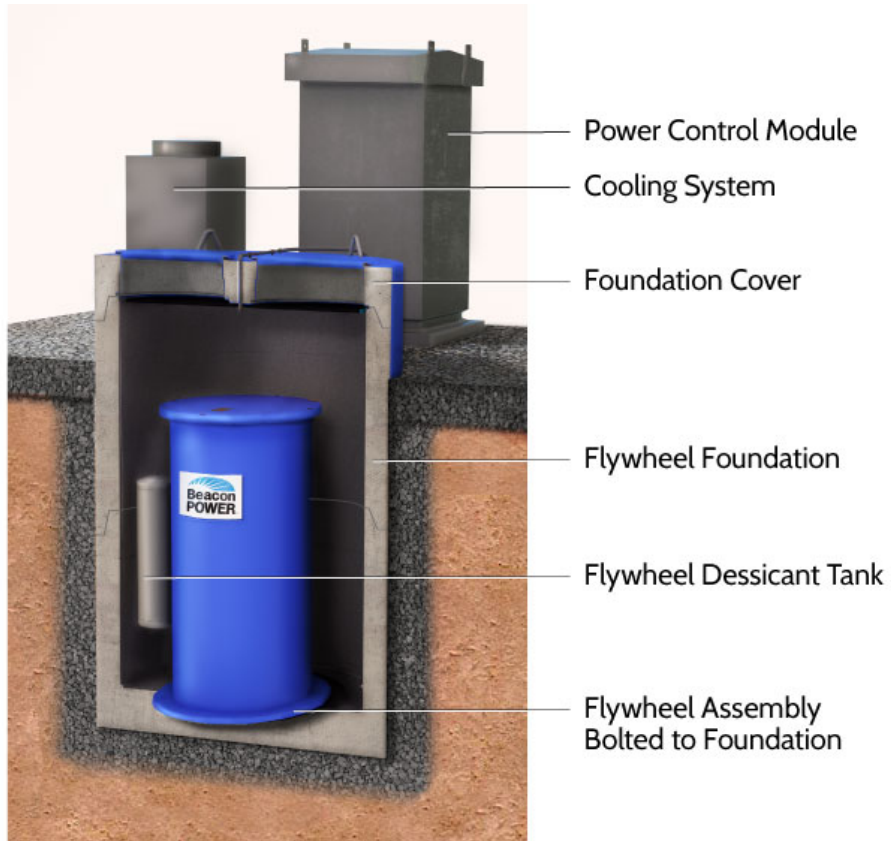


FIG 1:8 DISPOZIONE FESS INTERRATA (BEACON POWER)

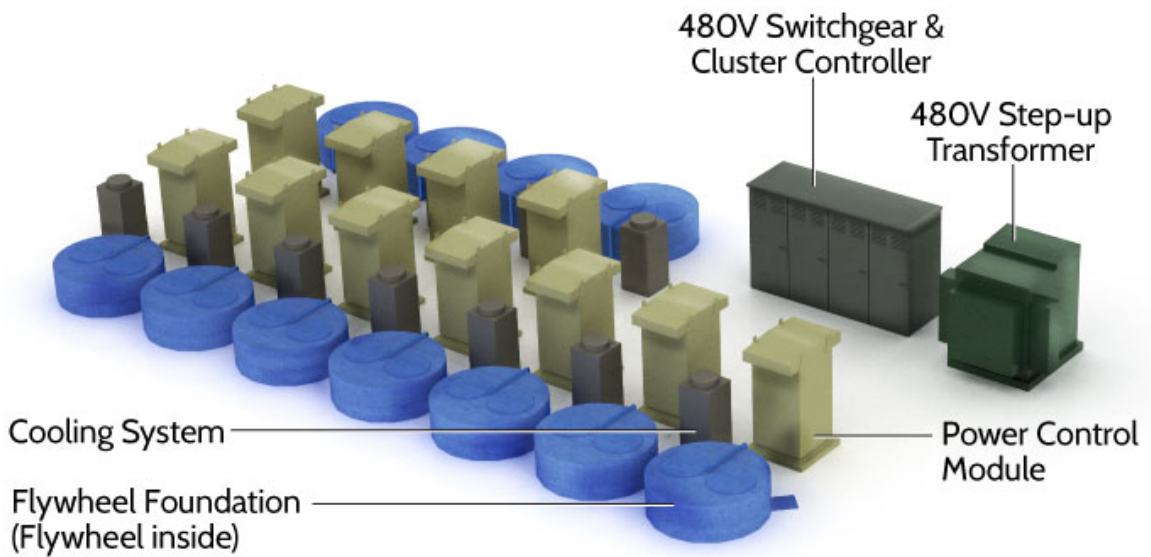


FIG 1:9 DISPOZIONE MODULARE FESS IN IMPIANTO (BEACON POWER)

In FIG 1.10 è mostrata una particolare applicazione ferroviaria in cui un FESS è installato in una sottostazione; in questo caso l'energia di frenatura del treno può essere recuperata e successivamente impiegata per accelerare un secondo treno in partenza o in prossimità di tratte in pendenza, in modo da evitare elevati picchi di assorbimento sulla rete elettrica alimentante la sottostazione.

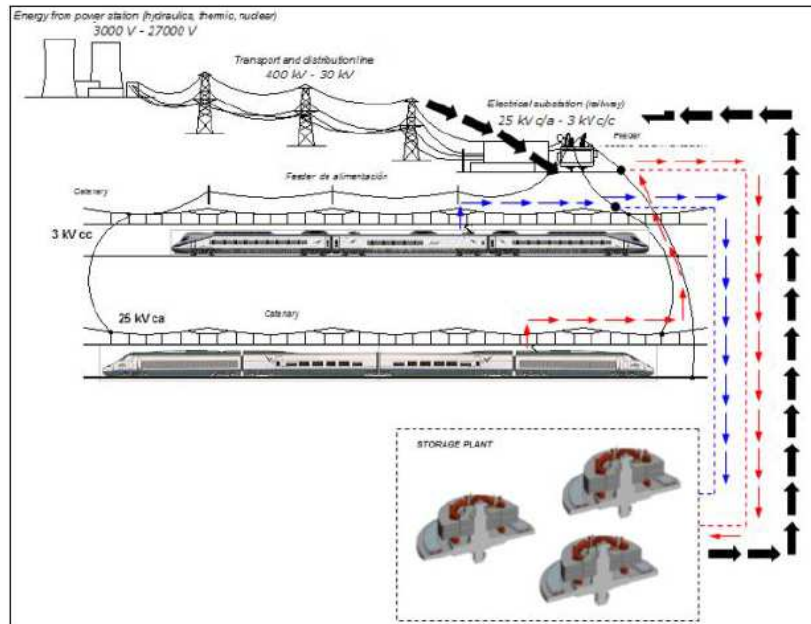


FIG 1:10 FESS IMPIEGATO IN AMBITO FERROVIARIO

Diversamente da un utilizzo UPS, in cui se il volano deve essere pronto a fornire energia deve essere mantenuto alla massima velocità, in questa particolare applicazione il volano è mantenuto a bassa velocità, quindi scarico, e pronto ad immagazzinare l'energia di frenatura del treno che sopraggiunge.

Un altro utilizzo è la stabilizzazione della frequenza nei nodi critici della rete elettrica. La frequenza del sistema è direttamente correlata alla velocità di rotazione dei generatori sincroni allacciati alla rete, e in condizioni di equilibrio si ha uguaglianza tra potenza generata e assorbita. A seguito di una perturbazione del sistema, ad esempio l'inserimento o il distacco di generazione o carichi, si manifesta un transitorio in cui il pareggio di potenza non è rispettato e la differenza di potenza va a modificare l'energia rotazionale dei generatori; il gestore della rete monitora questo bilancio tramite un segnale di errore che è inviato alle varie centrali elettriche (tipicamente idroelettriche) predisposte per effettuare interventi di regolazione.

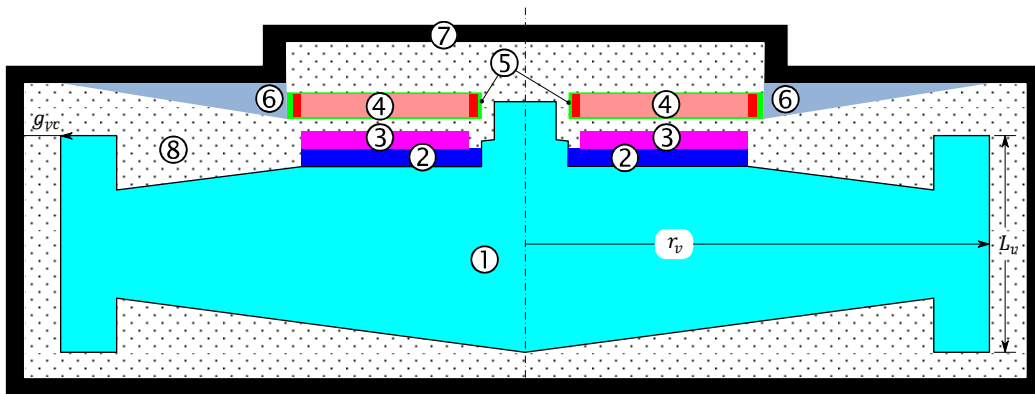
Un tale tipo di controllo consente una regolazione generale del sistema, ma può accadere che in particolari nodi della rete, a cui sono ad esempio allacciati carichi di notevole potenza con profili di carico molto variabili, una dinamica di regolazione della frequenza così effettuata risulti lenta rispetto alla velocità con cui emergono i disturbi.

Una soluzione è quella di inserire nel nodo critico un sistema di accumulo in cui lo scompenso di potenza venga immediatamente gestito e il pareggio di potenza ripristinato, per esempio mediante un ibrido batteria e FESS in cui quest'ultimo viene preferito ai supercap.

1.4 FESS UTILIZZATO NEL LAVORO

Il FESS utilizzato per la trattazione del lavoro ha le seguenti caratteristiche [8] che lo rendono idoneo ad una tipologia di impiego di tipo UPS; con riferimento alla FIG 1:11 per la vista generale di assieme e alla FIG 1:12 per il particolare della macchina a flusso assiale, si possono individuare le principali componenti, le cui dimensioni e proprietà sono riportate in TAB 1:2, ossia:

- Volano in acciaio con profilo a disco De Laval dotato di zavorra nella periferia (1)
- Macchina a flusso assiale con statore di tipo coreless (5, 4) e rotore integrato nel volano (3, 2)
- Il supporto dello statore realizzato in alluminio (6)
- La cassa di contenimento (7)



LEGENDA

- | | | |
|-------------------------|--------------------------|--------------------|
| ① VOLANO | ② DISCO SUPPORTO MAGNETI | ③ MAGNETI |
| ④ CONDUTTORI DI STATORE | ⑤ ISOLANTE EPOSSIDICO | ⑥ SUPPORTO STATORE |
| ⑦ CASSA | ⑧ GAS A BASSA PRESSIONE | |

FIG 1:11 VISTA DI ASSIEME DEI COMPONENTI DEL FESS

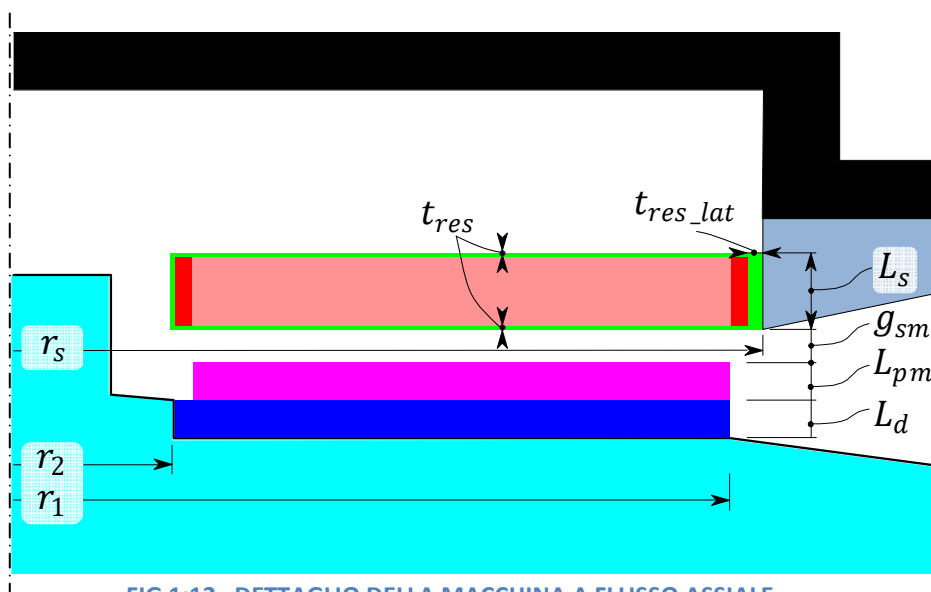


FIG 1:12 DETTAGLIO DELLA MACCHINA A FLUSSO ASSIALE

MACCHINA ELETTRICA		
Potenza nominale	4,8	[kW]
Velocità operativa	6000 – 18000	[rpm]
ω	628 - 1885	[rad/s]
Corrente nominale	52	[A]
Coppia nominale	7,64	[Nm]

VOLANO		
Energia immagazzinata	1,27	[kWh]
Massa	115	[kg]
Momento di inerzia	2,9	$\left[\frac{kg}{m^2 s^2} \right]$

PARAMETRI DI PROGETTO			
Temperatura ambiente	T_{amb}	25	[°C]
Pressione interna macchina	P	20	[Pa]
Raggio esterno statore	r_s	0,15	[m]
Raggio esterno supporto di statore	r_{supp}	0,22	
Raggio esterno magneti e giogo di rotore	r_1	0,135	
Raggio esterno volano	r_v	0,22	
Raggio interno tutte componenti	r_2	27,5E-3	
Lunghezza assiale statore	L_s	0,03	[m]
Lunghezza aggiuntiva supporto di statore	ΔL_s	0,01	
Lunghezza assiale magneti	L_{pm}	0,01	
Lunghezza assiale giogo di rotore	L_d	0,01	
Lunghezza assiale volano	L_v	0,1	
Spessore resina laterale statore	$t_{res,lat}$	12E-3	
Spessore resina assiale statore	t_{res}	2E-3	
Traferro statore-magnet	g_{sm}	4E-03	
Traferro volano-cassa	g_{vc}	0,05	
Coefficiente correttivo resistenza conduzione laterale resina statore (ricavato con simulazione a elementi finiti)	K_{res}	1,13	
Resistenza termica supporto di statore (ricavato con simulazione a elementi finiti)	$R_{fem,supp}$	0,68	$\left[\frac{K}{W} \right]$
Resistenza di fase a T_{amb}	R_s	20	[mΩ]
Coefficiente di temperatura del rame	α_{rame}	3,95E-03	$\left[\frac{1}{K} \right]$
Coefficiente di temperatura dei magneti	α_{pm}	2,64E-03	$\left[\frac{1}{K} \right]$
Costante di temperatura dei magneti	K_{br}	0,1	$\left[\frac{\%}{°C} \right]$

Costante di coppia dei magneti a T_{amb}	K_t	0,146	$\left[\frac{Nm}{A}\right]$
Coefficiente correttivo perdite per effetto pelle e prossimità conduttori	K_{ac}	0	$[J s]$
Coefficiente correttivo perdite da corrente indotta dai magneti nei conduttori	K_0	0	$[J s]$
Coefficiente correttivo perdite da correnti indotte nei magneti dalla fmm di statore	K_{epm}	0	$\left[\frac{J s}{A^2}\right]$
Densità aria	ρ_{air}	2,34E-04	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
Densità statore (rame + resina epossidica)	ρ_s	3146	
Densità supporto statore (alluminio)	ρ_{supp}	2700	
Densità magneti (NdFeB)	ρ_{pm}	7500	
Densità giogo di rotore (acciaio)	ρ_d	7900	
Densità volano (acciaio)	ρ_v	7900	
Calore specifico statore	cp_s	1237	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$
Calore specifico supporto statore	cp_{supp}	897	
Calore specifico magneti	cp_{pm}	502	
Calore specifico giogo di rotore	cp_d	510	
Calore specifico volano	cp_v	510	
Conducibilità termica statore	λ_s	78,76	$\left[\frac{W}{m K}\right]$
Conducibilità termica resina isolante statore	λ_{res}	0,95	
Conducibilità termica supporto statore	λ_{supp}	237	
Conducibilità termica magneti	λ_{pm}	8,95	
Conducibilità termica giogo di rotore	λ_d	17	
Conducibilità termica volano	λ_v	17	
Conducibilità termica aria	λ_{air}	28E-3	
Emissività statore	ϵ_s	0,95	
Emissività supporto statore	ϵ_{sup}	0,8	
Emissività magneti	ϵ_{pm}	0,8	
Emissività volano	ϵ_v	0,8	
Emissività cassa	ϵ_c	0,8	

TAB 1:2 CARATTERISTICHE GENERALI E DI PROGETTO DEL FESS STUDIATO

Nella trattazione del lavoro sono state effettuate tre semplificazioni:

- nella costruzione della rete termica il volano sarà trattato come se avesse forma cilindrica in modo da rendere applicabili le varie formule fornite dalla bibliografia
- pur avendo previsto nel modello la considerazione di perdite elettriche aggiuntive nei magneti, queste sono state assunte nulle per una miglior comprensione dei risultati
- la cassa ha temperatura fissata a T_{amb}

1.5 MODELLO DEL FESS

Lo studio della dinamica del FESS richiede un modello in cui le grandezze sia di carattere elettrico, che meccanico, vengono monitorate e fatte interagire tra loro.

La grandezza che governa il sistema è potenza elettrica di riferimento, positiva quando la macchina eroga energia e negativa quando la assorbe.

Dall'errore che si ha tra il riferimento di potenza elettrica e quella istantanea viene generato, mediante un regolatore PI ($Kp = 10$, $Ki = 0.1$), il segnale della corrente di fase:

$$err_{P_e} = P_e^* - P_e \quad (1.5.1)$$

$$I = err_{P_e} \left[Kp + \frac{Ki}{s} \right] \quad (1.5.2)$$

Da tale valore viene ricavato un riferimento di corrente che dovrebbe essere inseguito dall'anello di controllo di alimentazione della macchina.

Ipotizzando che la dinamica di tale controllo sia trascurabile rispetto all'evoluzione del transitorio meccanico, la corrente viene direttamente imposta, determinando la coppia elettromagnetica conoscendo la costante di coppia dei magneti valutata alla loro temperatura istantanea:

$$C_{em} = \left[Kt \left(1 - Kbr (T_{pm} - T_{amb}) \right) \right] I = Kt_{(T_{pm})} I \quad (1.5.3)$$

Il flusso prodotto dai magneti diminuisce all'aumentare della loro temperatura e questo si traduce nella corrispondente diminuzione della costante di coppia, quindi per mantenere costante C_{em} è necessario aumentare la corrente di fase.

E' possibile ricavare la coppia meccanica totale come somma di quella elettromagnetica e di quella data dalla ventilazione, ricordando che quest'ultima è antagonista in quanto comporta sempre una dissipazione energetica:

$$C_{tot} = C_{em} + C_{wind} \quad (1.5.4)$$

a questo punto la velocità angolare istantanea ω è ricavabile dal bilancio delle coppie:

$$J \frac{d\omega}{dt} = -C_{em} - C_{wind} \quad (1.5.5)$$

mediante integrazione:

$$\omega = -\frac{1}{J} \int_{\omega_0} C_{tot} \quad (1.5.6)$$

Il segno “-“ sta a indicare che se la coppia è positiva la velocità diminuisce, come ci si aspetta nel caso di una scarica.

La potenza elettrica istantanea è infine ricavabile come differenza tra la potenza elettromagnetica e le perdite elettromagnetiche secondo:

$$P_e = P_{em} - P_{elm} = C_{em}\omega - P_{elm} \quad (1.5.7)$$

I tre blocchi colorati, che saranno spiegati in seguito, quantificano istantaneamente:

- Temperatura delle componenti della macchina
- Perdite elettromagnetiche nello statore e nei magneti
- Perdite dovute alla ventilazione

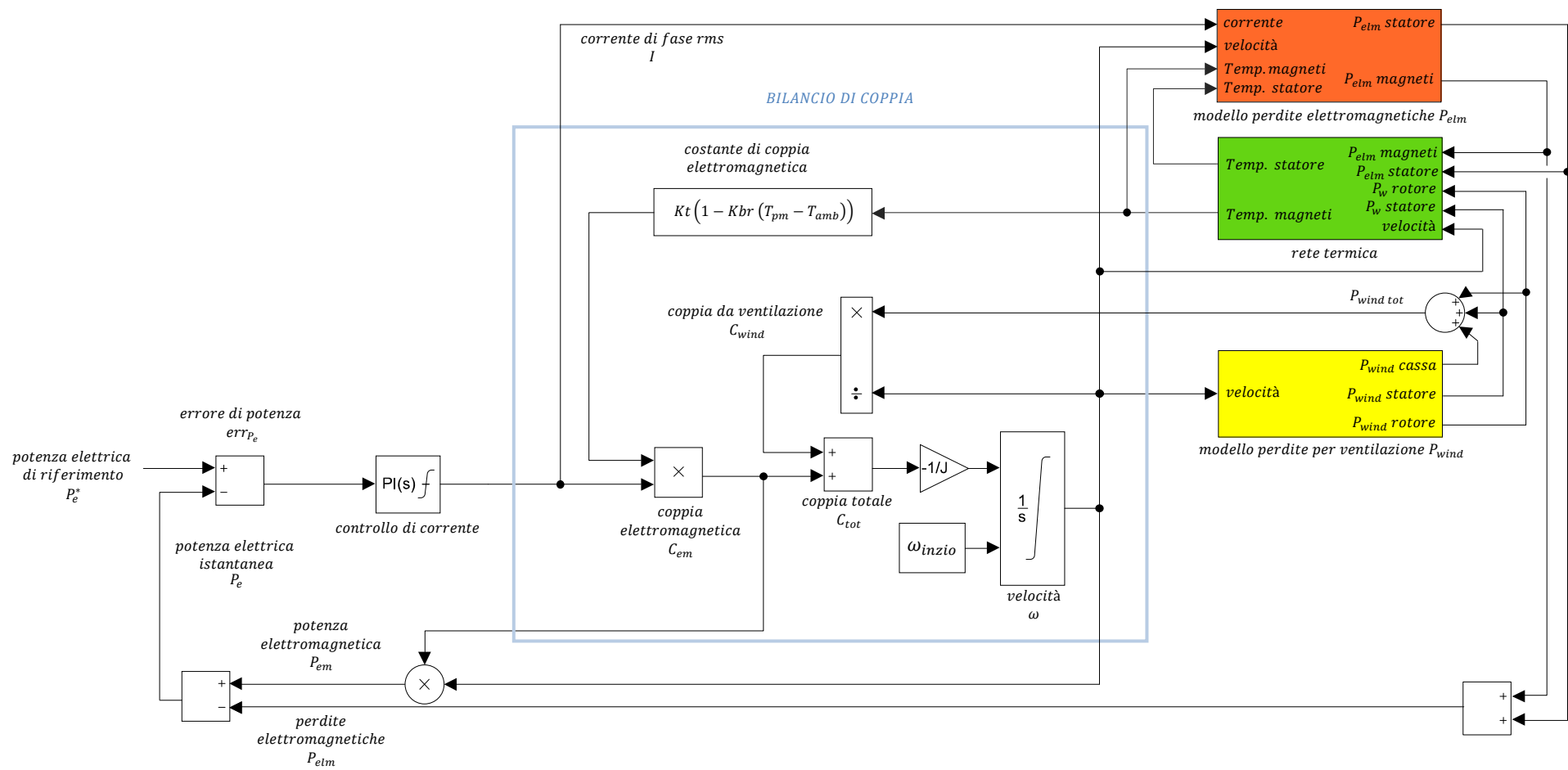


FIG 1:13 MODELLO ELETTROMECCANICO E TERMICO DEL FESS

Capitolo 2 : FORMULAZIONI PER IL MODELLO TERMICO E FLUIDODINAMICO

2.1 TRASMISSIONE DEL CALORE

Qualora vi sia tra due corpi una differenza di temperatura, si manifesta tra di essi il passaggio di un flusso di energia chiamato “calore”, dal corpo a temperatura più alta a quello a temperatura più bassa. Questo processo viene chiamato “scambio termico” e può avvenire in tre modi differenti: conduzione, convezione e irraggiamento [9].

2.1.1. Conduzione

La conduzione avviene quando il passaggio di calore si verifica all'interno dei corpi solidi, liquidi o gassosi senza spostamento di materia, a causa del gradiente di temperatura, secondo quanto descritto dalla legge di Fourier :

$$Q_{cond} = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (2.1.1.1)$$

In cui Q è il flusso termico, λ la conduttività termica del materiale, A l'area della superficie coinvolta nello scambio e $\frac{dT}{dx}$ il gradiente di temperatura all'interno del mezzo.

2.1.2. Convezione

La convezione è il meccanismo che governa gli scambi termici quando si è in presenza di spostamento di materia.

Generalmente la convezione avviene quando un fluido lambisce una superficie e si divide in naturale e forzata: la prima è presente quando il fluido acquista moto a causa della variazione di densità che si crea con la differenza di temperatura nel fluido stesso; la seconda invece quando è una fonte esterna a movimentare il fluido.

Secondo la legge di Newton

$$Q_{conv} = h A (T_1 - T_2) \quad (2.1.2.1)$$

lo scambio convettivo dipende dall'area della superficie lambita dal fluido A , dalla differenza di temperatura tra superficie e fluido e dal coefficiente di scambio termico h ; quest'ultimo non è una proprietà del fluido, ma dipende dalle condizioni di moto del fluido.

Ipotizzando che non vi sia moto nel fluido, si può immaginare di studiare lo scambio termico convettivo come se questo avvenisse per conduzione, con λ pari a quella del fluido. Si calcola allora il flusso termico per conduzione e lo si confronta poi con quello dato dalla convezione. Il rapporto tra flusso termico convettivo e conduttivo fornisce un parametro molto importante, il numero di Nusselt

$$Nu = \frac{Q_{convezione}}{Q_{conduzione}} \quad (2.1.2.2)$$

perché permette di legare la quantità di calore scambiata per convezione con quella scambiata per conduzione, semplificando notevolmente la quantificazione di h .

2.1.3. Irraggiamento

L'irraggiamento è il trasferimento di calore per mezzo di onde elettromagnetiche e può avvenire sia nel vuoto che attraverso materiali parzialmente trasparenti.

Lo scambio termico per irraggiamento è influenzato dalla natura delle superfici, ad esempio se sono lucidate o grezze (ovvero dalle loro remissività ε), dal loro posizionamento reciproco e dalla quarta potenza delle loro temperature assolute secondo:

$$Q_{irr} = \frac{\sigma_b(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2.1.3.1)$$

In cui T_1 e T_2 sono le temperature sulle due superfici, σ_b la costante di Stephan-Boltzmann $\sigma_b = 5.67E - 8 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ e F_{12} il fattore di vista definito come $F_{12} = \frac{Q_{12}}{Q_1}$ ossia il rapporto tra la radiazione che partendo dalla prima superficie raggiunge la seconda e la totale radiazione emessa dalla prima superficie.

Per il caso di superfici piane parallele (FIG 2:1) il fattore di forma F_{12} assume valore 1 e $A_1 = A_2 = A$.

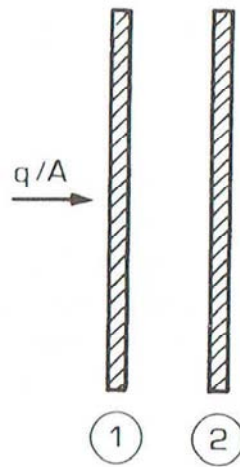


FIG 2:1 SUPERFICI PIANE PARALLELE [10]

la (2.1.3.1) è quindi riscritta

$$Q_{irr} = \frac{A \sigma_b (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.1.3.2)$$

a questo punto si vuole esplicitare la resistenza termica: ricordando quindi le analogie tra parametri elettrici e termici si scompone il polinomio delle temperature in modo da ottenere una differenza di temperatura:

$$Q_{irr} = \frac{A \sigma_b (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$$\frac{Q_{irr}}{(T_1 - T_2)} = \frac{A \sigma_b (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$$\frac{1}{R_{irr}} = \frac{A \sigma_b (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

ottenendo infine

$$R_{irr} = \left[\frac{A \sigma_b (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \right]^{-1} \quad (2.1.3.3)$$

Nel caso di superfici cilindriche coassiali (FIG 2:2) F_{12} ha sempre valore unitario

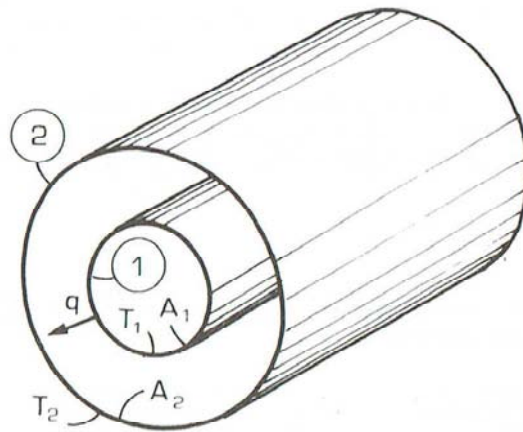


FIG 2:2 SUPERFICI CILINDRICHE COASSIALI [10]

la (2.1.3.1) diventa allora

$$Q_{irr} = \frac{A_1 \sigma_b (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{A_1}{A_2}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \quad (2.1.3.4)$$

Il rapporto tra le aree può essere riscritto considerando i raggi dei due cilindri

$$Q_{irr} = \frac{A_1 \sigma_b (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \quad (2.1.3.5)$$

anche in questo caso si riesce a ottenere la resistenza per irraggiamento:

$$R_{irr} = \left[\frac{A_1 \sigma_b (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \right]^{-1} \quad (2.1.3.6)$$

2.2 PROPRIETA' DEL GAS

Nelle applicazioni *FESS* le perdite per ventilazione, dovute all'attrito del volano con il gas (generalmente aria) durante la rotazione, devono essere ridotte il più possibile per evitare la dissipazione dell'energia immagazzinata.

Ne deriva che se la quantità di gas all'interno della macchina è bassa anche le perdite per ventilazione saranno basse, poiché si riduce la causa di attrito.

E' importante quindi conoscere le caratteristiche del gas all'interno della macchina **[10]** e dall'equazione di stato dei gas perfetti

$$PV = nRT \quad (2.2.1)$$

In cui P è la pressione del gas, V il volume che occupa, T la sua temperatura e $R = 8.314 \left[\frac{J}{K \text{ mol}} \right]$ costante universale dei gas, si può ricavare la quantità d'aria all'interno della macchina conoscendo il suo numero di moli.

Appare chiaro come l'unico parametro di azione sia la pressione, che deve essere ridotta fino a qualche frazione di atmosfera.

Pensando quindi che il vuoto venga praticato in sito, dopo che la macchina è stata installata, si assume una temperatura dell'aria di 25°C.

Ora si vuole determinare la densità dell'aria all'interno della macchina, che è costante in quanto il sistema è chiuso; ricordando che

$$m_{air} = n_{air} 28.96E - 3 \quad (2.2.2)$$

e

$$\rho_{air} = \frac{m_{air}}{V_{air}} \quad (2.2.4)$$

con le dovute sostituzioni si ricava:

$$\rho_{air} = \frac{P 28.96E - 3}{R T} \quad (2.2.5)$$

La viscosità dinamica può essere calcolata mediante **[10]**

$$\mu_{air} = \frac{a \sqrt{T}}{1 + \frac{b}{T}} \quad (2.2.6)$$

in cui $a = 1.458E - 6 \left[\frac{Kg}{m s K^{0.5}} \right]$ e $b = 110.4 [K]$.

infine la viscosità cinematica è definita da:

$$\nu_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} \quad (2.2.7)$$

2.3 MODELLIZZAZIONE DI COMPONENTI A FORMA DI ANELLO

Un componente di forma cilindrica è riconducibile a un anello in cui lo scambio termico all'interno avviene per conduzione, secondo le seguenti ipotesi **[11]**:

- I flussi termici assiale e radiale sono fra loro indipendenti
- Viene assunta una temperatura media uniforme per tutto l'anello
- Non è presente flusso termico in direzione circonferenziale
- La capacità termica e la generazione di calore sono uniformemente distribuite in tutto il volume.

Nella FIG 2:3 è possibile vedere la rete termica corrispondente alla geometria considerata:

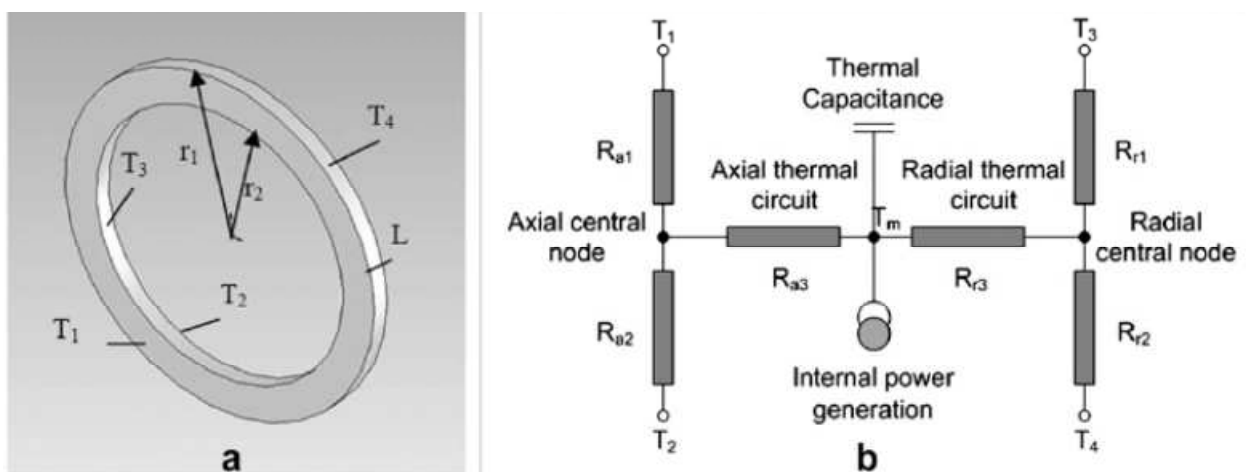


FIG 2:3 RETE TERMICA EQUIVALENTE PER UNA GEOMETRIA AD ANELLO **[12]**

i cui parametri sono definiti secondo le seguenti formule:

$$R_{a1} = R_{a2} = \frac{L}{2\pi\lambda_a(r_1^2 - r_2^2)} \quad (2.3.1)$$

$$R_{a3} = \frac{-L}{6\pi\lambda_a(r_1^2 - r_2^2)} \quad (2.3.2)$$

$$R_{a3} = \frac{-L}{6\pi\lambda_a(r_1^2 - r_2^2)} \quad (2.3.3)$$

$$R_{r1} = \frac{1}{4\pi\lambda_r L} \left[1 - \frac{2r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} \right] \quad (2.3.4)$$

$$R_{r2} = \frac{1}{4\pi\lambda_r L} \left[\frac{2r_1^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} - 1 \right] \quad (2.3.5)$$

$$R_{r3} = \frac{-1}{8\pi(r_1^2 - r_2^2)\lambda_r L} \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{4r_1^2 r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{(r_1^2 - r_2^2)} \right] \quad (2.3.6)$$

T_1, T_2, T_3 e T_4 sono le temperature superficiali dell'oggetto mentre T_m è la temperatura media al suo interno; λ_a e λ_r sono le conduttività termiche in direzione assiale e radiale, tuttavia se il componente considerato ha caratteristiche isotrope, saranno uguali.

La capacità termica permette di considerare la variazione di energia interna nel tempo ed è definita da:

$$C_{th} = \rho Vol cp \quad (2.3.7)$$

in cui Vol è il volume dell'anello.

Con riferimento alla FIG 2:3, ipotizzando di semplificare la trattazione, considerando un flusso nella sola direzione assiale, il tutto si riduce ad avere le sole temperature T_1 e T_2 e la totale resistenza di conduzione termica può essere divisa in due parti uguali (due resistenze), inserendo al centro la capacità termica:

$$R_{cax_totale}/2 = \frac{L}{2\pi\lambda_a(r_1^2 - r_2^2)} \quad (2.3.8)$$

Nel caso invece in cui il flusso termico sia considerato nella sola direzione radiale la temperatura media T_m è valutata al raggio medio del componente:

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (2.3.9)$$

quindi la totale resistenza di conduzione termica in senso radiale è ripartita in due resistenze chiamate interna ed esterna:

tra r_2 e r_m

$$R_{cra_i} = \frac{1}{2\pi\lambda_r L} \ln\left(\frac{r_m}{r_2}\right) \quad (2.3.10)$$

tra r_m e r_1

$$R_{cra_e} = \frac{1}{2\pi\lambda_r L} \ln\left(\frac{r_1}{r_m}\right) \quad (2.3.11)$$

La rete termica conduttiva è quindi costruita collegando i vari elementi seguendo la disposizione delle componenti reali, avendo presente in quali direzioni considerare i flussi termici e parametrizzando le varie formule con le caratteristiche di ogni componente.

2.4 CONVEZIONE IN UN TRAFERRO TRA DUE DISCHI AFFACCIATI

Il caso più semplice per lo studio di questa configurazione è quello effettuato da Von Karman che esamina il singolo disco in rotazione, chiamato in letteratura "free disk" (FIG 2:4).

Il moto del fluido in è separato in due componenti: una rotazionale con velocità crescente a mano a mano che ci si sposta verso l'esterno del disco, e una assiale con velocità costante.

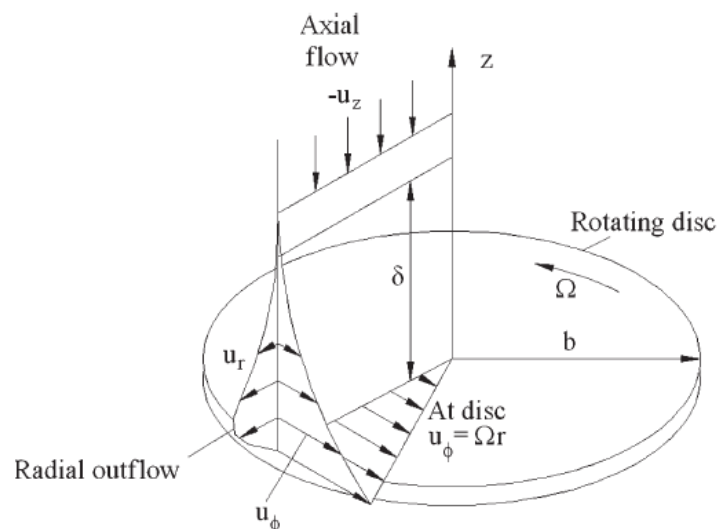


FIG 2:4 PROFILI DI VELOCITA' DELL'ARIA NEL DISCO LIBERO [13]

La letteratura [12, 13] afferma che il numero di Nusselt locale, calcolato a distanza r dal centro sia

$$Nu_r = \frac{h_r r}{\lambda_{air}} \quad (2.4.1)$$

mentre in numero di Nusselt medio calcolato su tutta la superficie del disco

$$Nu = \frac{h r_{ext}}{\lambda_{air}} \quad (2.4.2)$$

In cui h è il coefficiente di scambio termico convettivo medio, R_{ext} il raggio esterno del disco e λ_{air} la conduttività termica dell'aria.

La procedura adatta al calcolo del coefficiente convettivo, nel caso di traferro discoidale, è quella fornita da Daily e Nece [13], utilizzabile per sistemi chiusi, in cui cioè non vi sia un continuo apporto dall'esterno di aria (FIG 2:5).

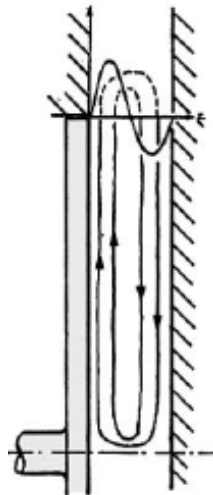


FIG 2:5 MOTO DELL'ARIA NEL TRAFERRO TRA DISCO E SUPERFICIE [13]

Per prima cosa si definisce il parametro adimensionale G come rapporto tra la lunghezza assiale del traferro e il raggio esterno del disco

$$G = \frac{g}{r_{ext}} \quad (2.4.3)$$

successivamente occorre conoscere il numero di Reynolds

$$Re = \frac{\omega r_{ext}^2}{\nu} \quad (2.4.4)$$

a seconda del parametro G e del numero di Reynolds, si individuano quattro regioni (FIG 2:6):

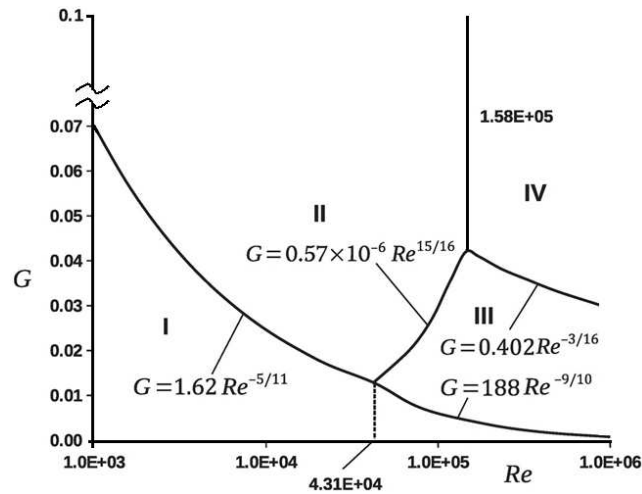


FIG 2:6 RAPPRESENTAZIONE DEI QUATTRO REGIMI DI FLUSSO SECONDO DAILY & NECE

a cui corrisponde una diversa formula per il calcolo del numero di Nusselt:

- Regione I: strati limite laminari uniti su ogni disco, per basse velocità di rotazione e basso G

$$Nu_I = \frac{1}{G} \quad (2.4.5)$$

- Regione II: strati limite laminari non uniti, per basse velocità di rotazione e alto G

$$Nu_{II} = \frac{2}{\pi} \left(\frac{G}{2}\right)^{0.1} Re^{0.5} \quad (2.4.6)$$

- Regione III: strati limite turbolenti uniti, per alte velocità di rotazione e basso G

$$Nu_{III} = \frac{0.0308}{\pi} G^{-0.25} Re^{0.75} \quad (2.4.7)$$

- Regione IV: strati limite turbolenti non uniti, per alte velocità di rotazione e alto G

$$Nu_{IV} = \frac{0.0545}{\pi} \left(\frac{G}{2}\right)^{0.1} Re^{0.8} \quad (2.4.8)$$

Quindi con la (2.4.2) si ricava h e la resistenza termica per convezione è quindi data da:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.4.9)$$

in cui A è l'area della superficie del disco affacciata al fluido.

2.5 CONVEZIONE IN UN TRAFERRO TRA DUE CILINDRI COASSIALI

In questo caso il traferro è lo spazio d'aria compreso tra due cilindri coassiali [12, 14, 15] come si vede in FIG 2:7; per valutare il coefficiente di scambio convettivo si è utilizzata la teoria derivata dallo studio effettuato da Becker e Kaye [15], che fa uso del numero di Taylor modificato, ed è valida se il rapporto tra il traferro e il raggio medio fra i due cilindri è piccolo.

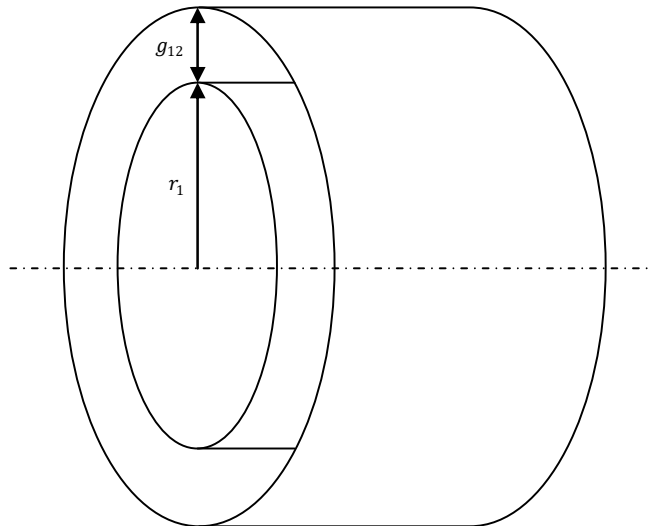


FIG 2:7 DETTAGLIO DEI DUE CILINDRI COASSIALI

Si calcola per prima cosa il raggio medio tra cilindro interno ed esterno

$$rm_{12} = r_1 + \frac{g_{12}}{2} \quad (2.5.1)$$

quindi il parametro S e il fattore geometrico F_g

$$S = 0.0571 \left(1 - 0.652 \frac{\frac{g_{12}}{rm_{12}}}{1 - \frac{g_{12}}{2 rm_{12}}} \right) + 0.00056 \left(1 - 0.652 \frac{\frac{g_{12}}{rm_{12}}}{1 - \frac{g_{12}}{2 rm_{12}}} \right)^{-1} \quad (2.5.2)$$

$$F_g = \frac{\pi^4}{1697S} \left(1 - \frac{g_{12}}{2 rm_{12}} \right)^{-2} \quad (2.5.3)$$

si ricava il numero di Taylor modificato

$$T_{am} = \left(\frac{\omega^2 rm_{12} g_{12}^3}{v^2} \right) \frac{1}{F_g} \quad (2.5.4)$$

a seconda del valore che assume si sceglie la formula corretta al calcolo del numero di Nusselt (FIG2:8) :

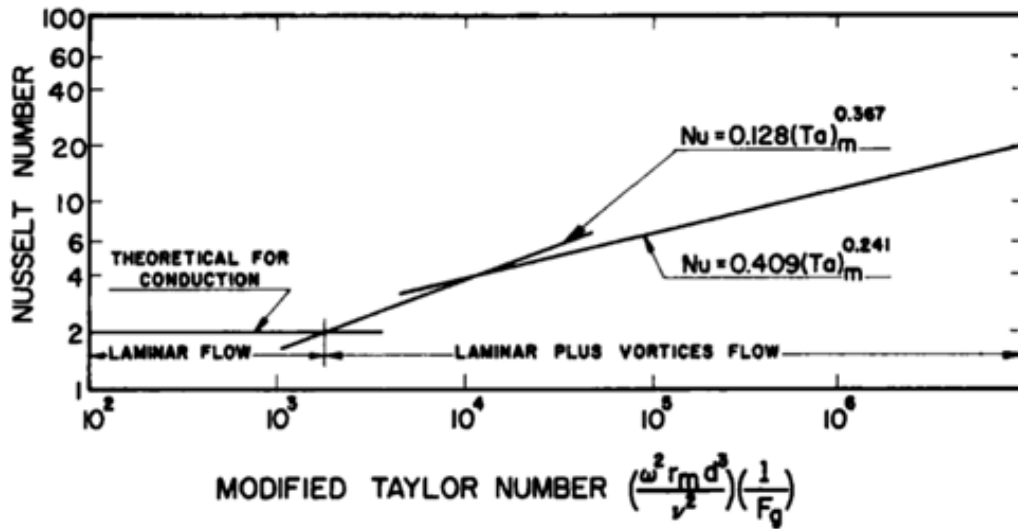


FIG 2:8 NUMERO DI NUSSULT IN FUNZIONE DEL NUMERO DI TAYLOR MODIFICATO [15]

- $T_{am} < 1700$

$$Nu = 2 \quad (2.5.5)$$

- $1700 \leq T_{am} \leq 10000$

$$Nu = 0.128(T_{am}^{0.367}) \quad (2.5.6)$$

- $T_{am} > 10000$

$$Nu = 0.409(T_{am}^{0.241}) \quad (2.5.7)$$

ora che si ha a disposizione Nu si calcola h da

$$h = \frac{\lambda_{air} Nu}{2g_{12}} \quad (2.5.8)$$

in cui $2g_{12}$ è il diametro idraulico.

infine con la (2.4.9) si ricava la resistenza termica per convezione in cui A è l'area della superficie laterale del cilindro interno.

Capitolo 3 : COMPUTO DELLE FONTI DI PERDITA

3.1 PERDITE PER VENTILAZIONE

Le perdite per ventilazione sono causate dall'attrito delle parti in movimento con l'aria circostante e vengono calcolate a partire dalla coppia resistente C_{wind} che viene a crearsi [1, 16-21]

$$P_{wind} = C_{wind} \omega \quad (3.1.1)$$

Ipotizzando di avere un cilindro rotante, si individuano come superfici sede di tali perdite le due facce discoidali e la superficie laterale (FIG 3:1), per cui è necessario seguire due procedure:

la coppia su ciascuna delle due facce discoidali è espressa da

$$C_{wind_disk} = 0.5 \rho_{air} \omega^2 (r_{ext}^5 - r_{in}^5) c_{mc_disk} \quad (3.1.2)$$

sostituendo la (3.1.2) nella (3.1.1) quest'ultima può essere riscritta come

$$P_{wind_disk} = C_{wind_disk} \omega = \alpha_{wind_disk} \omega^3 \quad (3.1.3)$$

in cui

$$\alpha_{wind_disk} = 0.5 \rho_{air} (r_{ext}^5 - r_{in}^5) c_{mc_disk} \quad (3.1.4)$$

Il calcolo del coefficiente c_{mc_disk} avviene distinguendo se il disco ruota affacciato ad un involucro o in aria libera:

nel primo caso il calcolo avviene usando sempre la teoria di Daily e Nece (vedere FIG 2:6), se g_d è la distanza tra il disco e l'involucro si ha :

- Regione I

$$c_{mc_disk} = \frac{2 \pi}{\left(\frac{g_d}{r_{ext}}\right) Re} \quad (3.1.5)$$

- Regione II

$$c_{mc_disk} = \frac{3.7 \left(\frac{g_d}{r_{ext}}\right)^{0.1}}{Re^{0.5}} \quad (3.1.6)$$

- Regione III

$$c_{mc_disk} = \frac{0.08}{\left(\frac{g_d}{r_{ext}}\right)^{0.167} Re^{0.25}} \quad (3.1.7)$$

- Regione IV

$$c_{mc_disk} = \frac{0.0102 \left(\frac{g_d}{r_{ext}}\right)^{0.1}}{Re^{0.2}} \quad (3.1.8)$$

se la superficie dell'involucro è invece sufficientemente distante dal disco $\left(\frac{g_d}{r_{ext}} > 0.1\right)$ allora lo si può considerare in aria libera

se $Re < 3E5$

$$c_{mc_disk} = \frac{3.87}{\sqrt{Re}} \quad (3.1.9)$$

se $Re \geq 3E5$

$$c_{mc_disk} = \frac{0.146}{Re^{0.2}} \quad (3.1.10)$$

Per la superficie laterale del cilindro è invece definito, similmente a quanto fatto prima

$$\alpha_{wind_lat} = \pi \rho_{air} r_{ext}^4 L c_{mc_lat} \quad (3.1.11)$$

Se tra l'involucro e il cilindro è presente un traferro di spessore g_c , il calcolo di c_{mc_lat} avviene secondo

Se $Re < 1E4$

$$c_{mc_lat} = 0.515 \frac{\left(\frac{g_c}{r_{ext}}\right)^{0.3}}{\sqrt{Re}} \quad (3.1.12)$$

Se $Re \geq 1E4$

$$c_{mc_lat} = 0.0325 \frac{\left(\frac{g_c}{r_{ext}}\right)^{0.3}}{Re^{0.2}} \quad (3.1.13)$$

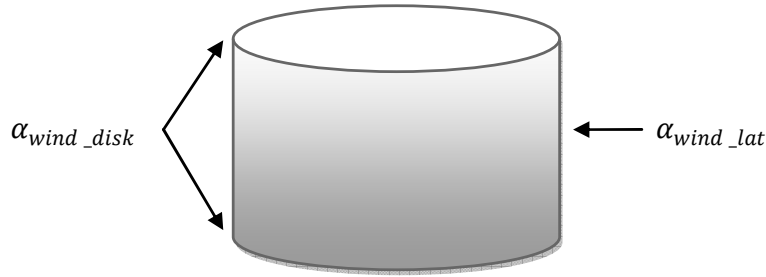


FIG 3:1 INDIVIDUAZIONE DELLE SUPERFICI A CONTATTO CON L'ARIA PER GEOMETRIA CILINDRICA

Per i vari α_{wind} presenti nel modello (TAB 3:1), il calcolo del numero di Reynolds è stato effettuato alla velocità massima ($1885 \left[\frac{rad}{s} \right]$) e il valore di viscosità dinamica è stato considerato costante a $1.85E - 5 [Pa \cdot s]$ al fine di non appesantire la velocità di esecuzione del modello; peraltro la sensibilità di α_{wind} a tale parametro è molto ridotta e da simulazioni è emerso che la sua variabilità è limitata.

VALORI ALLA MASSIMA VELOCITA' DEI VARI α_{WIND}				
Coefficiente perdite ventilazione statore-magneti	Secondo (3.1.4 e 3.1.5) con $r_{ext} = r_1$ e $r_{in} = r_2$	$\alpha_{wind_stat_mag}$	2,559E-09	$\left[\frac{W}{rad^3} \right]$
Coefficiente perdite ventilazione laterali volano-cassa	Secondo (3.1.11 e 3.1.12) con $r_{ext} = r_v$ e $L = L_v$	$\alpha_{wind_vol_lat}$	1,673E-09	
Coefficiente perdite ventilazione sul fondo del volano	Secondo (3.1.4 e 3.1.9) con $r_{ext} = r_v$ e $r_{in} = r_2$	$\alpha_{wind_vol_inf}$	6,864E-09	
Coefficiente perdite ventilazione parte superiore volano (esclusi i magneti)	Secondo (3.1.4 e 3.1.9) con $r_{ext} = r_v$ e $r_{in} = r_1$	$\alpha_{wind_vol_sup}$	6,267E-09	

TAB 3:1 VALORI ALLA MASSIMA VELOCITA' DEI VARI α_{wind}

Diverso è il caso della velocità, la quale variando molto e incidendo in maniera preponderante nel calcolo dei vari α_{wind} , rende necessario l'introduzione di un fattore di correzione per riportarli alla velocità istantanea.

In particolare il riporto alla velocità istantanea di $\alpha_{wind_stat_mag}$ avviene osservando l'esponente del numero di Reynolds nella (3.1.5), per cui si ha

$$\alpha_{(\omega)} = \alpha_{(\omega_{max})} \left(\frac{\omega_{max}}{\omega} \right) \quad (3.1.14)$$

e quindi

$$P_{wind(\omega)} = \alpha_{(\omega_{max})} \omega_{max} \omega^2 \quad (3.1.15)$$

Per gli altri α_{wind} poiché nelle formule usate il numero di Reynolds è sempre elevato alla 0,5 si ha

$$\alpha_{(\omega)} = \alpha_{(\omega_{max})} \left(\frac{\omega_{max}}{\omega} \right)^{0.5} \quad (3.1.16)$$

e quindi

$$P_{wind(\omega)} = \alpha_{(\omega_{max})} \omega_{max}^{0.5} \omega^{2.5} \quad (3.1.17)$$

Ora che è nota la totale potenza meccanica persa per ventilazione è necessario stabilire come essa si distribuisca sottoforma di calore nelle varie componenti; per stabilirlo ci si può ricondurre al caso di due superfici A e B separate da uno strato d'aria.

La superficie A si muove a una velocità v_A ed esercita sull'aria circostante una forza tale da metterla in movimento a una velocità v_{air} , grazie al coefficiente di attrito K .

La forza che A esercita sull'aria è uguale e contraria a quella che l'aria esercita su A per cui

$$K v_A = K (v_A - v_{air}) \quad (3.1.18)$$

e

$$v_{air} = \frac{v_A}{2} \quad (3.1.19)$$

considerando la forza di attrito si ha allora che la potenza dissipata è

$$P = F v_{air} = F \frac{v_A}{2} \quad (3.1.20)$$

cioè la totale potenza meccanica si trasforma in calore e si ripartisce egualmente tra le superfici A e B; analogamente la potenza dissipata nel traferro tra statore e magneti è ripartita fra i due, così come quella tra volano e cassa.

Nella FIG 3:2 è visibile l'implementazione del modello in Simulink

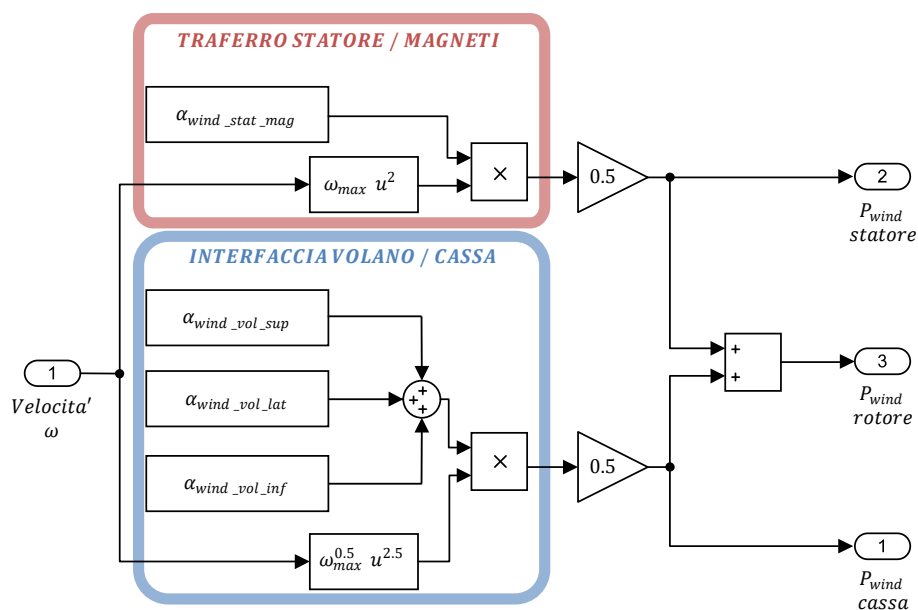


FIG 3:2 MODELLO DELLE PERDITE PER VENTILAZIONE

3.2 PERDITE ELETTROMAGNETICHE

Le perdite elettromagnetiche rappresentano l'insieme della potenza dissipata nei conduttori di statore, nei magneti ed eventualmente nel giogo massiccio di statore [16, 22].

In particolare si hanno nello statore

- Perdite dovute alla corrente di fase
- Perdite dovute a effetto di prossimità tra i conduttori ed effetto pelle
- Perdite dovute a correnti indotte nei conduttori dal flusso prodotto dai magneti

mentre nei magneti si hanno perdite per correnti indotte dalla fmm di statore.

Le perdite dovute alla corrente di fase sono definite secondo

$$P_{dc(T_s)} = 3 R_{s(T_s)} I^2 \quad (3.2.1)$$

la resistenza degli avvolgimenti non è costante, ma è dipendente dalla loro temperatura

$$R_{s(T_s)} = R_{s(T_{amb})} (1 + \alpha_{rame} (T_s - T_{amb})) \quad (3.2.2)$$

riscrivibile come

$$R_{s(T_s)} = R_{s(T_{amb})} K_{\theta s(T_s)} \quad (3.2.3)$$

per cui

$$P_{dc(T_s)} = 3 R_{s(T_{amb})} K_{\theta s(T_s)} I^2 \quad (3.2.4)$$

A queste perdite vanno aggiunte quelle dovute all'effetto pelle e di prossimità tra i conduttori, proporzionali al quadrato della frequenza, e quindi alla velocità di rotazione, e inversamente alla resistività, quindi alla temperatura; esse vengono descritte secondo:

$$P_{ac(T_s)} = 3 R_{s(T_{amb})} \left(\frac{K_{ac}}{K_{\theta s(T_s)}} \omega^2 \right) I^2 \quad (3.2.5)$$

in cui K_{ac} è un coefficiente correttivo calcolato note le perdite P_{ac} ad una velocità ed una corrente di riferimento.

Le perdite dovute alle correnti indotte nei conduttori di statore dipendono dall'induzione al quadrato, e quindi sono legate al flusso prodotto dai magneti, per cui

$$K_{Bpm(T_{pm})} = \left(1 - Kbr (T_{pm} - T_{amb}) \right)^2 \quad (3.2.6)$$

e in maniera inversamente proporzionale alla temperatura dei conduttori, per cui

$$P_{0(T_s, T_{pm})} = K_0 \frac{K_{Bpm}(T_{pm})}{K_{\theta s}(T_s)} \omega^2 \quad (3.2.7)$$

dove K_0 è un coefficiente correttivo calcolato note le perdite P_0 ad una velocità di riferimento. L'insieme della potenza dissipata nello statore è quindi

$$P_{elm_stat(T_s, T_{pm})} = 3 R_{s(T_{amb})} \left(K_{\theta s}(T_s) + \frac{K_{ac}}{K_{\theta s}(T_s)} \omega^2 \right) I^2 + K_0 \frac{K_{Bpm}(T_{pm})}{K_{\theta s}(T_s)} \omega^2 \quad (3.2.8)$$

I magneti sono invece interessati da perdite provocate da correnti di circolazione indotte dalla fmm di statore; tali perdite dipendono dalla resistività dei magneti secondo

$$K_{\theta pm}(T_{pm}) = 1 + \alpha_{pm} (T_{pm} - T_{amb}) \quad (3.2.9)$$

e dalla frequenza al quadrato di tali correnti, legata alla velocità di rotazione, per cui

$$P_{elm_pm}(T_{pm}) = K_{epm} \frac{\omega^2}{K_{\theta pm}(T_{pm})} I^2 \quad (3.2.10)$$

dove K_{epm} è un coefficiente correttivo calcolato note le perdite P_{elm_pm} ad una velocità ed una corrente di riferimento.

Il modello così generalizzato è stato implementato in Simulink ed è visibile in FIG 3:3

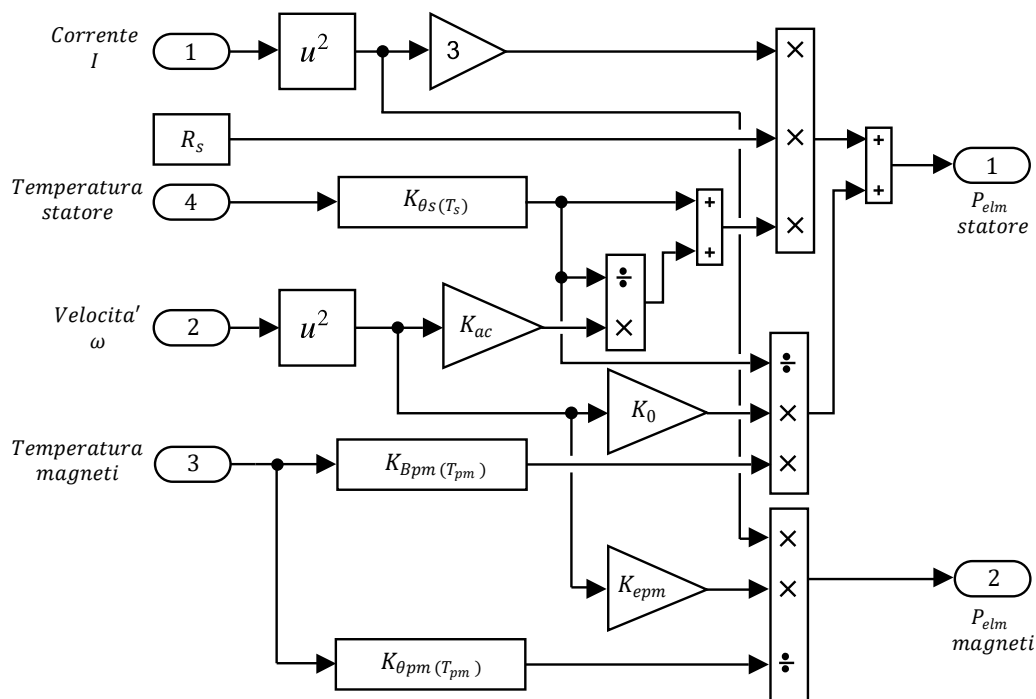


FIG 3:3 MODELLO DELLE PERDITE ELETTROMAGNETICHE

La valutazione analitica dei tre coefficienti K_{ac} , K_0 e K_{epm} non è semplice, per cui si preferisce ricavarli mediante calcolatore.

Nel caso in esame, poiché la macchina elettrica opera a frequenza elevata, le bobine dello statore sono state assemblate utilizzando filo Litz in modo da ridurre sensibilmente le perdite; questa tipologia di conduttore è infatti costituita da molti sub conduttori di ridotta sezione, in modo da evitare l'insorgenza di effetto pelle, disposti in un particolare trefolo per ridurre effetti di prossimità; nel modello sono perciò stati posti a zero i due coefficienti K_{ac} e K_0 .

Per i magneti, invece, alcune analisi numeriche preliminari hanno evidenziato perdite pressoché trascurabili essendo la reazione d'indotto relativa ad un avvolgimento coreless.

Capitolo 4 : RETE TERMICA DEL FESS

4.1 MODELLO TERMICO

Il modello termico [23] è stato sviluppato creando una rete elettrica equivalente a parametri concentrati in due dimensioni, tenendo in considerazione la geometria e le proprietà dei materiali delle varie componenti che costituiscono il FESS.

In questa rete vengono create delle analogie tra grandezze di tipo elettrico e termico:

tensione	V	T	temperatura
corrente	I	Q	potenza termica
densità di corrente	J	q	densità di flusso termico
resistenza elettrica	\mathcal{R}	R	resistenza termica
conducibilità elettrica	σ	λ	conducibilità termica

TAB 4:1 ANALOGIA TRA GRANDEZZE ELETTRICHE E TERMICHE

per cui si può scrivere

$$\mathcal{R} = \frac{V_1 - V_2}{I} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{Q} \quad (4.1.1)$$

4.2 MODELLIZZAZIONE DEI COMPONENTI

Con riferimento a quanto esposto nel **CAPITOLO 2** e in **1.4** viene ora analizzato ogni componente del FESS utilizzato:

4.2.1. STATORE

Lo statore è di tipo ironless ed è costituito da sei bobine di rame inglobate in resina; le sue proprietà sono state calcolate pesando quelle di ogni materiale a seconda della sua quantità nel volume totale del componente, considerandolo occupato per il 20% da rame e dall'80% da resina.

Per valutare la resistenza termica dello strato di resina localizzato tra le bobine e il bordo esterno dello statore (t_{res_lat}) è stato creato il modello 2D di tipo planare di una bobina visibile in **FIG 4:1**. La resistenza termica dello strato viene quindi ricavata mediante l'analogia con il campo di corrente (DC conduction) di **4.1**:

si impongono al bordo della bobina e a quello dello statore due potenziali (i cui valori di 100V e 0V sono visibili sempre in **FIG 4:1**) mediante i quali il programma ricava la densità di corrente considerando il mezzo a conducibilità σ unitaria;

quindi vengono calcolate le perdite joule totali integrando quelle specifiche di ogni elemento della mesh nel volume τ

$$P_j = \int_{\tau} p_j d\tau = \int_{\tau} \frac{J^2}{\sigma} d\tau \quad (4.2.1.1)$$

ottenendo così la resistenza elettrica

$$\mathcal{R} = \frac{V^2}{P_j} \quad (4.2.1.2)$$

La resistenza termica dello strato considerato è quindi valutata sostituendo il valore di σ con quello di λ corrispondente alla resina isolante.

Nel caso in esame, avendo a disposizione le dimensioni geometriche, è stato inserito nella formula teorica della resistenza di conduzione in strato cilindrico del tipo (2.3.10) e (2.3.11) un coefficiente K_{res} tale che

$$K_{res} = \frac{R_{cil_fem}}{R_{cil_teor}} \quad (4.2.1.3)$$

per cui

$$R_{cil_reale} = R_{cil_fem} = R_{cil_teor} K_{res} \quad (4.2.1.4)$$

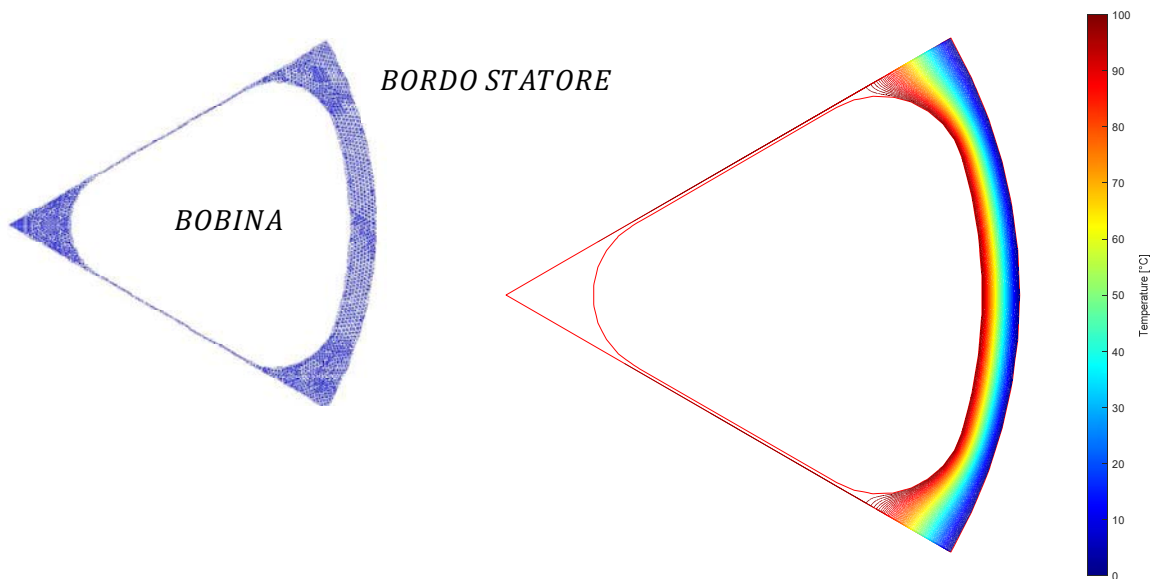


FIG 4:1 MESH E DISTRIBUZIONE DI POTENZIALE / TEMPERATURA PER LO SPESSORE DI RESINA ISOLANTE TRA BOBINA E BORDO DI STATORE

Gli scambi termici avvengono:

assialmente verso:

- il rotore attraverso il traferro per convezione e irraggiamento
- la cassa per irraggiamento

e radialmente verso il supporto per conduzione

Di seguito le formule utilizzate per la sua modellizzazione:

$$C_{stat} = \rho_s \pi (r_s^2 - r_2^2) L_s c p_s \quad (4.2.1.5)$$

$$R_{cond_res_lat} = \frac{1}{2 \pi \lambda_{res} L_s} \ln \left(\frac{r_s}{r_s - t_{res_lat}} \right) K_{res} \quad (4.2.1.6)$$

$$R_{cax_res_stat} = \frac{t_{res}}{\pi (r_s^2 - r_2^2) \lambda_{res}} \quad (4.2.1.7)$$

Nella (4.2.1.3) lo spessore di resina t_{res} è collocato sia verso l'interno, che verso l'esterno della macchina (si veda FIG 1:12) e la resistenza è riferita a ognuno dei due strati, per quello non c'è la divisione per due.

4.2.2. SUPPORTO DELLO STATORE

Data la sagomatura prevista per questo componente, realizzato in alluminio, il calcolo della resistenza termica è stato effettuato con una analisi a elementi finiti 2D di tipo assialsimmetrico, rappresentata in FIG 4:2

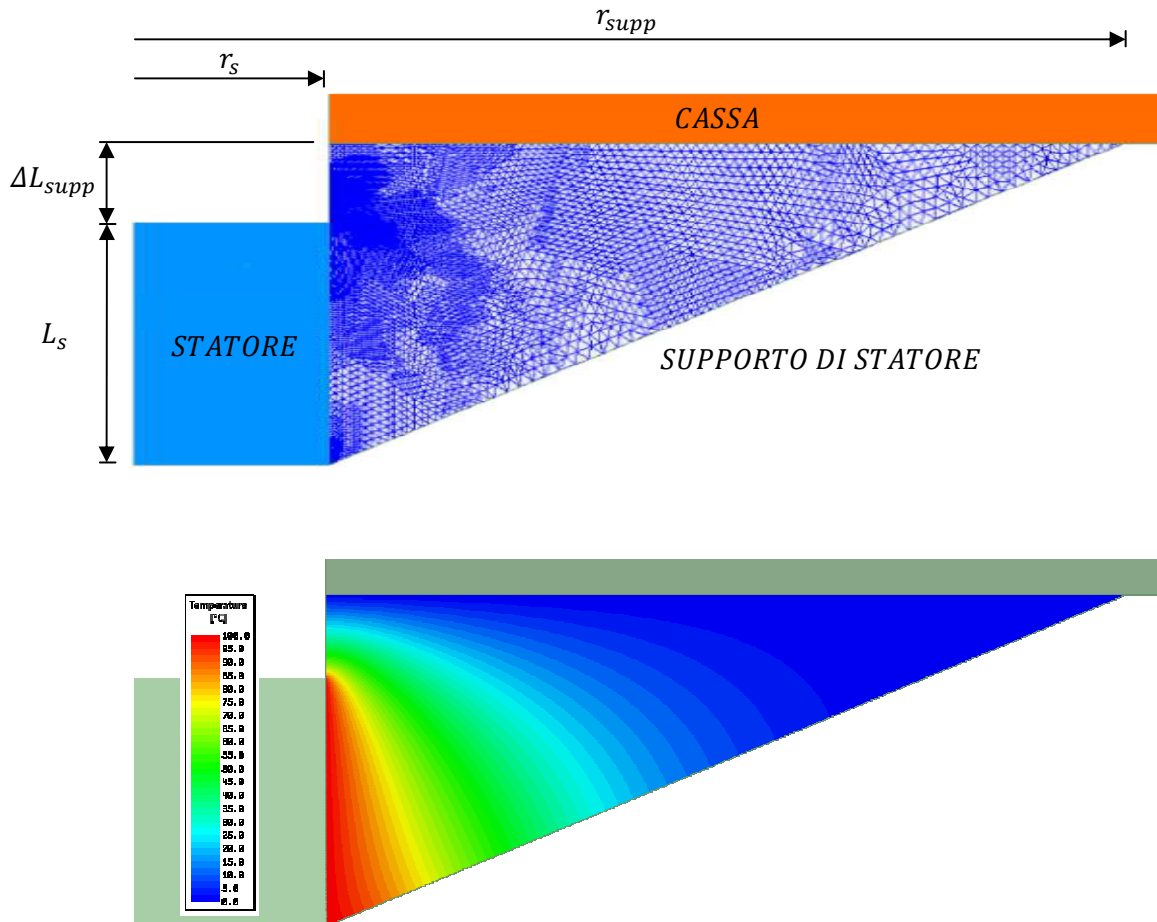


FIG 4:2 MESH E DISTRIBUZIONE DI POTENZIALE / TEMPERATURA DEL SUPPORTO DI STATORE

In questo caso la simulazione ha fornito un valore di resistenza termica pari a $R_{fem_supp} = 0,68 \left[\frac{K}{W} \right]$, valido per un corpo a conduttività unitaria; mediante la (4.2.2.2) la resistenza termica è stata quindi adattata alla conduttività dell'alluminio senza introdurre coefficienti di correzione a formule teoriche come nel caso precedente.

Di seguito le formule utilizzate per la sua modellizzazione, con riferimento alla FIG 4:2 :

$$C_{supp} = \rho_{supp} c_{p_{supp}} \pi (r_{supp} - r_s)(L_s + \Delta L_{supp}) \quad (4.2.2.1)$$

$$R_{cond_supp}/2 = \frac{R_{fem_supp}}{2 \lambda_{supp}} \quad (4.2.2.2)$$

4.2.3. MAGNETI E GIOGO DI ROTORE

I magneti sono realizzati con una lega di NdFeB, mentre il giogo di rotore a forma di disco è in acciaio. Entrambi sono modellati come due anelli affacciati in cui il flusso termico interno è presente solo in senso assiale verso:

- lo statore per convezione e irraggiamento attraverso il traferro
- Il volano per conduzione

Di seguito le formule utilizzate per la loro modellizzazione:

$$A = \pi(r_1^2 - r_2^2) \quad (4.2.3.1)$$

$$C_{mag} = \rho_{pm} A L_{pm} c_{p_{pm}} \quad (4.2.3.2)$$

$$R_{cax_mag}/2 = \frac{L_{pm}}{2 A \lambda_{pm}} \quad (4.2.3.3)$$

$$C_{disk} = \rho_d A L_d c_{p_d} \quad (4.2.3.4)$$

$$R_{cax_disk}/2 = \frac{L_d}{2 A \lambda_d} \quad (4.2.3.5)$$

4.2.4. VOLANO

Il volano è realizzato in acciaio e al suo interno il flusso termico è presente sia in direzione assiale che radiale.

Gli scambi termici avvengono assialmente verso:

- la cassa e il supporto di statore per irraggiamento
- Il giogo di rotore per conduzione

mentre radialmente verso la cassa per convezione e irraggiamento.

Di seguito le formule utilizzate per la sua modellizzazione:

$$A_v = \pi(r_v^2 - r_2^2) \quad (4.2.4.1)$$

$$C_{vol} = \rho_v A_v L_v c_{p_v} \quad (4.2.4.2)$$

$$R_{cax_vol}/2 = \frac{L_v}{2 A_v \lambda_v} \quad (4.2.4.3)$$

$$rm_v = \frac{r_v + r_2}{2} \quad (4.2.4.4)$$

$$R_{cra_i_vol} = \frac{\ln\left(\frac{rm_v}{r_2}\right)}{2\pi L_v \lambda_v} \quad (4.2.4.5)$$

$$R_{cra_e_vol} = \frac{\ln\left(\frac{r_v}{rm_v}\right)}{2\pi L_v \lambda_v} \quad (4.2.4.6)$$

Poiché le dimensioni del componente sono rilevanti sono state considerate sia le resistenze termiche in direzione assiale, che radiale, collocando la capacità termica (si veda *FIG 4:8*) in posizione il più possibile baricentrica (termicamente).

4.2.5. TRAFERRO STATORE – MAGNETI

Nel caso di macchina di tipo *AFSPM*, statore e rotore hanno forma discoidale e il traferro è lo spazio d'aria ivi racchiuso. La totale resistenza termica è data dall'azione combinata di convezione e irraggiamento, dipendenti la prima dalla velocità di rotazione del disco e dalla temperatura del fluido, la seconda dalle temperature superficiali delle componenti.

Le formule utilizzate per lo scambio convettivo sono quelle esposte in **2.4** assumendo $r_{ext} = r_1$, $g = g_{sm}$ e A l'area della superficie dei magneti; la resistenza per irraggiamento è stata invece valutata seguendo il caso di lastre piane parallele di *FIG 2:1*, mediante la (2.1.3.3) che diventa

$$R_{irr} = \left[\frac{A \sigma_b (T_s^2 + T_{pm}^2)(T_s + T_{pm})}{\frac{1}{\epsilon_s} + \frac{1}{\epsilon_{pm}} - 1} \right]^{-1} \quad (4.2.5.1)$$

Per l'implementazione in Simulink, ricordando le analogie tra reti elettriche e termiche, l'idea è quella di imporre la differenza di tensione tra due nodi legandola al valore resistenza elettrica; non avendo Simulink un blocco adatto che descriva una resistenza variabile è stata creata artificialmente la struttura di *FIG 4:3*.

Il generatore pilotato impone un valore di tensione (differenza di temperatura) dato dal prodotto tra corrente (flusso termico) e resistenza (resistenza termica). Poiché Simulink ha problemi nell'imporre direttamente una tensione tra due nodi, è stata inserita una piccola resistenza di valore trascurabile.

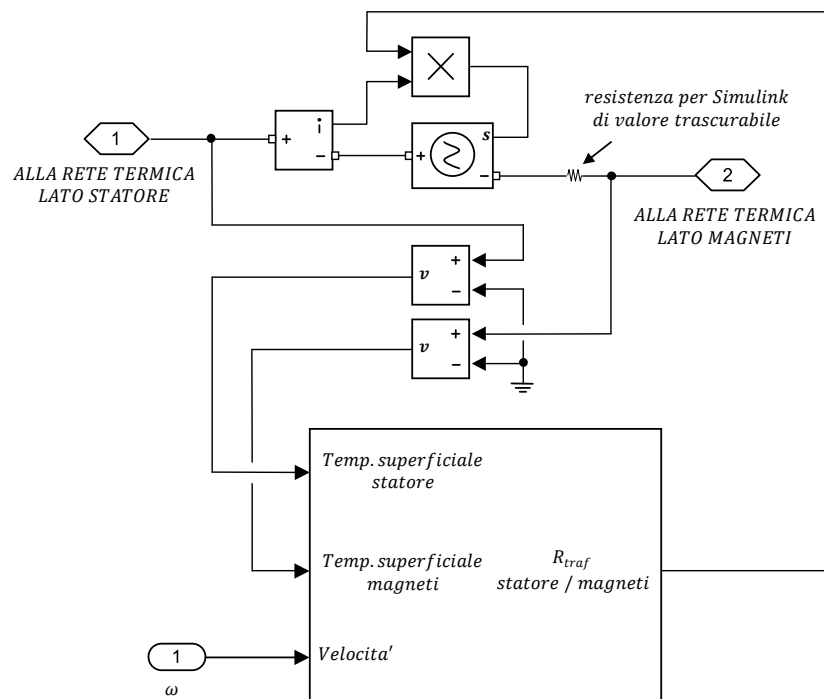


FIG 4:3 MODELLO SIMULINK DELLA RESISTENZA TERMICA DEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI

Il valore di resistenza termica totale è ricavato considerando che entrambi i meccanismi di scambio termico favoriscono il passaggio di calore tra le due superfici, quindi le due resistenze termiche agiscono in parallelo fra loro (FIG 4:4)

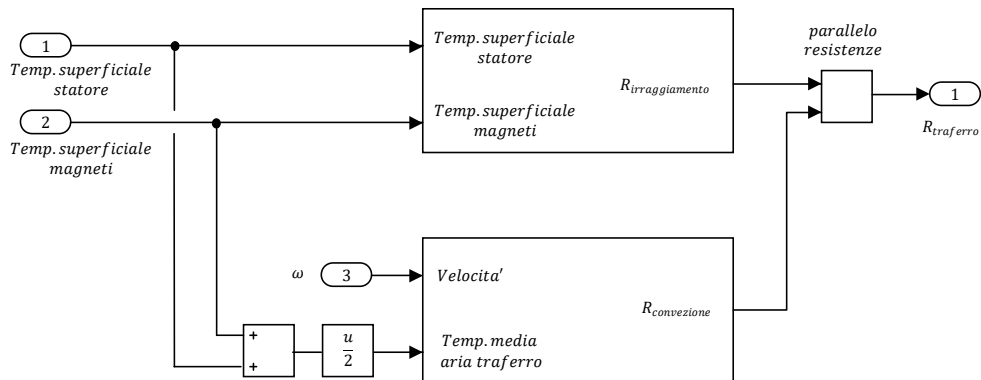


FIG 4:4 VISIONE INTERNA DEL BLOCCO CHE FORNISCE LA RESISTENZA TERMICA DEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI

Nello specifico la resistenza data dall'irraggiamento descritta dalla (4.2.5.1) è stata implementata come in FIG 4:5

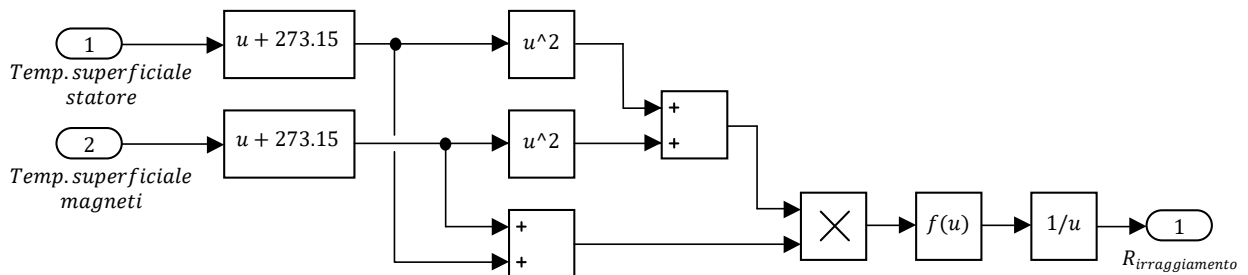


FIG 4:5 DETTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO RADIATIVO NEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI

Mentre la resistenza termica di convezione è rappresentata in FIG 4:6, si noti che la temperatura dell'aria è valutata assumendo la temperatura media tra quelle superficiali di statore e magneti.

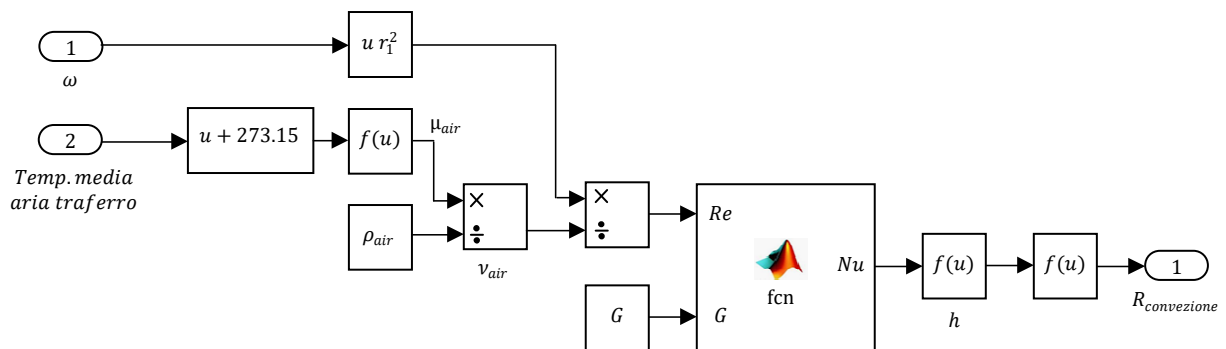


FIG 4:6 DEATTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO CONVETTIVO NEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI

4.2.6. TRAFERRO VOLANO-CASSA

Similmente a quanto fatto per il traferro tra statore e magneti, il traferro tra volano e cassa è stato implementato (FIG 4:7) sfruttando per la convezione la teoria di Becker e Kaye esposta in 2.5 con $r_1 = r_v$, $g_{12} = g_{vc}$ e A l'area della superficie laterale del volano

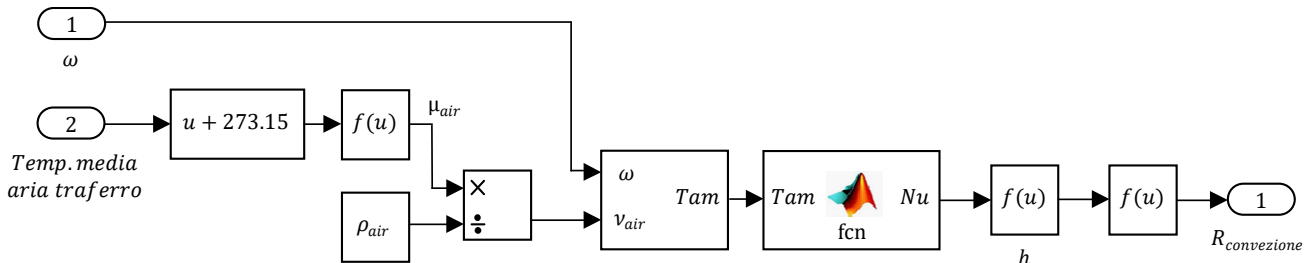


FIG 4:7 DETTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO CONVETTIVO NEL TRAFERRO VOLANO / CASSA

Mentre l'irraggiamento è valutato considerando il caso di superfici cilindriche coassiali di FIG 2:2 mediante la (2.1.3.6) (si ricorda che $T_c = T_{amb}$ per le ipotesi fatte precedentemente).

$$R_{irr} = \left[\frac{(2\pi r_v L_v) \sigma_b (T_v^2 + T_c^2) (T_v + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \left(\frac{r_v}{r_v + g_{vc}} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \right]^{-1} \quad (4.2.6.1)$$

ALTRI TRAFERRI

I traferri tra fondo del volano-cassa, volano-supporto di statore e statore-cassa hanno dimensione maggiore dei precedenti e lo scambio avviene solo per irraggiamento seguendo il caso di lastre piane parallele di (2.1.3.3).

Di seguito, in TAB 4:2, sono riportati i valori delle componenti precedentemente esposte, mentre in FIG 4:8 è riportata l'intera rete termica (non entra nel computo $P_{w\ casssa}$ in quanto la cassa rimane a temperatura fissata T_{amb})

VALORI DI RESISTENZA E CAPACITA' TERMICA DEI COMPONENTI			
Capacità termica statore	C_{stat}	7975	$\left[\frac{J}{K}\right]$
Resistenza termica conduzione laterale resina statore	$R_{clat\ res\ stat}$	526,2E-3	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Resistenza termica conduzione assiale resina statore	$R_{cax\ res\ stat}$	30,8E-3	
Capacità termica supporto	C_{supp}	21304	$\left[\frac{J}{K}\right]$
Resistenza termica conduzione supporto statore	$R_{cond_supp}/2$	1,40E-3	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Capacità termica magneti	C_{mag}	2066	$\left[\frac{J}{K}\right]$
Resistenza termica conduzione assiale magneti	$R_{cax_mag}/2$	10,2E-3	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Capacità termica giogo di rotore	C_{disk}	2211	$\left[\frac{J}{K}\right]$
Resistenza termica conduzione assiale giogo di rotore	$R_{cax_disk}/2$	5,40E-3	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Capacità termica volano	C_{vol}	60305	$\left[\frac{J}{K}\right]$
Resistenza termica conduzione assiale volano	$R_{cax_vol}/2$	19,7E-3	$\left[\frac{K}{W}\right]$
Resistenza termica conduzione radiale verso interno volano	$R_{cra_i_vol}$	140,8E-3	
Resistenza termica conduzione radiale verso esterno volano	$R_{cra_e_vol}$	53,9E-3	

TAB 4:2 VALORI DI RESISTENZA E CAPACITA' TERMICA DEI COMPONENTI

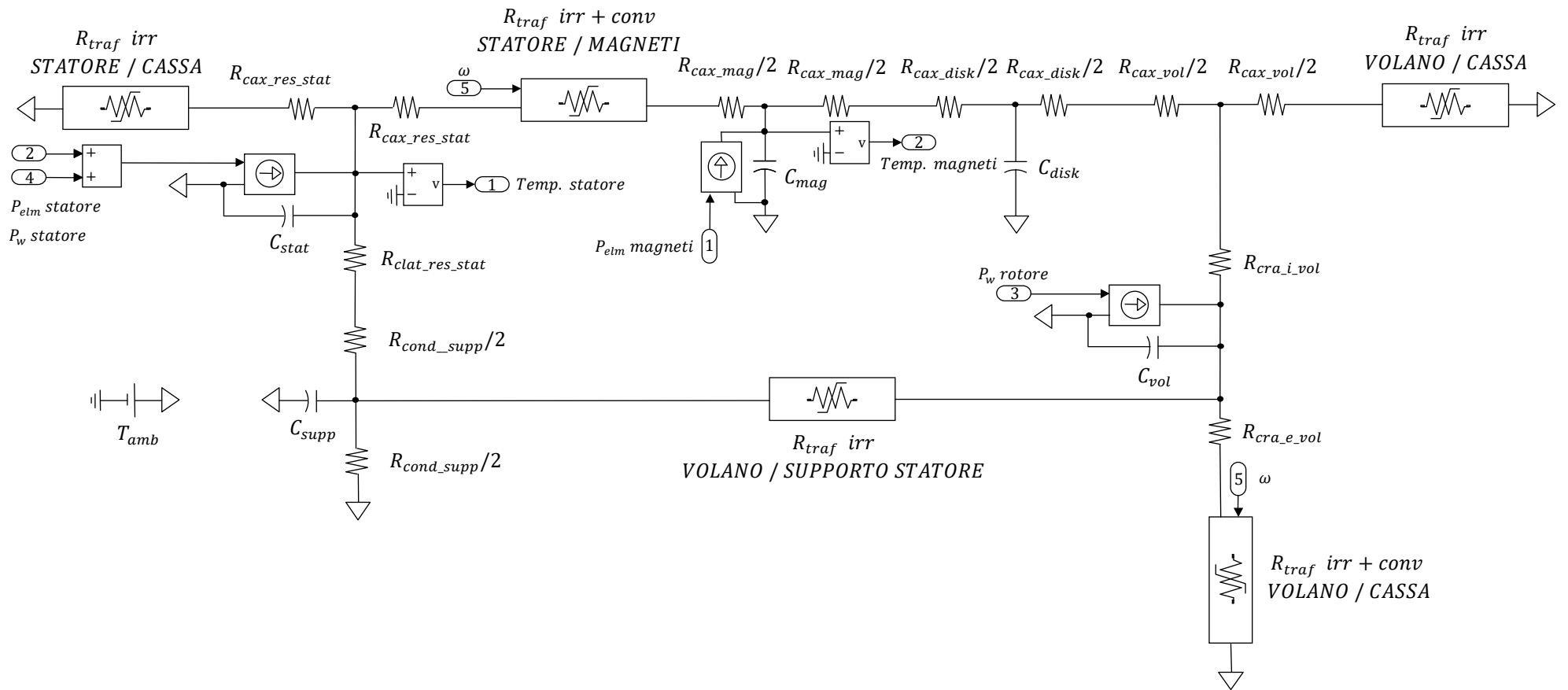


FIG 4:8 RETE TERMICA COMPLETA

Capitolo 5 : SIMULAZIONI DINAMICHE

La taglia della macchina utilizzata come caso d'esame è tipica per l'utilizzo da UPS di piccola taglia o come accumulo domestico.

A seguito di un guasto alla rete elettrica principale, un FESS funzionante da UPS deve essere pronto a fornire l'energia necessaria al carico per un certo tempo [24-26], per esempio prima dell'entrata in funzione di un gruppo diesel, per cui si trova per la maggior parte del tempo in rotazione senza erogare energia, nel cosiddetto funzionamento idle; durante questa tipologia di funzionamento la macchina elettrica assorbe dalla rete la sola potenza necessaria a compensare le perdite per mantenere il sistema in rotazione.

5.1 FUNZIONAMENTO IN REGIME DI IDLE PER DIVERSI VALORI DI PRESSIONE

A causa dell'elevata velocità di rotazione, l'importanza di mantenere un basso valore di pressione all'interno della macchina è legato soprattutto al fatto di voler limitare le perdite di ventilazione, predominanti nel funzionamento in regime di idle.

La strategia per il controllo della velocità prevede un regolatore PI (FIG 5:1) che fornisce in uscita il valore di potenza elettrica di riferimento che la macchina deve seguire ($Kp = 10^3$, $Ki = 10^{-5}$); in FIG 5:2 sono mostrati gli andamenti in P.U. di velocità e corrente durante il transitorio dovuto alla fase di ricarica completa da velocità minima a massima:

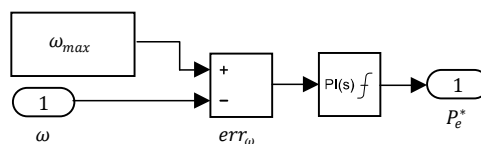


FIG 5:1 SCHEMA DEL CONTROLLO DI VELOCITA'

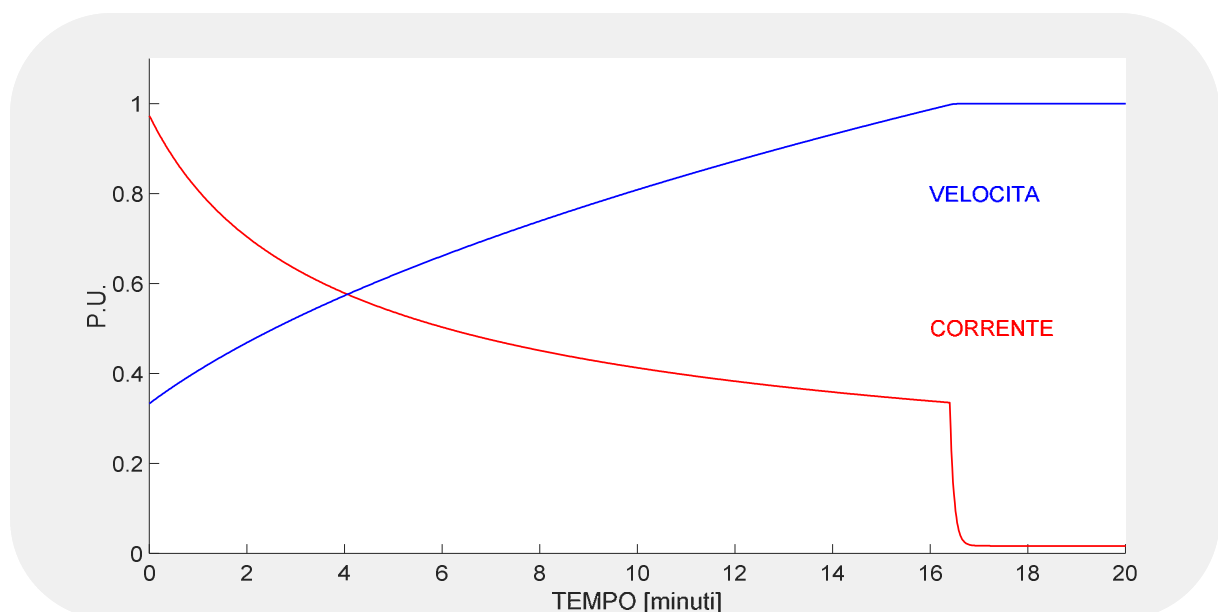


FIG 5:2 DETTAGLIO DI VELOCITA' E CORRENTE NELLA FASE INIZIALE DI CARICA

L'elevato errore di velocità della fase iniziale causa la saturazione del regolatore PI, il quale fornisce in uscita il massimo valore di potenza per la ricarica, assunto a $P_n = 4800W$. Poiché la potenza è costante fino a che il regolatore è saturato, all'aumentare della velocità la coppia diminuisce (si veda la 1.1.3) così come il valore di corrente nello statore e la conseguente potenza dissipata.

Semplicemente la potenza dissipata nello statore è, in questa prima fase, maggiore di quella data dalla ventilazione e questo comporta l'andamento di temperatura mostrato in FIG 5:3.

Successivamente, in prossimità della velocità massima, il regolatore riduce la potenza necessaria per la ricarica (poco dopo i 16 minuti), che assume il valore necessario a compensare le perdite nella macchina, quindi la corrente assorbita si abbassa, così come le perdite nello statore; diventano invece rilevanti le perdite per ventilazione.

Tali perdite sono così rilevanti che a circa 100 minuti la temperatura dei magneti supera quella dello statore.

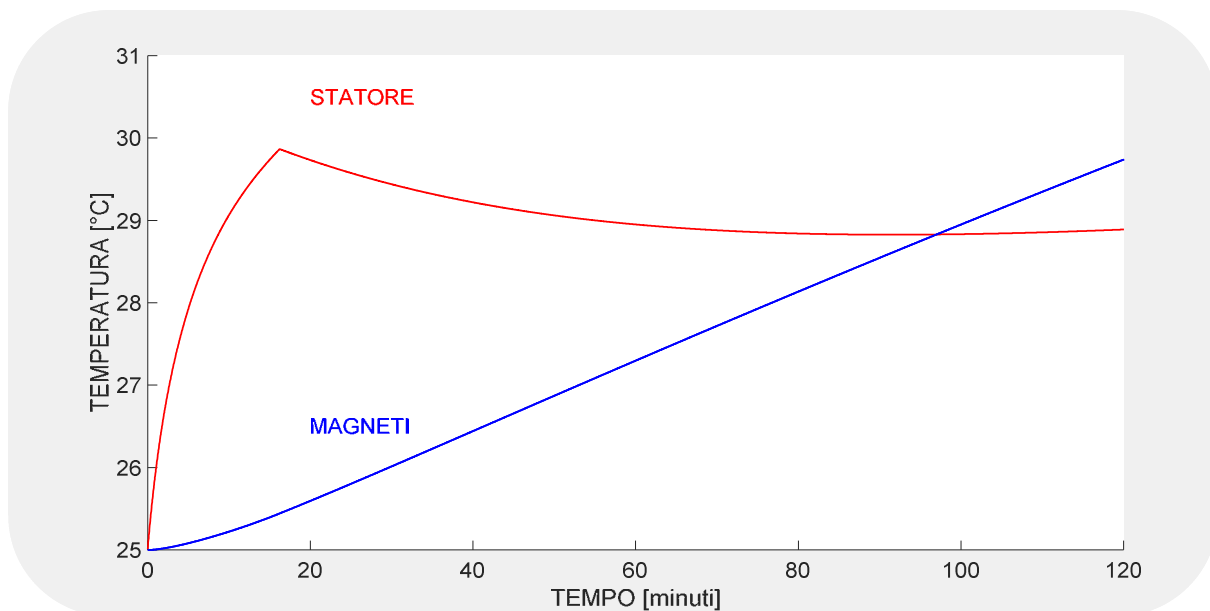


FIG 5:3 ANDAMENTI DELLE TEMPERATURE NELLA PRIMA FASE (P = 20Pa)

In FIG 5:4 sono mostrati gli andamenti di temperatura di statore e magneti fino al regime termico per diversi valori di pressione interna, da 20Pa a 100Pa:

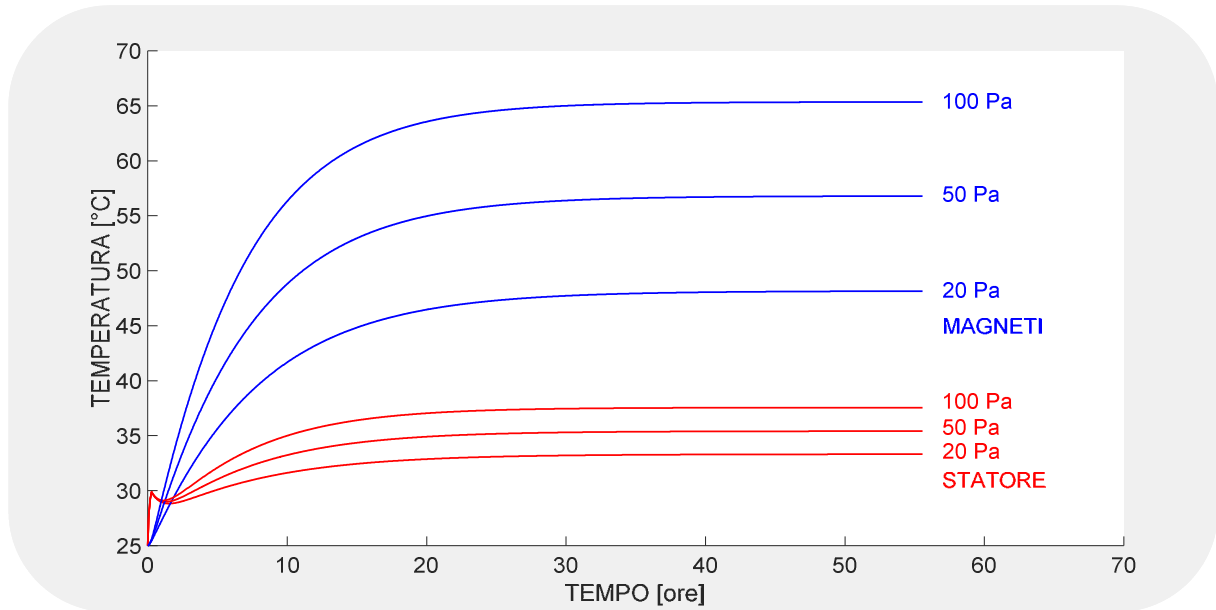


FIG 5:4 ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE IN CONDIZIONE IDLE

Come si può notare, all'aumentare della pressione, e quindi della densità del gas, aumentano complessivamente le temperature a regime dei componenti, in particolare quella dei magneti che arriva quasi a 66°C, in una tipologia di funzionamento che non prevede erogazione di potenza. Avere una pressione maggiore in via teorica facilita la dissipazione di calore, in quanto la convezione è favorita, tuttavia le perdite per ventilazione raggiungono valori considerevoli e con ciò la conseguente generazione di calore; peraltro da FIG 5:5 si vede che passando da 20Pa a 100Pa queste raddoppiano. Dalle analisi si comprende quindi come sia più conveniente limitare tali perdite, piuttosto che accettarle e cercare di smaltire il calore prodotto.

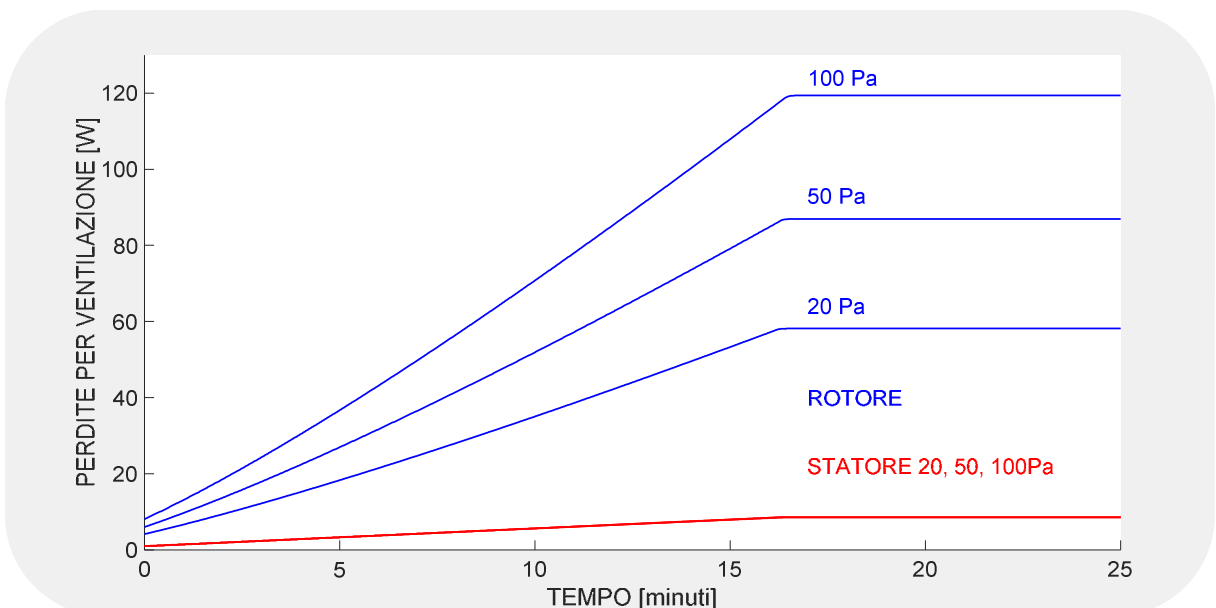


FIG 5:5 PERDITE PER VENTILAZIONE A VARIE PRESSIONI

Un'altra idea per tentare di ridurre le perdite date dalla ventilazione è quella di modificare la strategia del controllo di velocità, utilizzando un controllo a isteresi, in cui la macchina viene ricaricata solo quando la velocità è inferiore a un certo limite, per esempio il 95% della massima. In questo caso occorre però accettare una riduzione dell'energia disponibile al massimo dell' 11% nel caso in cui la macchina debba entrare in servizio nel momento in cui è alla velocità più bassa. La prova è stata ripetuta per i tre valori di pressione precedenti, e come si può vedere dalla FIG 5:6 per la pressione di 20Pa, si ha una ricarica di mantenimento ogni 90 minuti circa. Confrontando le temperature raggiunte in quest'ultimo caso, mostrate in FIG 5:7, con quelle di FIG 5:4, si vede che la differenza è minima; questo significa che al di là del tipo di controllo scelto, l'unico modo per mantenere a livelli accettabili perdite e temperature è utilizzare un basso valore di pressione all'interno della macchina.

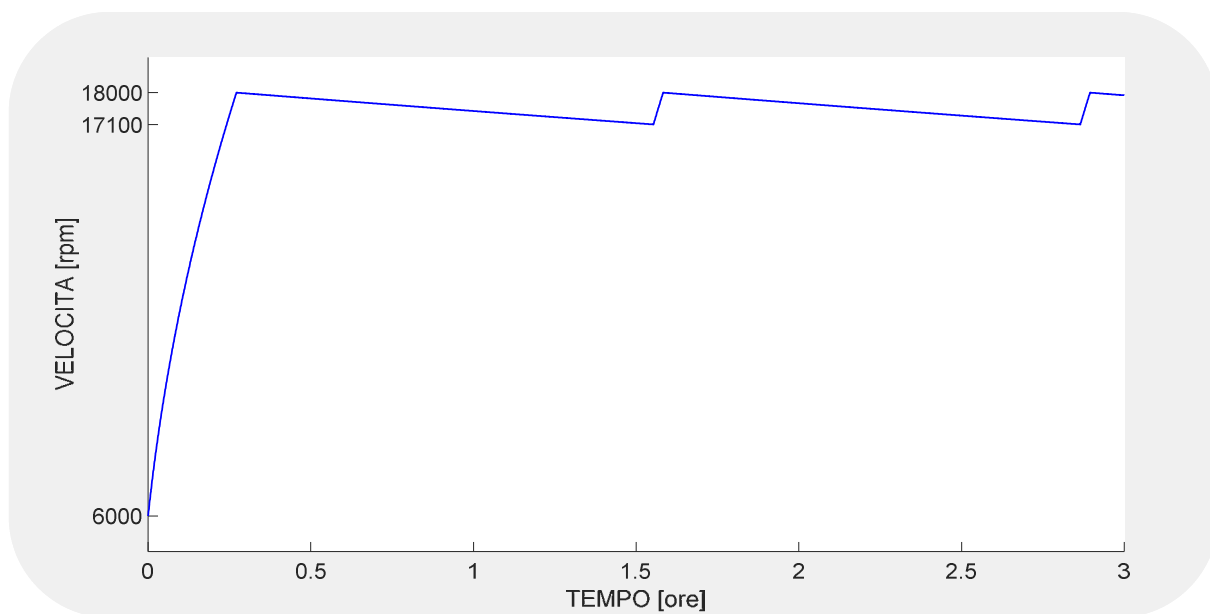


FIG 5:6 PROFILO DI VELOCITA' CON CONTROLLO A ISTERESI (P = 20Pa)

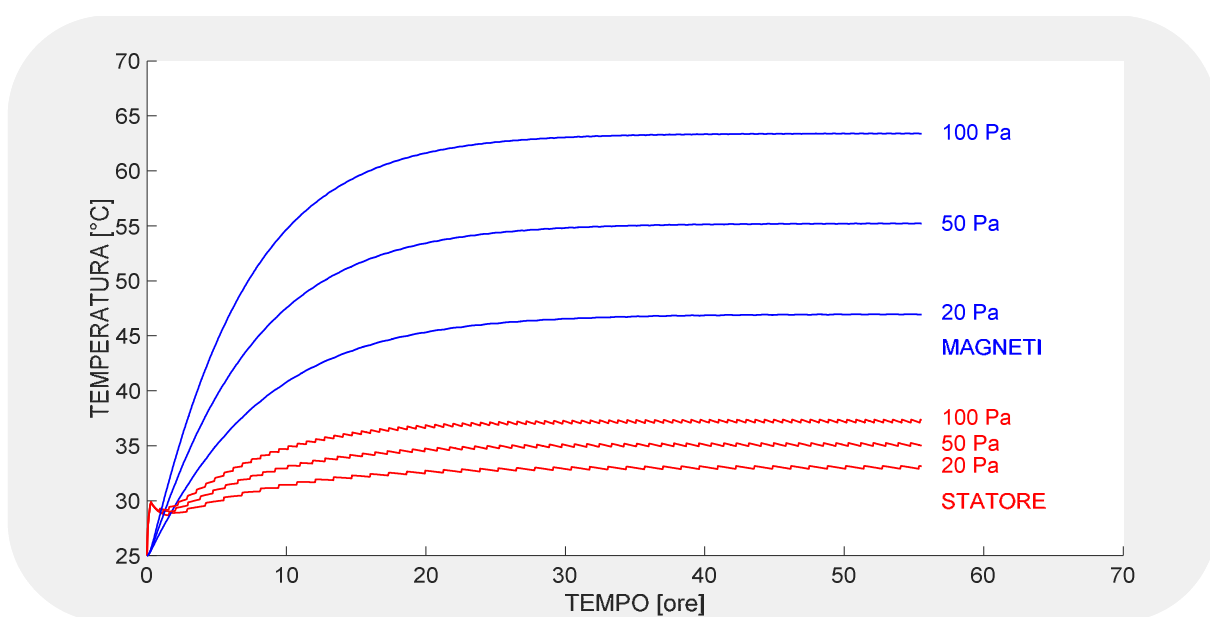


FIG 5:7 PROFILI DI TEMPERATURA CON CONTROLLO A ISTERESI

5.2 INTERVENTO PARTENDO DA CONDIZIONE DI IDLE

Partendo dalla condizione di regime termico raggiunta in **5.1** alla pressione di 20Pa, viene ora analizzata la sola fase di scarica valutando l'energia fornita al carico e il conseguente rendimento per diversi valori di potenza richiesta.

Come è noto, a parità di energia immagazzinata nella massa in rotazione, come definito dalla (1.1.1), il tempo di scarica diminuisce all'aumentare della potenza richiesta; infatti la corrente nello statore e di conseguenza la coppia frenante applicata all'albero, assumono valore via via sempre maggiore, causando la rapida diminuzione di velocità del volano come mostrato in **FIG 5:8**

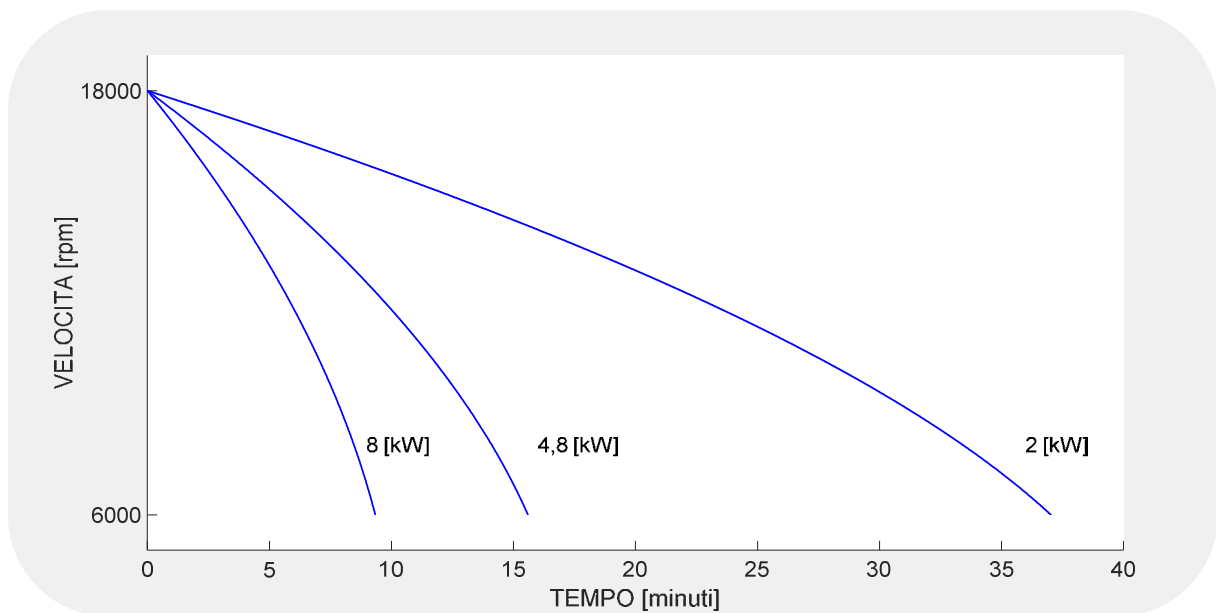


FIG 5:8 PROFILI DI VELOCITA' DURANTE LA SCARICA PER DIVERSI VALORI DI POTENZA

Poiché il salto di velocità è sempre lo stesso, la macchina cede in ogni condizione la sua energia immagazzinata; si tratta però di capire quanta di essa è effettivamente ceduta al carico da alimentare, come avviene nel caso da UPS.

Con riferimento alla **FIG 5:8** la prima considerazione riguarda le perdite per ventilazione: osservando i profili di velocità in funzione del tempo mostrati si può dedurre che l'energia a loro associata diminuisce tanto più rapidamente quanto minore è il tempo di scarica e ciò trova conferma in **FIG 5:9**. Viceversa, nel caso esaminato, all'aumentare della potenza richiesta la corrente nello statore assume valori sempre maggiori, causando sia un aumento della potenza elettromagnetica dissipata al suo interno, che dell'energia associata; tuttavia, in via generale, l'energia associata a tali perdite dipende dal profilo che assume corrente nel tempo di scarica.

Entrambi gli andamenti relativi all'energia persa sono mostrati nella FIG 5:9

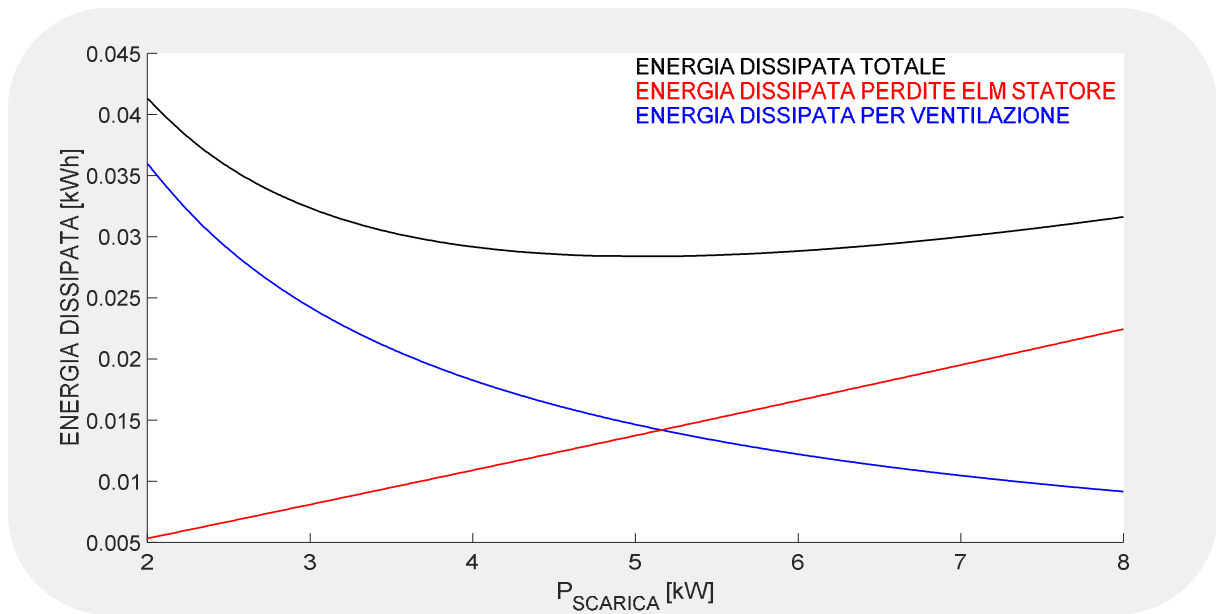


FIG 5:9 PROFILI DELL'ENERGIA DISSIPATA DURANTE LA SCARICA

La quota di energia utile fornita effettivamente al carico e il rendimento corrispondente al variare della potenza di scarica, sono invece mostrati nelle FIGG 5:10 e 5:11 da cui si rileva che il rendimento si mantiene elevato nell'intervallo di potenza da 4kW a 6kW.

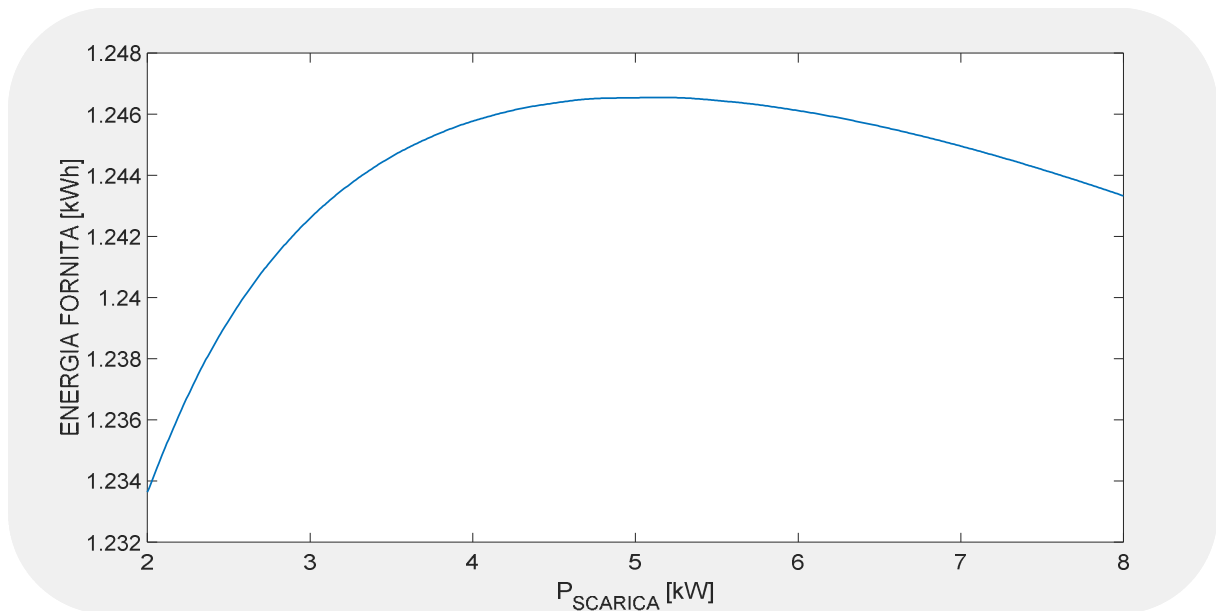


FIG 5:10 ENERGIA FORNITA IN UNA SCARICA PER VARIE POTENZE PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE

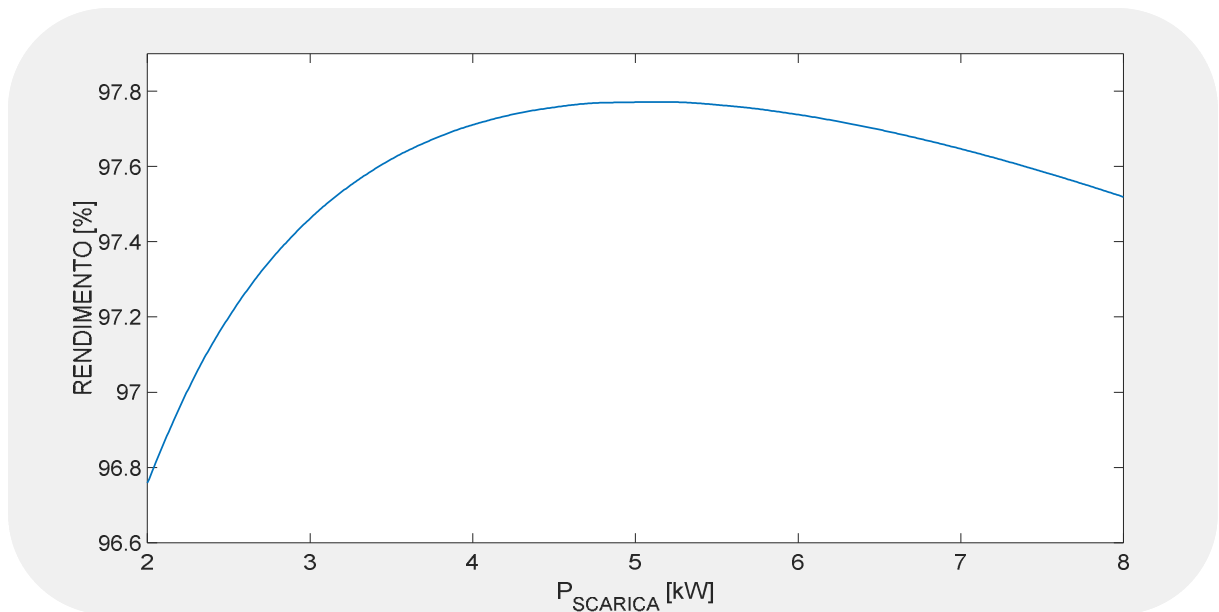


FIG 5:11 RENDIMENTO DI UNA SCARICA PER VARIE POTENZE PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE

In FIG 5:12 è invece mostrata la temperatura delle componenti al termine della fase di scarica: per quanto riguarda i magneti, come detto prima, a basse potenze di scarica la ventilazione permane per più tempo e questo contribuisce a mantenere elevata la loro temperatura, mentre a potenze più elevate diminuisce sia lo scambio termico verso lo statore (quest'ultimo si scalda maggiormente per via delle sue perdite) che il tempo a disposizione per dissipare l'energia termica accumulata durante la fase di idle.

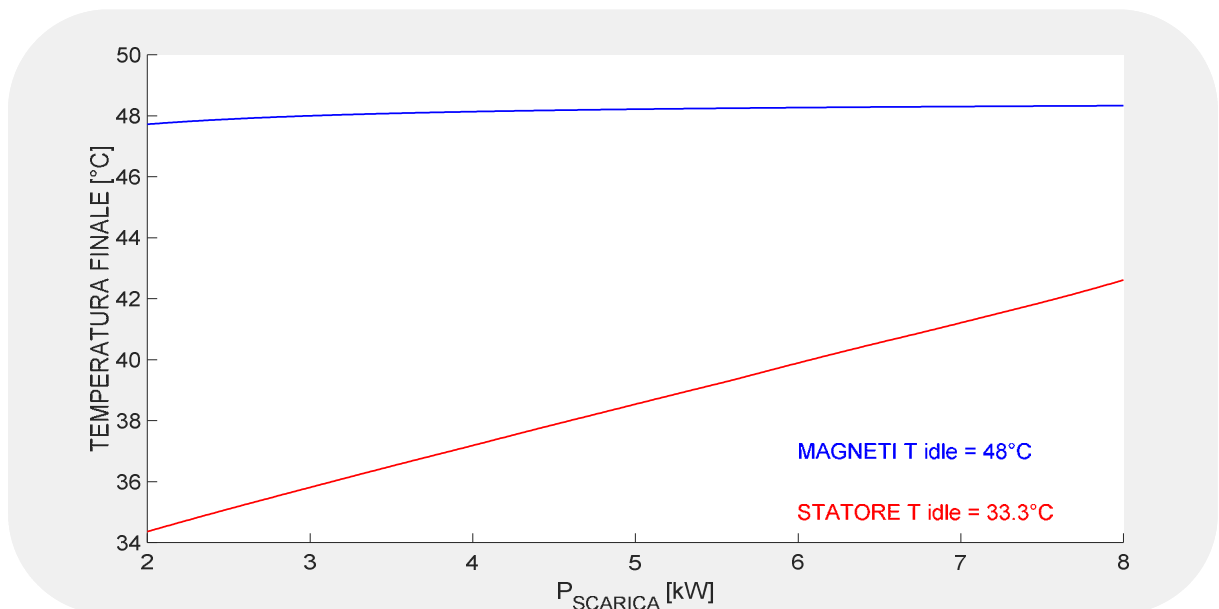


FIG 5:12 TEMPERATURE RAGGIUNTE A FINE SCARICA PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE

Viene ora rappresentata in FIG 5:13 l'energia persa rispetto a quella immagazzinata nella macchina, per diversi valori della potenza di carica P_{ch} e di scarica P_{disch} di un singolo ciclo, partendo sempre dalla condizione di regime termico di **5.1** alla pressione di 20Pa:

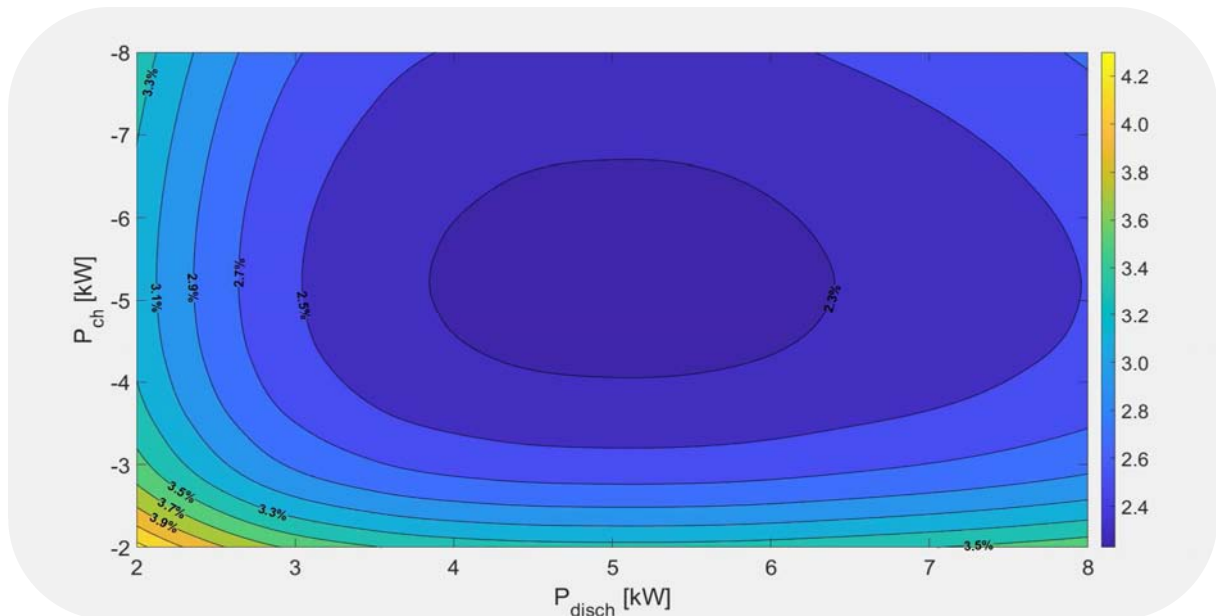


FIG 5:13 PERDITA DI ENERGIA DURANTE UN CICLO SCARICA-CARICA A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE

Tale grafico è ricavato valutando la differenza tra energia assorbita ed erogata rispetto all'energia nominale della macchina, in un ciclo in cui la velocità finale e quella iniziale sono le medesime.

A conferma di quanto detto per la scarica si vede che anche la fase di carica segue le stesse regole, infatti la zona in cui la perdita energetica risulta minore si ha per lo stesso intervallo di potenza del caso precedente.

Il grafico dà inoltre due importanti informazioni: la prima è che conviene far lavorare la macchina in prossimità della potenza nominale, la seconda che conviene sfruttarla in potenza più che in energia, infatti agli estremi (2,-2) e (8,-8) la perdita passa da 4.4% a 2.9%, sempre prestando attenzione alle temperature e all'effettiva capacità dell'inverter a gestire il valore di corrente.

5.3 FUNZIONAMENTO CON CICLI RIPETUTI

Ora si vuole analizzare il comportamento del sistema a seguito di ripetute sollecitazioni in termini di potenza elettrica da gestire.

In questo tipo di funzionamento, alla pressione di 20Pa, si applicano al volano 100 cicli di tipo carica-scarica per diverse coppie di potenza, da 2kW a 8kW, allo scopo di analizzare la temperatura massima raggiunta dalle componenti e valutare la perdita energetica relativa a un ciclo, in particolare all'ultimo di tutti quelli applicati.

Appare subito evidente dalle FIGG 5:14 e 5:15 che nei cicli che coinvolgono potenze più basse, quindi con gradienti di velocità sia in carica che in scarica abbastanza limitati, le temperature di statore e magneti si mantengono a valori perfettamente sopportabili.

Questo è dovuto sia ai valori di corrente che non causano eccessive perdite nello statore, ma soprattutto perché la potenza termica che viene a generarsi, data anche dalla ventilazione, riesce, in buona parte, ad essere costantemente dissipata.

Mano a mano che i cicli coinvolgono potenze maggiori si rileva un generale aumento della temperatura, specialmente per quanto riguarda lo statore, maggiormente sollecitato sia elettricamente che termicamente. Per quanto riguarda il rotore va invece osservato che la macchina si carica e scarica in tempi minori, il che vuol dire che la velocità ha elevati gradienti; questo si traduce in una variabilità maggiore delle perdite per ventilazione e fa sì che durante il ciclo la loro energia sia minore, peraltro l'elevata temperatura dello statore fa sì che esso dissipi parte del suo calore attraverso i magneti.

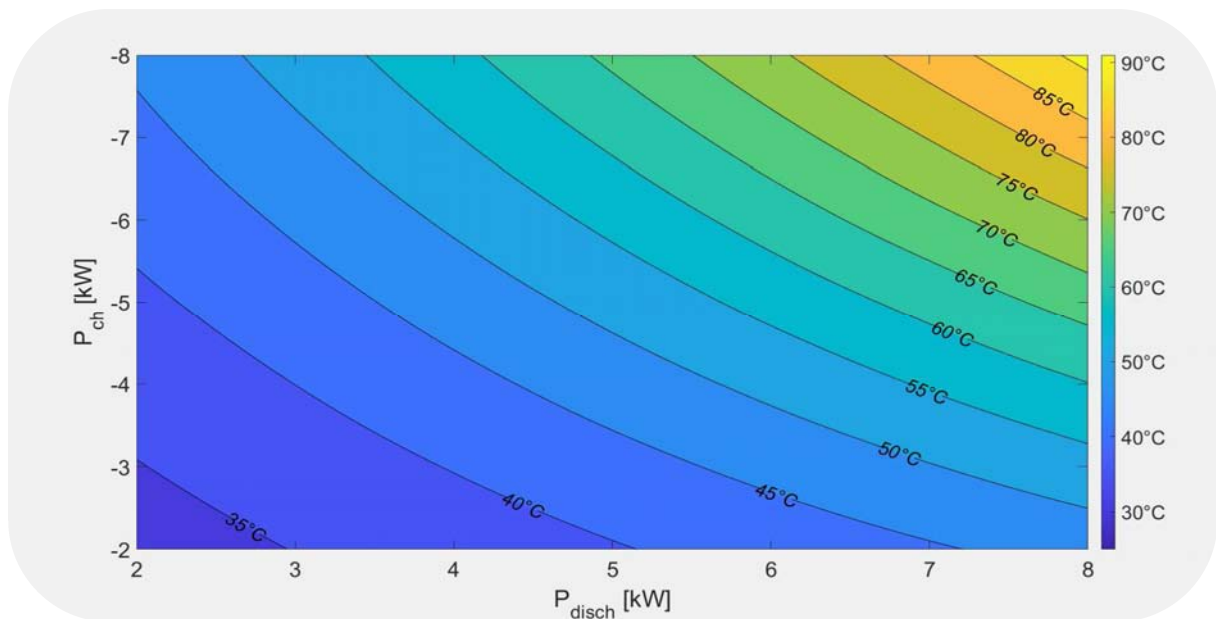


FIG 5:14 MASSIMA TEMPERATURA DELLO STATORE A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE

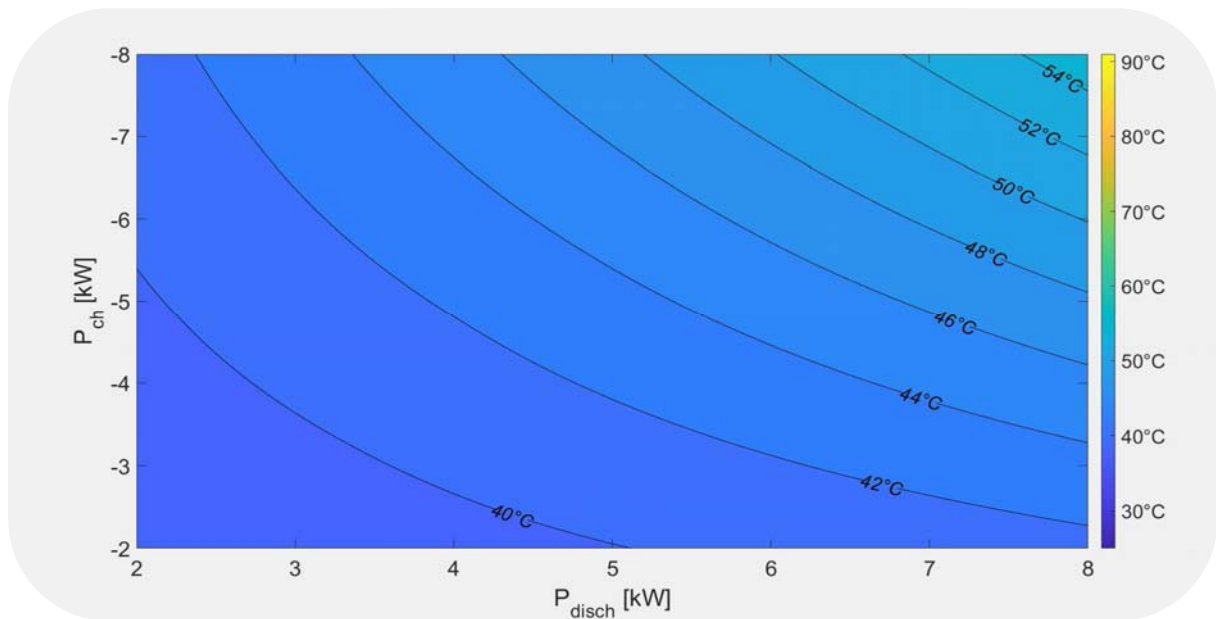


FIG 5:15 MASSIMA TEMPERATURA DEI MAGNETI A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE

In FIG 5:16 , similmente a quanto fatto per FIG 5:13, sono invece mostrate le perdite di energia rispetto all'energia nominale della macchina, associate alle varie potenze di funzionamento e valutate all'ultimo ciclo

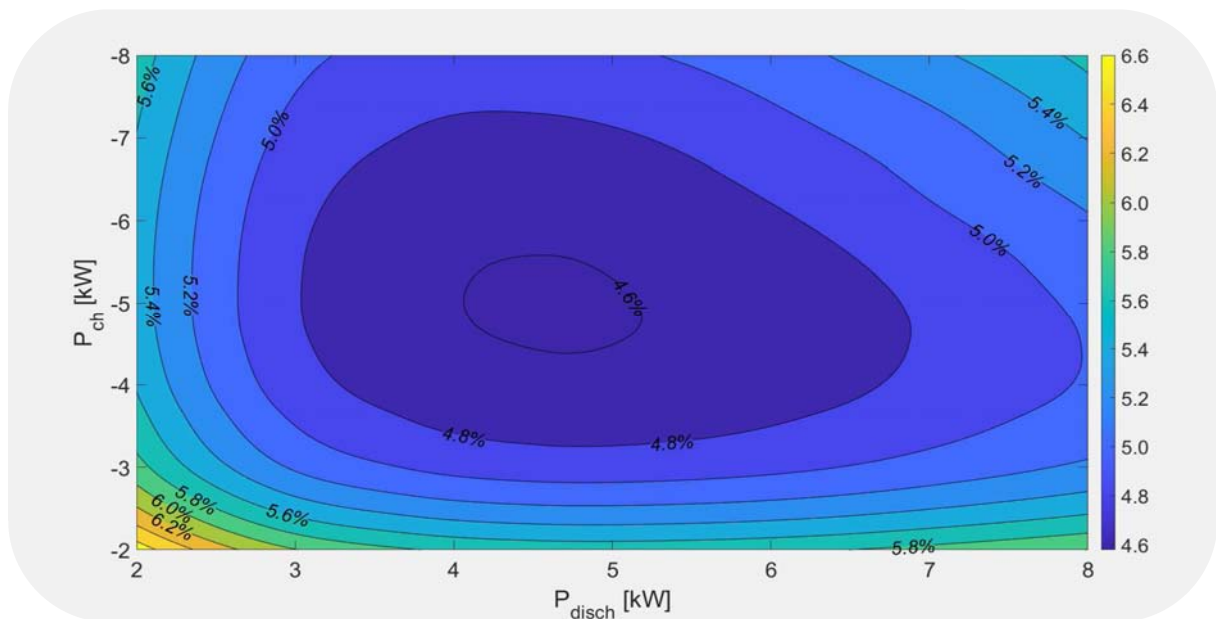


FIG 5:16 PERDITA DI ENERGIA VALUTATA ALL'ULTIMO CICLO

CONCLUSIONI

Il modello sviluppato nel lavoro di tesi relativo ad un *FESS* per applicazioni UPS, ha permesso di comprendere l'evoluzione dinamica di diverse grandezze fondamentali (temperatura e potenza) del *FESS* nelle condizioni operative tipiche, permettendo di analizzare l'influenza di alcuni parametri critici.

La rete termica a parametri concentrati proposta è inoltre una valida alternativa a lunghe simulazioni termo-fluidodinamiche a elementi finiti, infatti l'applicazione *FESS* non ha un singolo punto di lavoro, piuttosto una zona di utilizzo; pensare di eseguire una fem per ogni condizione è impensabile, soprattutto in una fase di progetto, dove conviene invece avere a disposizione un modello veloce, con cui poter validare differenti configurazioni costruttive e di utilizzo in generale.

Il modello creato ha inoltre consentito, nel suo insieme, di osservare l'influenza della pressione sulle prestazioni della macchina: il valore di 20Pa utilizzato è ragionevole in quanto nelle simulazioni eseguite le temperature si sono mantenute a valori perfettamente sostenibili e i rendimenti raggiunti sono più che buoni.

Non sono state eseguite prove con cicli a pressione più elevata perché si sarebbero attese perdite e temperature maggiori, tuttavia se sotto questo aspetto fossero emerse criticità, sarebbe stato creare un profilo di derating della potenza, dipendente dalla temperatura, mediante il quale limitare l'utilizzo della macchina fino al suo blocco completo se la temperatura avesse raggiunto limiti non tollerabili.

Il modello creato per il *FESS* può anche essere utilizzato in abbinamento a un modello di batteria per la validazione di sistemi di accumulo ibridi.

Appendice: Implementazione in Simulink

ERRORE DI LOOP ALGEBRICO

Durante le simulazioni è capitato spesso di imbattersi in un messaggio di errore riguardante la comparsa di un “*loop algebrico*” [27], ossia una dipendenza di tipo ingresso-uscita ad anello tra i vari blocchi del modello. Quando Simulink tenta di risolvere il modello, il solutore che applica cerca di calcolare l’uscita dei blocchi basandosi sui dati in ingresso, ma se esiste la dipendenza per cui l’uscita a un istante è l’ingresso al medesimo istante, appare l’errore perché il solutore non riesce a convergere a una soluzione.

Per ovviare a questo problema sono state presentate svariate soluzioni [28, 29]; tipicamente l’inserimento di un piccolo blocco di ritardo negli anelli segnalati dal messaggio di errore; in questo modo si interrompe l’anello poiché l’uscita e l’ingresso vengono sfasati temporalmente e il solutore riesce a convergere. Questi blocchi particolari, ad esempio “*Unit Delay*” o “*Memory*” vanno usati con simulazioni di tipo “*Discrete*”, e in generale il loro ritardo è dello stesso tempo utilizzato per il passo discreto.

In simulazioni di tipo “*Continuous*”, invece, può essere utile usare il blocco “*Transfer Function*” di tipo $f(s) = \frac{1}{1 + s N}$ in cui N è la lunghezza del ritardo, tipicamente 1E-6; tuttavia possono verificarsi rallentamenti nella simulazione inaccettabili.

Un’altra soluzione, preferibile alle precedenti, è quella di accedere ai singoli blocchi “*Subsystem*” impostandoli come “*Atomic Unit*”:

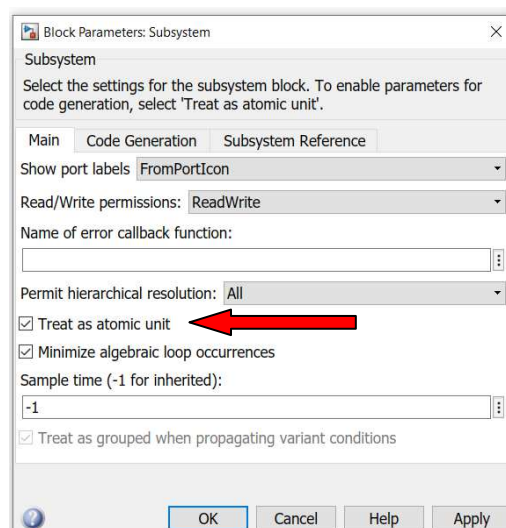


FIG A 1 IMPOSTAZIONE “UNITA’ ATOMICA”

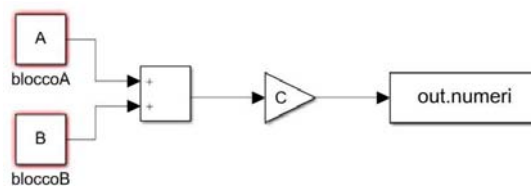
In questo modo si evita di dover interferire col modello delegando a Simulink la gestione del problema; oltretutto l’inserimento manuale dei blocchi di ritardo va ponderato: se ad esempio l’errore appare nella catena di controllo di un azionamento elettrico, le cui costanti di tempo sono piccole, inserire un ritardo lungo può da un lato risolvere il loop algebrico e dall’altro portare il sistema simulato a fornire risultati del tutto errati.

Se anche questo non dovesse essere sufficiente a far funzionare il tutto, occorre allora scegliere bene il tipo di solutore da applicare; in particolare con i solutori a passo variabile “ode23t” e “odeN” non si sono quasi mai verificati errori usando “powergui” di tipo “discrete”.

SIMULAZIONI CON CALCOLO PARALLELO

Quando si deve eseguire un gran numero di simulazioni con solutori di tipo discreto, per esempio quando è necessario analizzare il modello per diversi dati di input (come fatto in 5.3), si può utilizzare il comando “Parsim” [30-32] che permette di avviare più simulazioni in parallelo, distribuendole su n core del processore.

Si prenda ad esempio il seguente modello Simulink, chiamato “prova_parsim”, che effettua la somma di due numeri e il loro prodotto:



Si vuole calcolare il risultato facendo variare per ogni simulazione il valore di “A” e “B”, mantenendo costante quello di “C”; l’uscita è quindi data con un blocco “To Workspace” mediante la variabile tipo “array” chiamata “numeri” e di seguito riportato lo script Matlab che avvia le simulazioni:

```
A = [1:1:10];
B = [11:1:20];
C = 2;
for n = 1:length(B)
    in(n) = Simulink.SimulationInput('prova_parsim');
    in(n) = in(n).setBlockParameter('prova_parsim/bloccoA',...
        'Value',num2str((A(n))));
    in(n) = in(n).setBlockParameter('prova_parsim/bloccoB',...
        'Value',num2str((B(n))));
end
risultati = parsim(in, 'TransferBaseWorkspaceVariables', true,...
    'ShowSimulationManager','on','ShowProgress','on');
```

Si definiscono come vettore le due variabili “A” e “B”, quindi si costruisce con un ciclo “for” la struttura di avvio del comando *parsim* definendo la variabile “in” che comprende

- nome del modello da avviare per le simulazioni
- valori che assume la variabile (o le variabili) per ogni simulazione

Per fare in modo che la simulazione i-esima veda caricato il valore i-esimo della variabili “A” e “B”, bisogna specificare la posizione di queste ultime (normalmente Simulink legge le variabili dal workspace e le carica nei singoli blocchi in automatico, ma non in questo caso).

Nell’esempio, “A” è all’interno del modello “prova_parsim” nel blocco “Constant” chiamato “bloccoA” nella posizione “Value”; il nome della posizione si può trovare nell’help del blocco nella casella “Block Parameter”

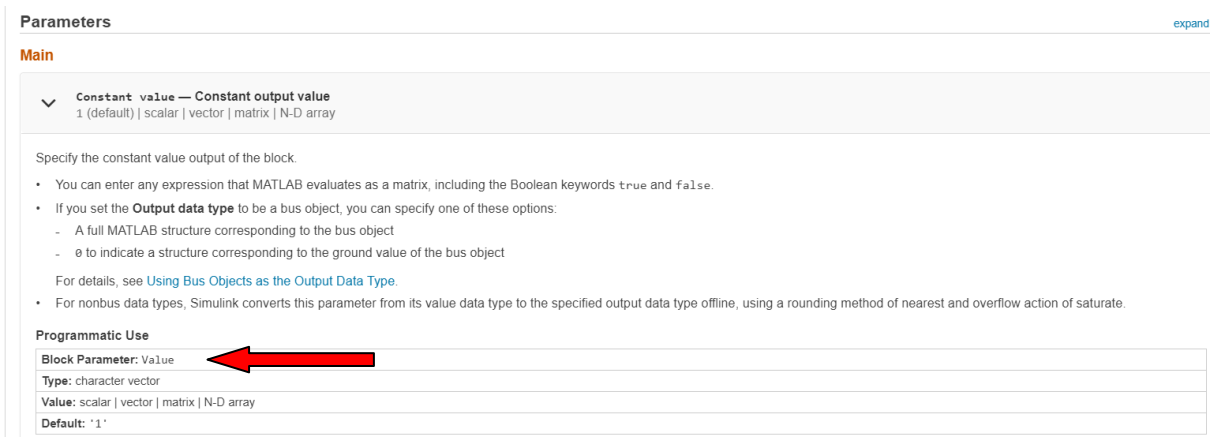


FIG A 2 INDIVIDUAZIONE DI “Block Parameter” PER BLOCCO “Constant”

In altri blocchi la posizione della variabile può assumere altri nomi, per cui bisogna prestare attenzione: ad esempio se la variabile non costante fosse stata “C”, nel blocco “Gain”, il nome da inserire sarebbe stato “Gain”



FIG A 3 INDIVIDUAZIONE DI “Block Parameter” PER BLOCCO “Gain”

Si definisce quindi la variabile “*risultati*” che conterrà l’output di Simulink corrispondente alle varie simulazioni effettuate con *parsim* per ogni set di dati di input definiti con “*in*”.

E’ necessario inserire la stringa di comando “ ‘*TransferBaseWorkspaceVariables*, *true* ” poiché i dati presenti nel workspace, quelli mantenuti costanti per tutte le simulazioni, non vengono automaticamente caricati nel modello come nell’utilizzo normale.

Per controllare lo stato delle simulazioni è bene anche abilitare i due comandi “ ‘*ShowSimulationManager*, *’on’ ” e “ ‘*ShowProgress*, *’on’ ”*”: in questo modo le simulazioni in corso appaiono in blu, quelle completate correttamente in verde, quelle non completate a causa di errori in rosso e in grigio quelle non ancora iniziate, come si vede in *FIG A 4**

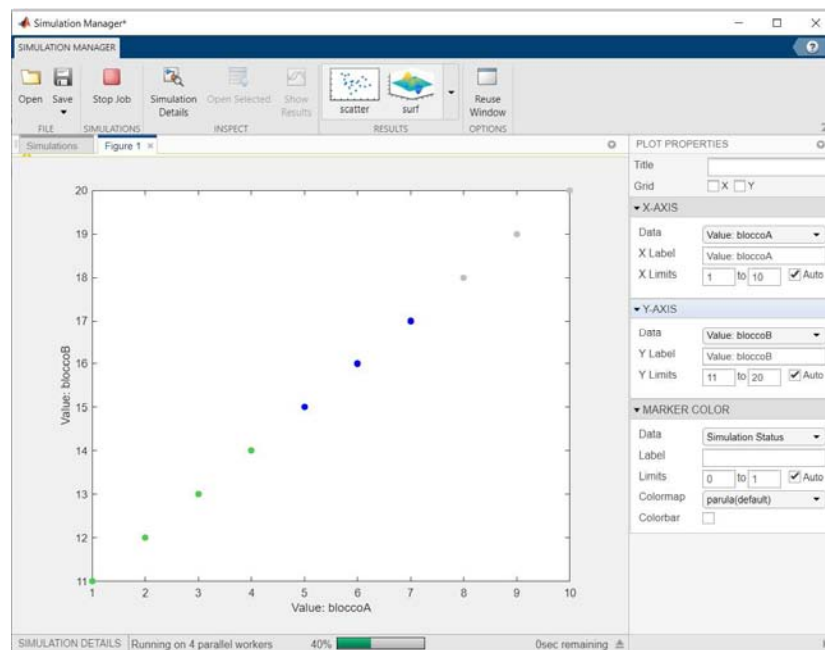


FIG A 4 SCHERMATA DI CONTROLLO DELLE SIMULAZIONI CON *PARSIM*

Per estrarre la variabile “*numeri*” (*FIG A 5*) è necessario inserire il seguente ciclo “*for*” al termine di tutte le simulazioni

```

for n = 1:length(B)
    numeri(n) = risultati(n).numeri;
end

```

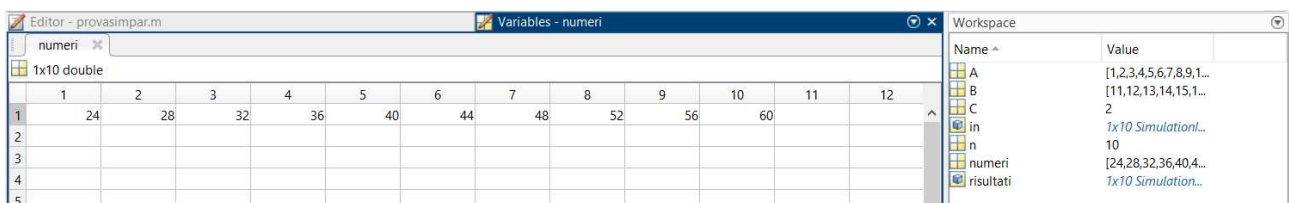


FIG A 5 VALORI ASSUNTI DALLA VARIABILE “*numeri*”

INDICE DI FIGURE E TABELLE

FIG 1:1	DISPOSIZIONE DEI COMPONENTI DI UN FESS	3
FIG 1:2	DETTAGLIO DELLA GEOMETRIA CILINDRICA	4
FIG 1:3	FATTORE DI FORMA PER DIVERSE GEOMETRIE DI VOLANO	5
FIG 1:4	CUSCINETTO PASSIVO E ATTIVO	7
FIG 1:5	FESS CON MACCHINA A FLUSSO RADIALE (BEACON POWER) E ASSIALE (AMBER KINETICS)	8
FIG 1:6	CONVERTITORE BIDIREZIONALE BACK TO BACK DI INTERFACCIA CON LA RETE [3]	8
FIG 1:7	SOLUZIONE UPS INTEGRATA CON FESS (PILLER).....	9
FIG 1:8	DISPOZIONE FESS INTERRATA (BEACON POWER)	10
FIG 1:9	DISPOSIZIONE MODULARE FESS IN IMPIANTO (BEACON POWER).....	10
FIG 1:10	FESS IMPIEGATO IN AMBITO FERROVIARIO.....	11
FIG 1:11	VISTA DI ASSIEME DEI COMPONENTI DEL FESS.....	12
FIG 1:12	DETTAGLIO DELLA MACCHINA A FLUSSO ASSIALE	12
FIG 1:13	MODELLO ELETTROMECCANICO E TERMICO DEL FESS.....	17
FIG 2:1	SUPERFICI PIANE PARALLELE [10]	20
FIG 2:2	SUPERFICI CILINDRICHE COASSIALI [10].....	21
FIG 2:3	RETE TERMICA EQUIVALENTE PER UNA GEOMETRIA AD ANELLO [12]	23
FIG 2:4	PROFILI DI VELOCITA' DELL'ARIA NEL DISCO LIBERO [13].....	25
FIG 2:5	MOTO DELL'ARIA NEL TRAFERRO TRA DISCO E SUPERFICIE [13].....	26
FIG 2:6	RAPPRESENTAZIONE DEI QUATTRO REGIMI DI FLUSSO SECONDO DAILY & NECE	27
FIG 2:7	DETTAGLIO DEI DUE CILINDRI COASSIALI.....	28
FIG 2:8	NUMERO DI NUSSELT IN FUNZIONE DEL NUMERO DI TAYLOR MODIFICATO [15].....	29
FIG 3:1	INDIVIDUAZIONE DELLE SUPERFICI A CONTATTO CON L'ARIA PER GEOMETRIA CILINDRICA	32
FIG 3:2	MODELLO DELLE PERDITE PER VENTILAZIONE.....	33
FIG 3:3	MODELLO DELLE PERDITE ELETTROMAGNETICHE	35
FIG 4:1	MESH E DISTRIBUZIONE DI POTENZIALE / TEMPERATURA PER LO SPESSORE DI RESINA ISOLANTE TRA BOBINA E BORDO DI STATORE	38
FIG 4:2	MESH E DISTRIBUZIONE DI POTENZIALE / TEMPERATURA DEL SUPPORTO DI STATORE	40
FIG 4:3	MODELLO SIMULINK DELLA RESISTENZA TERMICA DEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI.....	43
FIG 4:5	DETTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO RADIATIVO NEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI.....	44
FIG 4:6	DEATTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO CONVETTIVO NEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI	44
FIG 4:4	VISIONE INTERNA DEL BLOCCO CHE FORNISCE LA RESISTENZA TERMICA DEL TRAFERRO STATORE / MAGNETI	44
FIG 4:7	DETTAGLIO BLOCCHI PER LO SCAMBIO CONVETTIVO NEL TRAFERRO VOLANO / CASSA.....	45
FIG 4:8	RETE TERMICA COMPLETA	47
FIG 5:1	SCHEMA DEL CONTROLLO DI VELOCITA'	48
FIG 5:2	DETTAGLIO DI VELOCITA' E CORRENTE NELLA FASE INIZIALE DI CARICA.....	48
FIG 5:3	ANDAMENTI DELLE TEMPERATURE NELLA PRIMA FASE (P = 20Pa).....	49
FIG 5:4	ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE IN CONDIZIONE IDLE.....	50
FIG 5:5	PERDITE PER VENTILAZIONE A VARIE PRESSIONI	50
FIG 5:6	PROFILO DI VELOCITA' CON CONTROLLO A ISTERESI (P = 20Pa).....	51
FIG 5:7	PROFILI DI TEMPERATURA CON CONTROLLO A ISTERESI.....	51

FIG 5:8	PROFILI DI VELOCITA' DURANTE LA SCARICA PER DIVERSI VALORI DI POTENZA.....	52
FIG 5:9	PROFILI DELL'ENERGIA DISSIPATA DURANTE LA SCARICA	53
FIG 5:10	ENERGIA FORNITA IN UNA SCARICA PER VARIE POTENZE PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE.....	53
FIG 5:11	RENDIMENTO DI UNA SCARICA PER VARIE POTENZE PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE	54
FIG 5:12	TEMPERATURE RAGGIUNTE A FINE SCARICA PARTENDO DA CONDIZIONE IDLE	54
FIG 5:13	PERDITA DI ENERGIA DURANTE UN CICLO SCARICA-CARICA A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE	55
FIG 5:14	MASSIMA TEMPERATURA DELLO STATORE A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE	56
FIG 5:15	MASSIMA TEMPERATURA DEI MAGNETI A REGIME TERMICO PER VARIE POTENZE.....	57
FIG 5:16	PERDITA DI ENERGIA VALUTATA ALL'ULTIMO CICLO	57
FIG A 1	IMPOSTAZIONE "UNITA' ATOMICA"	59
FIG A 2	INDIVIDUAZIONE DI "Block Parameter" PER BLOCCO "Constant"	61
FIG A 3	INDIVIDUAZIONE DI "Block Parameter" PER BLOCCO "Gain"	61
FIG A 4	SCHERMATA DI CONTROLLO DELLE SIMULAZIONI CON PARSIM.....	62
FIG A 5	VALORI ASSUNTI DALLA VARIABILE "numeri"	62
TAB 1:1	CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI DI DIVERSI MATERIALI [4].....	6
TAB 1:2	CARATTERISTICHE GENERALI E DI PROGETTO DEL FESS STUDIATO.....	14
TAB 3:1	VALORI ALLA MASSIMA VELOCITA' DEI VARI α_{wind}	32
TAB 4:1	ANALOGIA TRA GRANDEZZE ELETTRICHE E TERMICHE.....	37
TAB 4:2	VALORI DI RESISTENZA E CAPACITA' TERMICA DEI COMPONENTI	46

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Genta, «**Kinetic energy storage**», Elsevier, 1985
- [2] M. E. Amiryar, K. R. Pullen, «**A Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and Their Applications**», Applied Sciences, 2017
- [3] M. E. Amiryar, K. R. Pullen, D. Nankoo, «**Development of a High-Fidelity Model for an Electrically Driven Energy Storage Flywheel Suitable for Small Scale Residential Applications**», Applied Sciences, 2018
- [4] P. Yulong, A. Cavagnino, S. Vaschetto, C. Feng, A. Tenconi, «**Flywheel Energy Storage Systems for Power Systems Application**», IEEE, 2017
- [5] M. L. Pastor, L. G-T. Rodriguez, C. V. Velez, «**Flywheel Store to Save: Improving railway efficiency with energy storage**», IEEE, 2013
- [6] M. L. Lazarewicz, «**Grid frequency regulation by recycling electrical Energy in flywheels**», IEEE, 2004
- [7] S. D. Sessa, A. Tortella, M. Andriollo, R. Benato, «**Li-Ion Battery-Flywheel Hybrid Storage System: Countering Battery Aging During A Grid Frequency Regulation Service**», Applied Sciences, 2018
- [8] M. Andriollo, R. Benato, A. Tortella, «**Design and testing of a Coreless Stator Axial Flux Machine for Flywheel Applications**», ICEM, 2018
- [9] C. Bonancina, A. Cavallini, L. Mattarolo, «**Trasmissione del Calore**», Cleup, 1992
- [10] Y. A. Çengel, J. M. Cimbala, «**Meccanica dei fluidi III ed.**», McGraw Hill, 2015
- [11] C.H. Lim, J.R. Bumby, R.G. Dominy, G.I. Ingram, K. Mahkamov, N.L. Brown, A. Mebarki, M. Shanel, «**2-D Lumped-Parameter Thermal Modelling of Axial Flux Permanent Magnet Generators**», IEEE, 2008
- [12] D. A. Howey, P. R. N. Childs, A. S. Holmes, «**Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines**», IEEE, 2012
- [13] J. Pellè, S. Harmand, «**Heat transfer measurements in an opened rotor–stator system air-gap**», Science Direct, 2006
- [14] Y. Quérel, L. Garbuio, A. Kedous-Lebouc, L. Gerbaud, T. Boussey, J. C. Mipo, S. Personnaz, «**Axial flux machine design taking into account cooling and convection heat transfer**», IEEE, 2019

- [15] J. P. Hartnett, T. F. Irvine Jr., «**Advances in heat transfer**», Elsevier, Vol. 21, 1991, p. 149, 164
- [16] H. Cao, B. Kou, D. Zhang, W. Li, X. Zhang, «**Research on Loss of High Speed Permanent Magnet Synchronous Motor for Flywheel Energy Storage**», IEEE, 2012
- [17] J. Saari, «**Friction and windage losses in electrical machines**», TKK, 2005
- [18] J. E. Vrancik, «**Prediction of windage power loss in alternators**», NASA technical note, 1968
- [19] P. R. N. Childs, «**Rotating Flow**», Elsevier, 2011, p. 177-244
- [20] O. Aglén, «**Loss calculation and thermal analysis of a high-speed generator**», IEEE, 2003
- [21] C. C. Panther, «**Parasitic drag analysis of a high inertia flywheel rotating in an enclosure**», WVU, 2008
- [22] P. Mellor, R. Wrobel, N. Simpson, «**AC Losses in High Frequency Electrical Machine Windings formed from Large Section Conductors**», IEEE, 2014
- [23] R. Okou, M. A. Khan, P. S. Barendse, P. Pillay, «**Thermal Model of Electromechanical Flywheel with Brushless DC Machine**», IEEE, 2009
- [24] M. A. Sokolov, R. P. Jastrzebski, S. E. Saarakkala, M. Hinkkanen, A. Mystkowski, J. Pyrhönen, O. Pyrhönen, «**Analytical method for design and thermal evaluation of a long-term flywheel energy storage system**», IEEE, 2016
- [25] C. Huynh, L. Zheng, P. T. McMullen, «**Thermal Performance Evaluation of a High-Speed Flywheel Energy Storage System**», IEEE, 2007
- [26] P. T. McMullen, L. A. Hawkins, C. S. Huynh, D. R. Dang, «**Design And Development Of a 100kW Energy Storage Flywheel For UPS And Power Conditioning Applications**», PCIM, 2003
- [27] <https://www.mathworks.com/help/simulink/ug/algebraic-loops.html> (13/03/2020)
- [28] <https://www.mathworks.com/help/simulink/ug/remove-algebraic-loops.html> (13/03/2020)
- [29] <https://blogs.mathworks.com/simulink/2015/07/18/why-you-should-never-break-an-algebraic-loop-with-with-a-memory-block/> (13/03/2020)
- [30] <https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/parsim.html> (13/03/2020)
- [31] <https://www.mathworks.com/help/simulink/ug/example-of-parallel-simulations-workflow.html> (13/03/2020)

[32] <https://blogs.mathworks.com/simulink/2017/04/14/simulating-models-in-parallel-made-easy-with-parsim/> (13/03/2020)