

Alma Mater Studiorum - Università di Bologna

CAMPUS DI CESENA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DELL'ENERGIA ELETTRICA E
DELL'INFORMAZIONE "GUGLIELMO MARCONI"

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA BIOMEDICA

TESI DI LAUREA TRIENNALE

**Studio meccanico agli elementi finiti di un
sistema ad accumulo di energia a volano**

Elaborato in

Conversione Elettromeccanica Dell'Energia

Relatore:

Prof. Alberto Bellini

Correlatori:

Prof. Giacomo Sala

Elena Macrelli

Presentata da:

Enea Pedretti

Anno Accademico 2022/2023

Indice

Introduzione	5
1 Accumulatore elettromeccanico	8
1.1 Volano	9
1.1.1 Energia cinetica immagazzinata	9
1.1.2 Analisi delle sollecitazioni	11
1.1.3 Scelta dei materiali	15
1.2 Macchina elettrica	19
1.3 Struttura di contenimento	19
1.3.1 Introduzione	19
1.3.2 Valutazione dell'efficacia di una struttura di contenimento per un volano di acciaio	22
1.3.3 Analisi delle sollecitazioni su una struttura di contenimento per un volano composito	22
1.3.4 Scelte di design per strutture di contenimento	26
1.4 Applicazioni	28
1.4.1 Qualità dell'energia fornita ai carichi	28
1.4.2 Controllo di frequenza	29
1.4.3 Rifornimento ininterrotto di energia (UPS)	29
1.4.4 Trasporti	30
1.4.5 Fonti rinnovabili	30
1.4.6 Settore aerospaziale	31
2 Il progetto Flywheel Ecosister	32
2.1 Volano	32
2.2 Macchina elettrica	34
3 Simulazione agli elementi finiti	37
3.1 Geometria e Mesh	37
3.2 Caratterizzazione del materiale	39
3.3 Descrizione dell'analisi	41

3.4	Risultati della simulazione	42
3.5	Utilizzo di un albero con chiave	44
	Bibliografia	50

Introduzione

Attualmente, una delle più grande sfide che il mondo deve affrontare è quella del cambiamento climatico. Nella storia, ogni attività volta al miglioramento dello standard di vita ha necessariamente richiesto un incremento della domanda di energia. Infatti, come riportato in figura 1, è possibile osservare come ai paesi più economicamente sviluppati sia associato un consumo di energia pro capite maggiore.

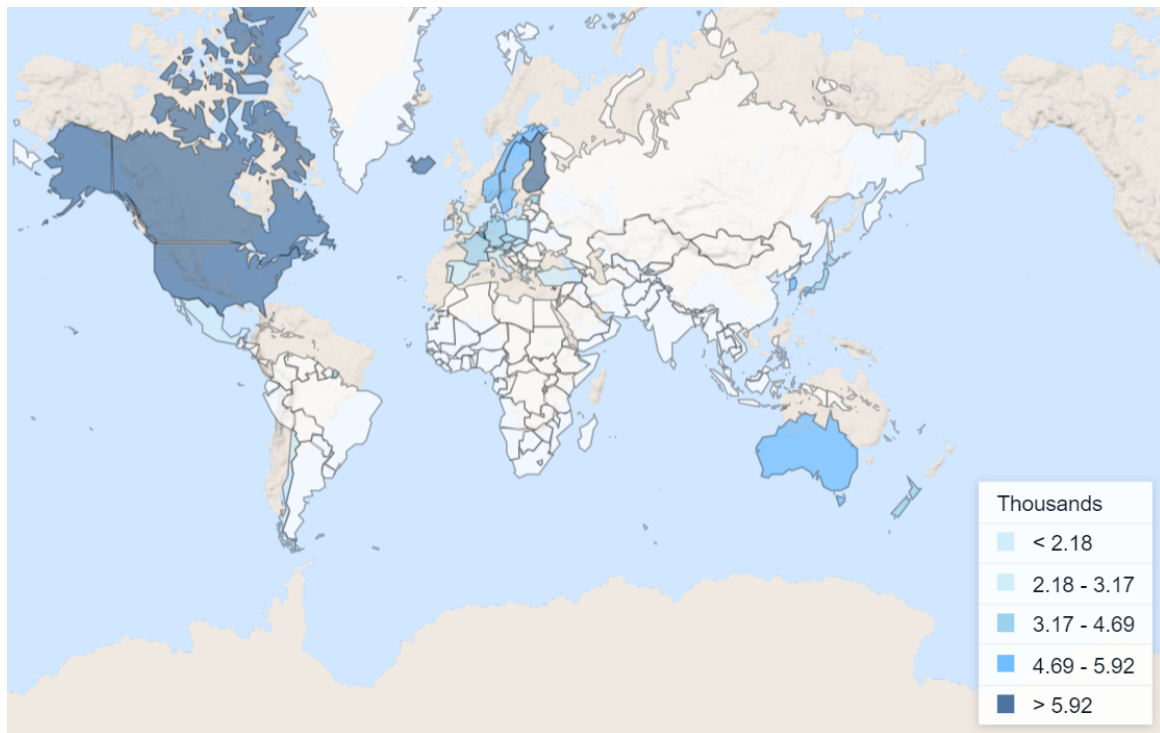


Figura 1: Consumo annuo di energia equivalente di kg di petrolio pro capite [1]

Dunque, al fine di migliorare le condizioni di vita dei paesi in via di sviluppo sarà necessario investire su diverse nuove fonti di energia e tecnologie di stoccaggio adeguate coerentemente con gli obiettivi di decarbonizzazione che numerosi paesi si sono posti. Siccome i sistemi di energia rinnovabile, come l'eolico e il fotovoltaico, sono ben lontani da avere una produzione continua nel tempo, è necessario accoppiarli con sistemi "buffer" che immagazzinino l'energia in fasi di bassa richiesta e la rilascino quando la domanda aumenta.

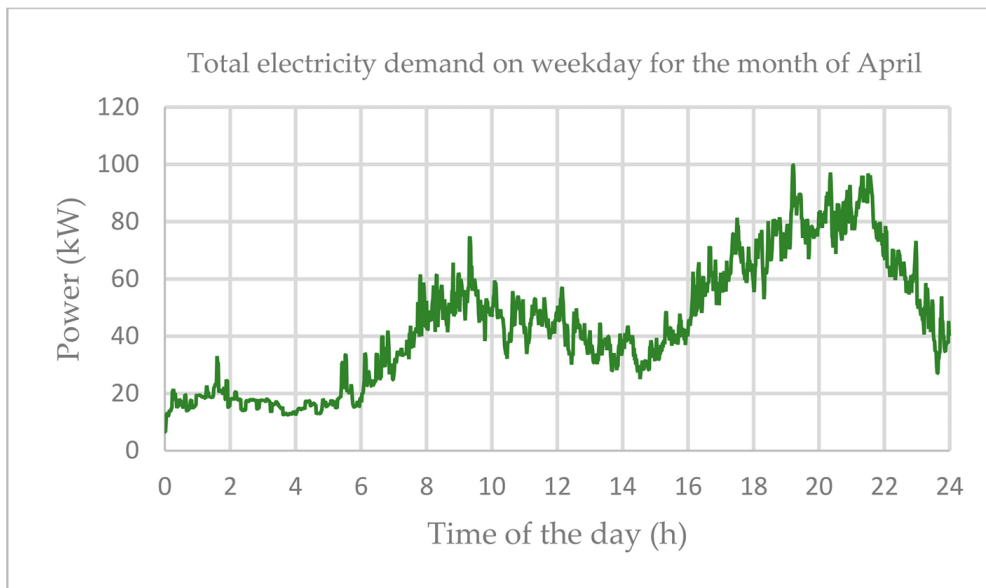


Figura 2: Domanda di elettricità in un giorno di Aprile [2]

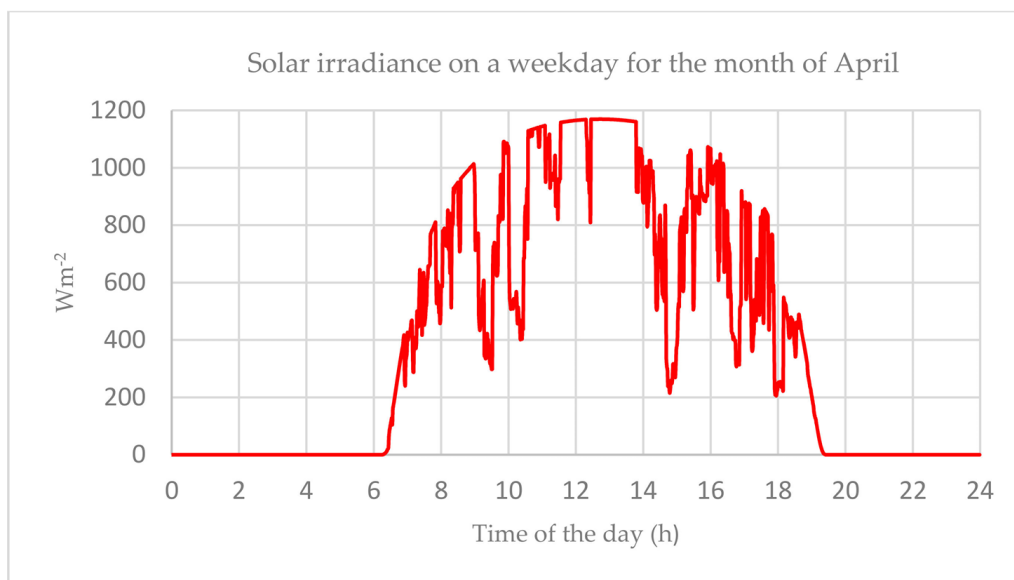


Figura 3: Irradiazione solare in un giorno di Aprile [2]

Nel panorama tecnologico attuale, i sistemi ad accumulo elettrochimici sono i più comuni ed utilizzati in quanto offrono significativi vantaggi. Infatti, si tratta di sistemi ad elevata densità di energia ed estremamente flessibili nell'utilizzo. Tuttavia, sono presenti anche delle mancanze come, per esempio, tempi di ricarica elevati e materiali di costruzione rari e con caratteristiche altamente impattanti sull'ambiente. Un sistema di stoccaggio alternativo che, in certe situazioni specifiche, può risolvere questi problemi è quello elettromeccanico. Infatti, consta di un motore che funge anche da generatore ed un volano rotante. Il suo funzionamento generico è quello di caricare di energia cinetica il volano rotante tramite il motore e, successivamente, di effettuare una riconversione in corrente elettrica tramite il generatore frenando la rotazione. Questo funzionamento

permette un tempo di ricarica ridotto e materiali di costruzione economici e facilmente accessibili. Inoltre, un sistema di questo tipo è incredibilmente versatile per quanto riguarda il numero di cicli di carica e scarica che può effettuare. Per quanto riguarda le batterie elettrochimiche, è ben noto che questo fattore sia il loro tallone di Achille in quanto la loro vita operativa è strettamente legata al numero dei cicli. Sono presenti anche dei difetti, come il tempo di mantenimento della carica ridotto e una bassa densità energetica. Il progetto di ricerca a cui ho partecipato, punta alla realizzazione di uno stoccaggio ad accumulo elettromeccanico in uso ad un sistema domestico alimentato da un impianto fotovoltaico. Specificatamente all'elaborato di tesi proposto, l'obiettivo è stato quello di modellare, dimensionare e simulare il comportamento meccanico del volano agli elementi finiti. Inoltre, sono stati studiati l'impiego di una struttura di contenimento nell'interesse della sicurezza di ambienti e persone in prossimità del sistema.

Capitolo 1

Accumulatore elettromeccanico

Un sistema di accumulo di energia a volano (Flywheel energy storage system, FESS) permette la conversione di corrente elettrica in energia cinetica e, su bisogno, viceversa. Al fine di rendere possibile ciò un FESS include un volano sorretto da dei cuscinetti, una macchina elettrica generatore-motore e l'elettronica da potenza. Tra i vari componenti ausiliari è importante nominare la struttura di protezione e la pompa a vuoto che permette di ridurre significativamente il tempo di scarica del sistema riducendo le perdite con l'aria dovute alla rotazione del volano.

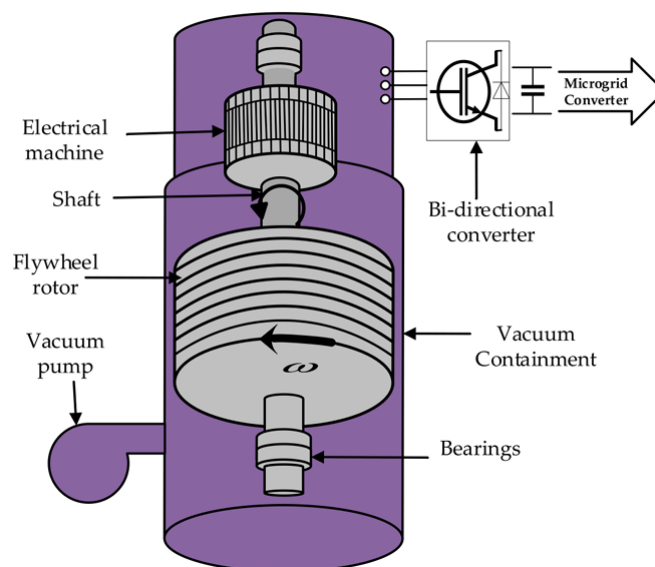


Figura 1.1: Schema riassuntivo di un FESS [3]

La caratteristica principale di un sistema di questo tipo, è quella di avere un numero di cicli di funzionamento molto elevata. Infatti, possono raggiungere l'ordine delle centinaia di migliaia [4]. Inoltre, offrono alte velocità di carica e di scarica, densità energetica apprezzabile e soprattutto con poco impatto ambientale. La durata di un FESS è stimata oltre ai due decenni di utilizzo senza che la sua efficienza venga intaccata [5]

1.1 Volano

1.1.1 Energia cinetica immagazzinata

Al fine di calcolare l'energia cinetica immagazzinata da un volano in rotazione, si inizia considerando i oggetti puntiformi che compongono il corpo rigido aventi massa m_i e con distanza perpendicolare all'asse di rotazione r_i . È possibile calcolare la velocità v_i di ogni i -esimo elemento tramite la formula $v_i = r_i\omega$ dove ω è la velocità angolare del corpo rigido. Per cui possiamo scrivere che l'energia cinetica dell' i -esimo oggetto E_i è:

$$E_i = \frac{1}{2}m_iv_i^2 = \frac{1}{2}m_ir_i^2\omega^2 \quad (1.1)$$

Per cui, l'energia cinetica totale E è data dalla somma delle energie cinetiche dei singoli oggetti

$$E = \sum_i \frac{1}{2}m_ir_i^2\omega^2 \quad (1.2)$$

Ovvero

$$E = \frac{1}{2} \left(\sum_i m_ir_i^2 \right) \omega^2 \quad (1.3)$$

In cui il termine tra parentesi è definito come il momento di inerzia. Per cui, l'energia immagazzinata da un volano è data semplicemente da:

$$E = \frac{1}{2}I\omega^2 \quad (1.4)$$

in cui E è l'energia cinetica immagazzinata, I è il momento di inerzia e ω è la velocità angolare. Siccome, al fine di evitare grosse variazioni di tensione, non è inusuale che un volano operi tra due velocità, ω_{min} e ω_{max} . Quindi, è possibile esplicitare meglio E :

$$E = \frac{1}{2}I(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \quad (1.5)$$

Osservando l'equazione 1.4, è possibile ricondurla alla ben più nota equazione di un oggetto avente energia cinetica in moto traslazionale:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1.6)$$

in cui m rappresenta la massa dell'oggetto in movimento e v la sua velocità. Possiamo interpretare questa dualità come segue: la massa rappresenta la resistenza di un corpo al cambiamento del suo moto rettilineo, mentre il momento d'inerzia rappresenta la non tendenza del corpo al cambiamento del suo moto rotatorio. Pertanto, maggiore è il momento di inerzia di un corpo, più è difficile fermarlo se il corpo è in rotazione, che rappresenta un parametro chiave di un accumulatore elettromeccanico. Per quanto

riguarda un cilindro pieno, il suo momento di inerzia è dato da:

$$I = \frac{1}{2}mr^2 \quad (1.7)$$

in cui m è la massa del cilindro e r il suo raggio esterno. Esprimendo m in funzione della densità ρ del cilindro e della sua lunghezza l si ottiene:

$$I = \frac{1}{2}\pi\rho lr^4 \quad (1.8)$$

Pertanto

$$E = \frac{1}{4}\pi\rho lr^4\omega^2 \quad (1.9)$$

Per fare confronti, può essere utile esprimere l'energia cinetica immagazzinata come energia specifica per unità di massa e di volume:

$$\frac{E}{m} = Kr^2\omega^2 [J/kg] \quad (1.10)$$

$$\frac{E}{V} = K\rho r^2\omega^2 [J/m^3] \quad (1.11)$$

dove K rappresenta il fattore di forma, utilizzato per non rendere troppo complesse le equazioni, essendo dipendente dalla forma dell'oggetto in rotazione.

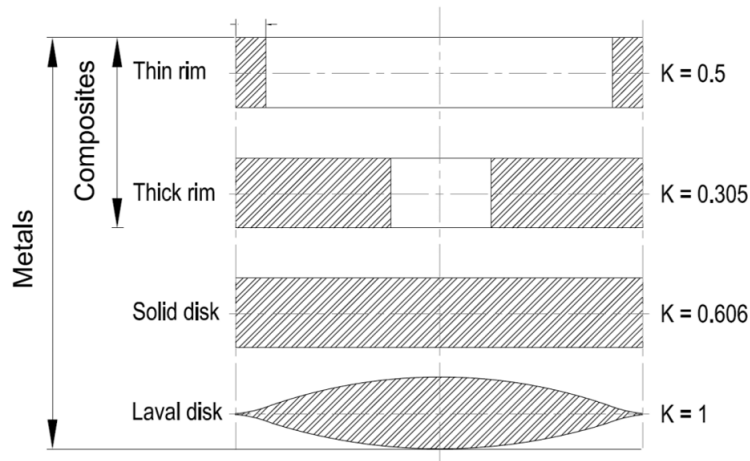


Figura 1.2: K in base a differenti sezioni trasversali del volano [5]

Secondo gli autori di [6], un valore sufficiente per un utilizzo domestico di una famiglia è di 5kWh. Gli autori consigliano l'uso della lega di acciaio 42CrMo4 ($\rho = 7800kg/m^3$) per le sue caratteristiche meccaniche, costo contenuto ed alta resistenza [7]. Una volta scelto il materiale, è possibile fare qualche considerazione.

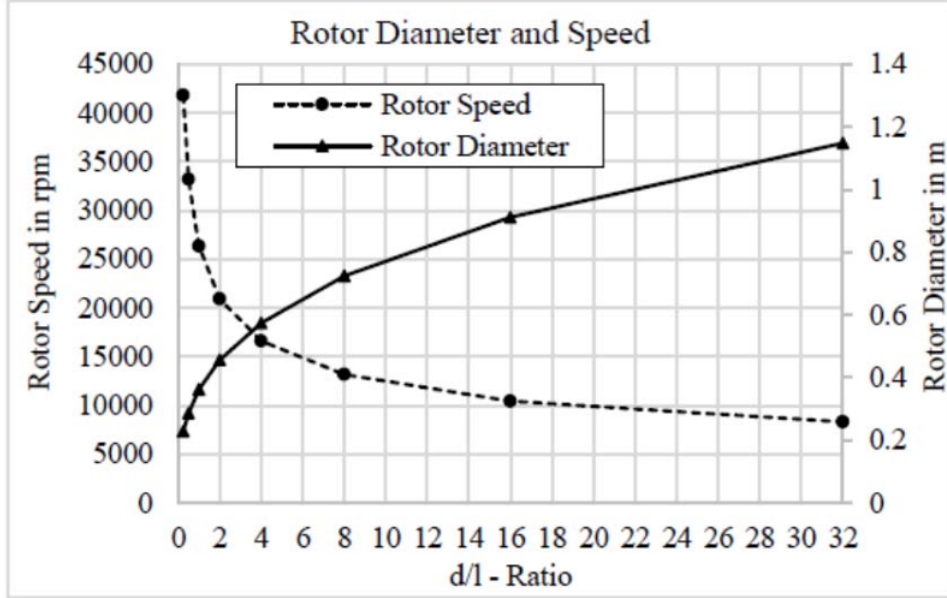


Figura 1.3: Velocità e diametro in funzione di $\frac{d}{l}$ [6]

In figura 1.3, è possibile osservare che la velocità richiesta da un volano a forma di disco, al fine di raggiungere una data energia immagazzinata, è ovviamente minore di quella necessaria ad un cilindro. In sintesi, data l'energia immagazzinata richiesta e le caratteristiche del materiale, ne risulta che se la massa fosse distribuita in un diametro molto piccolo, sarebbe necessaria una velocità molto alta che potrebbe mettere in difficoltà meccanica il materiale utilizzato. Al fine di ridurre la velocità richiesta è possibile agire su valori di r maggiori e su quanto sviluppare il volano in lunghezza. Però, al fine di aumentare il valore di E , è più efficiente aumentare r piuttosto che l in virtù dell'equazione 1.9. Gli autori suggeriscono, per le loro specifiche, come rapporto ideale $\frac{d}{l} = 1,33$ utilizzando un diametro di 400mm e una lunghezza di 300mm risultando in una massa di circa 300kg.

1.1.2 Analisi delle sollecitazioni

Un volano, durante la rotazione, è soggetto a due tipi di sollecitazioni dovuti alla forza centrifuga: σ_t e σ_r , rispettivamente stress tangenziale e radiale. Partendo dall'equazione di equilibrio per un disco pieno a spessore costante [8]

$$\frac{d}{dr}r\sigma_r - \sigma_t + \rho\omega^2r^2 = 0 \quad (1.12)$$

è possibile calcolare le due componenti di stress meccanico in funzione del raggio r di un disco pieno a cui è applicata una pressione esterna p_0 in corrispondenza del raggio del disco r_0

$$\sigma_r(r) = -p_0 + \frac{3 + \nu}{8}\rho\omega^2(r_0^2 - r^2) \quad (1.13)$$

$$\sigma_t(r) = -p_0 + \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_0^2 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 \right) \quad (1.14)$$

dove ν rappresenta il coefficiente di Poisson.

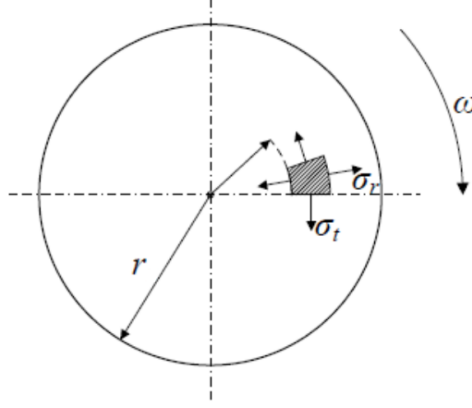


Figura 1.4: Stress radiale e tangenziale in un disco in rotazione [6]

Nel caso in cui lo spessore del disco risulti essere significativamente maggiore del diametro è opportuno sostituire ν con $\nu/(1 - \nu)$ [9]. È di maggior interesse il valore di r tale per cui i due stress risultano massimi, ovvero:

$$(\sigma_r)_{max} = (\sigma_t)_{max} = \rho \omega^2 \left(\frac{3 + \nu}{8} \right) r_0^2 \quad (1.15)$$

quindi in corrispondenza del centro del disco, $r = 0$. Questo modello fornisce informazioni per un volano pieno, non tenendo conto del foro centrale al fine di inserire l'albero per trasmettere la coppia prodotta dal motore. Da queste equazioni è possibile ricavare quelle per un cilindro con foro centrale [10]:

$$\sigma_r(r) = p_a \frac{t^2}{1 - t^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) - p_b \frac{1}{1 - t^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 b^2 \left(t^2 + 1 - \frac{r^2}{b^2} - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (1.16)$$

$$\sigma_t(r) = p_a \frac{t^2}{1 - t^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) - p_b \frac{1}{1 - t^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 b^2 \left(t^2 + 1 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \frac{r^2}{b^2} + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (1.17)$$

dove a e b sono, rispettivamente, il raggio interno e quello esterno, p_a e p_b sono le pressioni esterne applicate rispettivamente ad a e b e, infine, $t = \frac{a}{b}$. Notiamo che, per quanto riguarda lo stress radiale, si tratta di un'azione compressiva sia in corrispondenza del raggio interno, sia per il raggio esterno. Inoltre, lo stress tangenziale associato al raggio interno appare come una trazione, mentre agisce come una compressione sul raggio esterno. Il terzo addendo, per ciascuno dei due stress, rappresenta la componente data dalla rotazione del volano. È possibile combinare σ_r e σ_t grazie al criterio di Von Mises. Infatti, esso consiste nella formulazione dello stress di Von Mises σ_v che rappresenta un valore scalare che se raggiunge la tensione di snervamento di un materiale duttile, produce, appunto, lo

snervamento dello stesso. In questo caso, è riconducibile alla seguente equazione: [10]

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \sigma_t} \quad (1.18)$$

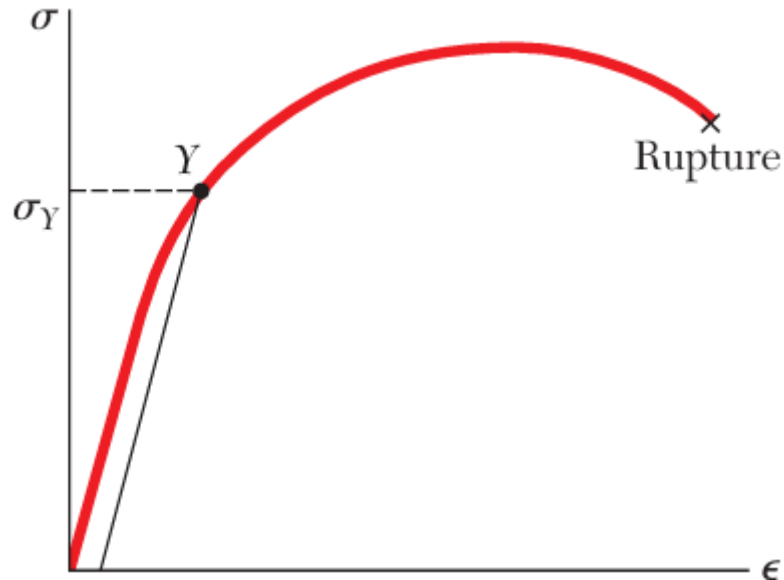


Figura 1.5: Generico diagramma stress-deformazione [11]

Per un materiale duttile, il diagramma in figura 1.5, restituisce informazioni riguardo la relazione tra stress e deformazione di un materiale. Infatti, per la prima porzione del grafico si ha una zona lineare per cui la deformazione cresce lentamente proporzionalmente al carico applicato. Dopo un punto critico, ovvero la tensione di snervamento σ_Y , per una piccola variazione di carico si ottiene un grande cambiamento nella deformazione dovuto agli stress di taglio. Quando il carico raggiunge il suo valore massimo, il materiale in deformazione comincia a diminuire di diametro (effetto necking) fino a quando non avviene il cedimento e quindi la rottura in corrispondenza della tensione di rottura. Qualsiasi deformazione avvenuta dopo la tensione di snervamento, anche chiamata resistenza alla tensione, determina un comportamento plastico del materiale, ovvero una deformazione permanente.

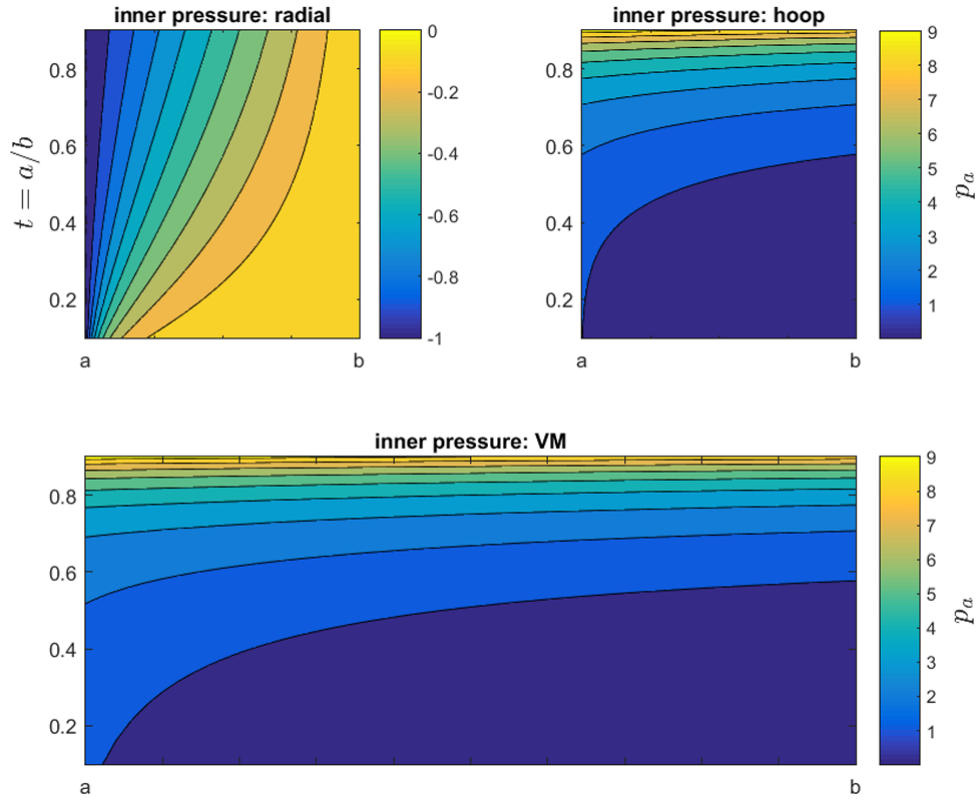


Figura 1.6: Grafico a contorni della tensione causata dalla pressione sul raggio interno [10]

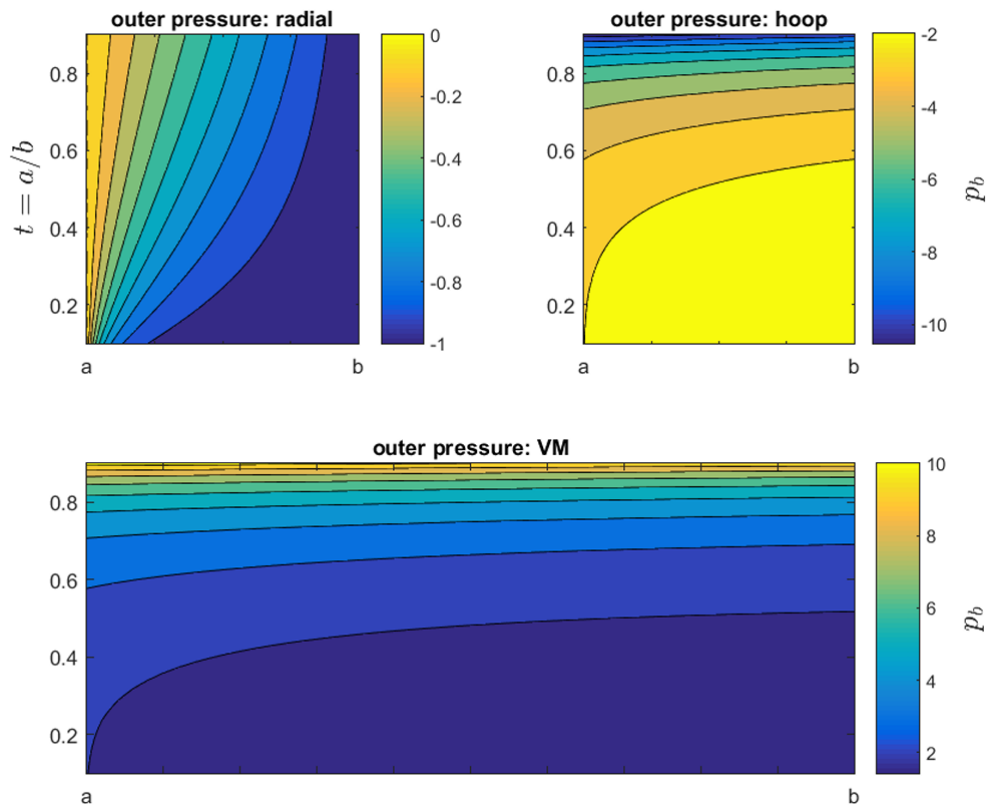


Figura 1.7: Grafico a contorni della tensione causata dalla pressione sul raggio esterno [10]

Si nota come la pressione, sia sul raggio interno che su quello esterno, generata dallo stress radiale è più sensibile alla variazione di r che diventa man mano più lineare all'aumentare di t . Al contrario, la pressione risultante dallo stress tangenziale varia maggiormente se muta il valore di t . Quindi, se la parete del volano è sottile, lo stress tangenziale aumenta significativamente, specialmente sul raggio interno.

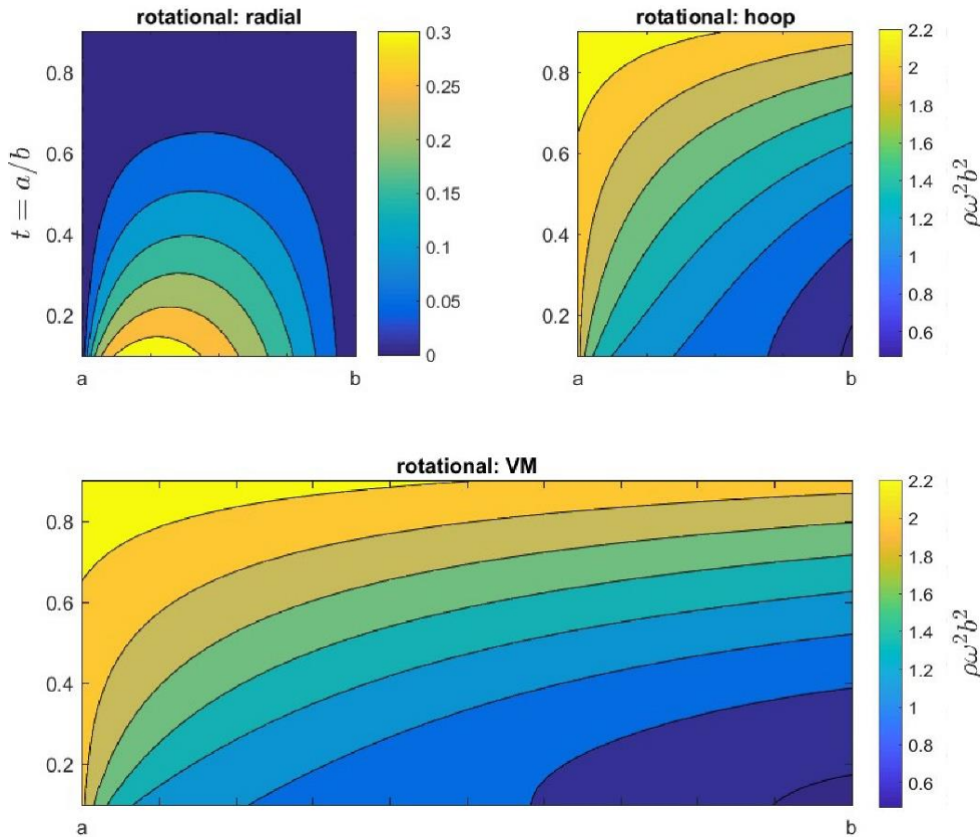


Figura 1.8: Grafico a contorni della tensione causata dalla rotazione [10]

Per quanto riguarda lo stress generato dalla rotazione del volano, si nota che $(\sigma_r)_{max} = \sqrt{ab}$ e $(\sigma_t)_{max} = a$. Inoltre, all'aumentare di t , ovvero all'assotigliarsi della parete del volano, si riduce σ_r , ma aumenta σ_t . Solitamente, però, al volano è associato un albero che permette al motore di trasferire la coppia. Pur non dando molto contributo al momento di inerzia, esso produce delle tensioni da accoppiamento. Modellarle matematicamente, risulta molto complesso. Pertanto, risulta più conveniente effettuare simulazioni tramite software come verrà svolto in seguito nell'elaborato.

1.1.3 Scelta dei materiali

Facendo riferimento all'equazione 1.4, è possibile massimizzare l'energia cinetica immagazzinata agendo sulla velocità di rotazione o sul momento di inerzia. Quindi, la scelta ricade su volani ad alta o bassa velocità. Gli ultimi sono solitamente fabbricati con metalli

ad alta densità, come l'acciaio, fornendo un elevato I seppur rimanendo a velocità contenute in 10.000rpm [5]. I primi, invece, sono spesso costruiti con dei materiali compositi (come la fibra di carbonio) che forniscono alte tensioni di snervamento rimanendo molto leggeri. Possono raggiungere velocità anche di 100.000rpm [5] poiché le fibre possono essere orientate a seconda della direzione delle tensioni maggiori. Un altro fattore discriminante è indubbiamente il costo: infatti, un volano ad alta velocità può tranquillamente arrivare ad avere un costo di 5 volte rispetto ad un volano a bassa velocità [5]

Materiale	Densità [kg/m ³]	Resistenza alla tensione [MPa]	Densità energetica massima [kWh/kg]	Costo [\$/kg]
Acciaio 4340	7700	1520	0,05	1
Compositi				
e-glass	2000	100	0,014	11,0
S2-glass	1920	1470	0,21	24,6
Carbonio T1000	1520	1950	0,35	101,8
Carbonio AS4C	1510	1650	0,3	31,3

Tabella 1.1: Comparazioni di diversi materiali, rielaborata da [12]

La natura del materiale comporta anche una differenza nel tipo di danneggiamento dello stesso. Un volano composito, se sottoposto a stress troppo elevati, produce inizialmente una delaminazione e, dopo aver superato i limiti del materiale, un'esplosione. Può anche avvenire un cedimento della resina epossidica che di solito si usa per rendere più resistenti le fibre. Tuttavia, un suo cedimento non compromette necessariamente l'integrità del materiale composito, mentre un danneggiamento delle fibre comporta sicuramente anche un cedimento della resina. Un volano d'acciaio, essendo un materiale omogeneo, non presenta la fase della delaminazione.



Figura 1.9: Esplosione di un volano di acciaio [13]

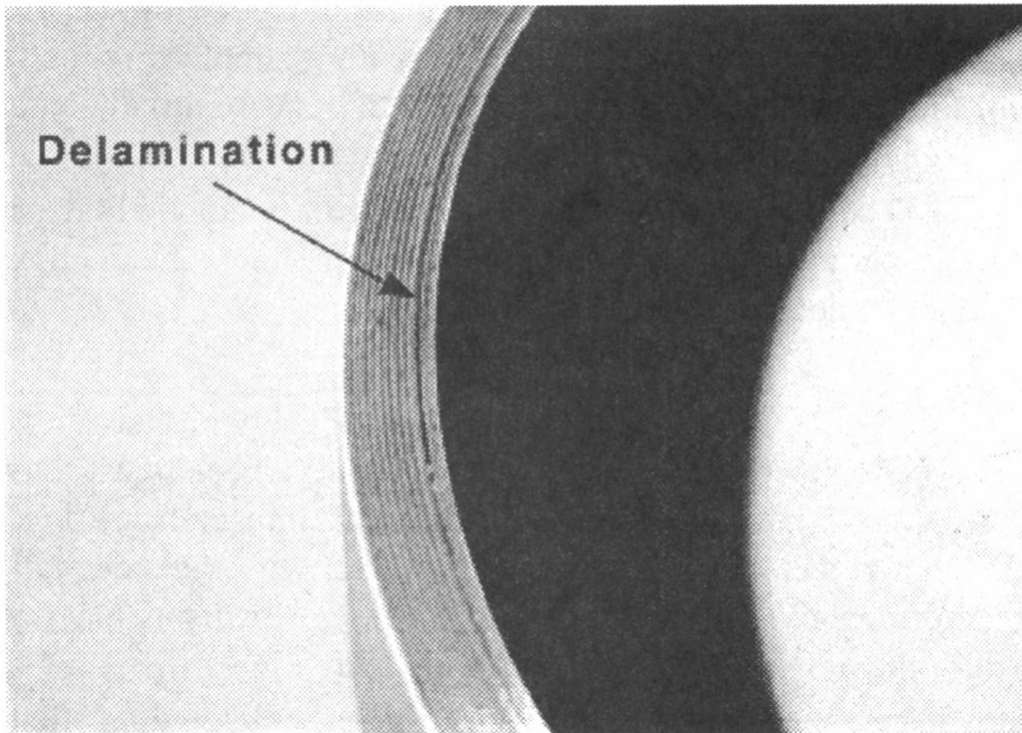


Figura 1.10: Delaminazione di un volano composito [14]

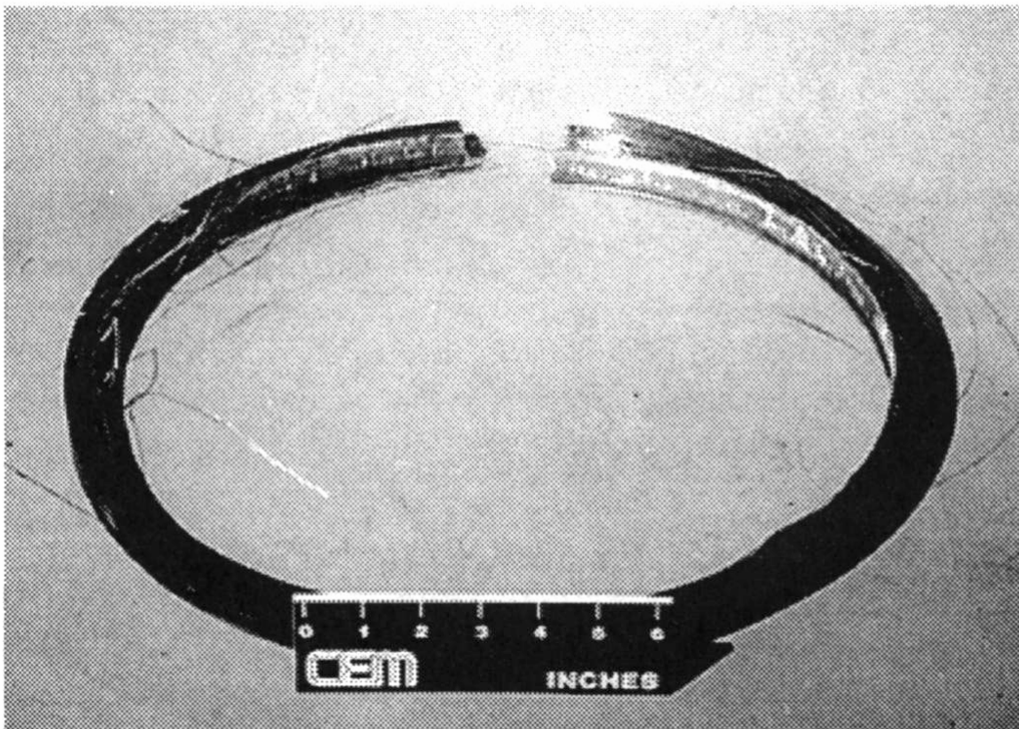


Figura 1.11: Esplosione di un volano composito [14]

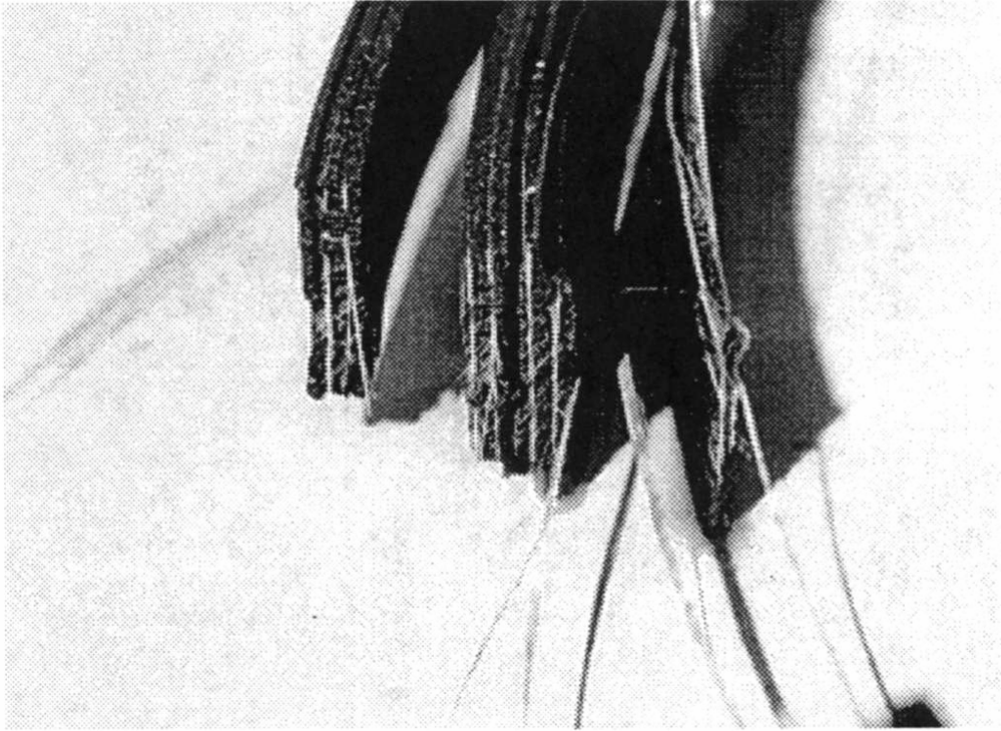


Figura 1.12: Dettaglio delle fibre di un volano composito dopo il cedimento [14]

Una soluzione per aumentare leggermente la velocità a cui un volano in acciaio può resistere è proposta da [6]. Viene presentato un volano delle dimensioni di 400mm di diametro e 300mm di altezza, formato da dischi di acciaio 42CrMo4 spessi 8mm impilati tra loro. Infatti, la resistenza alla tensione dell'acciaio aumenta con la riduzione dello spessore in quanto, in fase di forgiatura, la distribuzione dei grani d'acciaio risulta più uniforme [6, 15].

Nominal thickness (mm)	to 8	8 - 20	20 - 60	60 - 100	100- 160	160-250
R_m Tensile strength (MPa)	900	750	650	550- 500	460- 500	390

Figura 1.13: Variazione della resistenza alla tensione dell'acciaio 42CrMo4 in base allo spessore [6]

Tramite questo metodo si stima un aumento della velocità di rottura considerevole. Tuttavia, la fabbricazione di un volano del genere è più complessa poiché è necessario che tutti i dischi, e l'intera struttura, siano bilanciati. Nel caso in cui si dovesse realizzare un volano di dimensioni considerevoli, la presenza di una bilanciatrice di quelle dimensioni in un'officina potrebbe non essere così scontata.

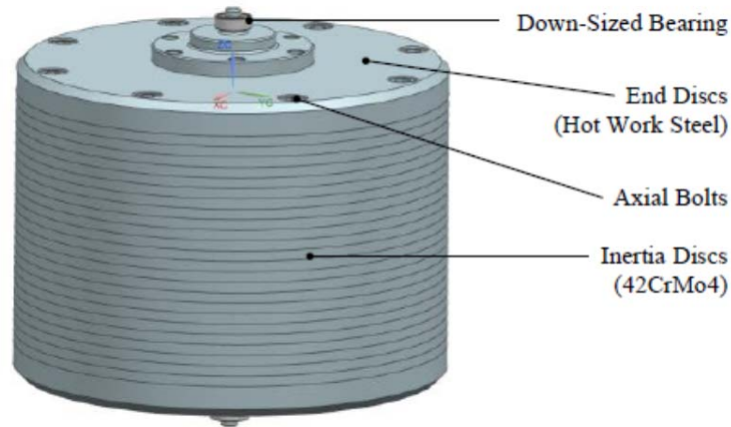


Figura 1.14: Modello CAD di un volano a dischi impilati [6]

1.2 Macchina elettrica

I tipi di macchine elettriche più comuni utilizzate per una batteria a volano sono ad induzione, a magneti permanenti e riluttanza variabile ciascuna con pregi e difetti. Quelle ad induzione vengono adoperate per sistemi ad alta potenza per via della loro robustezza ed alta coppia fornita coerentemente con bassi costi. Tuttavia, soffrono di limitazioni di velocità e necessitano di significativa manutenzione. Le macchine a riluttanza variabile, invece, hanno un intervallo di velocità molto ampio, perdite contenute e molto robuste. Di contro, sono caratterizzate da bassi fattori e densità di potenza e, soprattutto, alte variazioni di coppia. Pertanto, la tipologia più largamente utilizzata è indubbiamente quella a magneti permanenti per via dell'alta efficienza, alta densità di potenza e basse perdite di rotore. Tuttavia, i difetti maggiori sono a riguardo delle alte perdite di statore, alto costo e correnti parassite. A onor del vero, è possibile mettere in atto qualche scelta progettuale, come verrà descritto in seguito, al fine di mitigare questi problemi.

1.3 Struttura di contenimento

1.3.1 Introduzione

Un parametro importante di cui si è già discusso è indubbiamente l'energia specifica di un sistema di stoccaggio di energia. Al fine di aumentarlo, è necessario agire sulla velocità di rotazione e, di conseguenza, sulla resistenza alla tensione del materiale. Questo permette di sfruttarne interamente le caratteristiche fisiche avvicinandosi, però, ai limiti che il sistema può sopportare. In virtù di ciò l'impiego di una struttura di contenimento appare praticamente necessaria al fine di proteggere l'incolumità di persone o elementi in prossimità del FESS. Tuttavia, la loro progettazione è ben lontano da essere una materia non complessa. Infatti, anche se si disponesse di ragionevoli modelli matematici,

sarebbe comunque necessario effettuare degli esperimenti al fine di validare tale progetto. Purtroppo, questi test risultano complessi sia dal punto di vista ingegneristico, sia da quello finanziario. Molto spesso, infatti, di esperimenti ne viene effettuato solo uno [13].



Figura 1.15: 2015, Quantum Technologies, San Diego (USA): Incidente dovuto a un volano d'acciaio da 5 tonnellate, 100 kWh [13]

Considerando le attuali tecnologie, e utilizzando un fattore di sicurezza del 50%, è considerato ragionevolmente sicuro l'uso di volani da 31kg di acciaio o 7kg di di fibra di carbonio al fine di raggiungere una capacità di 1kWh. Tuttavia, è lecito pensare che, attraverso le innovazioni future, la tecnologia dei nano-tubi di carbonio potrebbe raggiungere un'energia specifica attorno ai 15kWh/Kg [13].

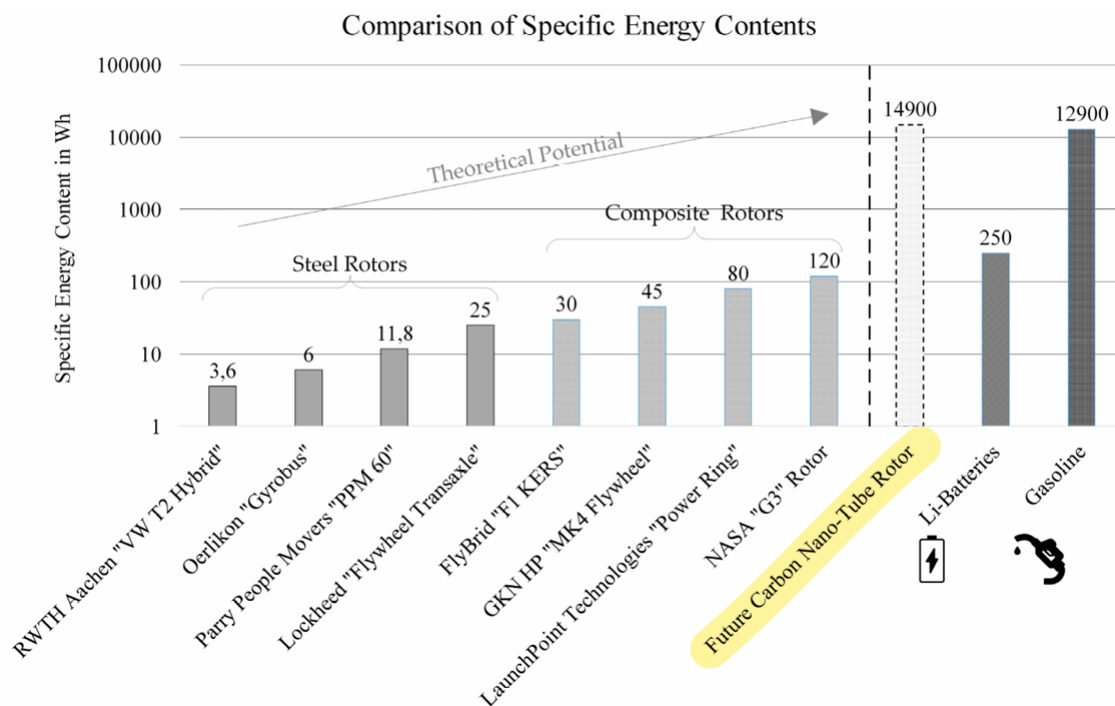


Figura 1.16: Comparazione dell'energia specifica dovuta a diversi materiali, includendo il potenziale dei nano-tubi di carbonio [13]

Da questo ne deduciamo che anche la progettazione delle strutture di contenimento deve seguire il passo dell'evoluzione di certe tecnologie. In generale, è possibile stilare una lista di caratteristiche utili al design di un sistema di questo tipo:

- Struttura leggera: utile specie nelle applicazioni nel settore dei trasporti o dell'aerospazio
- Basso costo
- Disponibilità per un eventuale sistema di raffreddamento o di una pompa a vuoto
- Adeguata protezione da incidenti riguardanti il volano

Effettuando una semplice ricerca nella letteratura scientifica, è possibile osservare che di linee guida utili alla progettazione di tali strutture ne sono presenti molto poche. Pertanto, anche grazie ai dati e ai modelli proposti, l'evidenza sperimentale è più che necessaria. Tuttavia, questi test, in cui si porta il volano a velocità critiche per farlo esplodere, sono spesso riprodotti in strutture sovra dimensionate per tale scopo. Pertanto, il numero di risultati pubblicati non è sufficiente al fine di ottenere analisi statisticamente accurate.

1.3.2 Valutazione dell'efficacia di una struttura di contenimento per un volano di acciaio

Per la completezza di questo elaborato è di seguito proposto un metodo per valutare l'efficacia di una struttura di contenimento per il cedimento di un volano di acciaio [16]. L'obiettivo dell'autore è quello di stabilire a priori se il recipiente di un volano è sufficiente a sopportare una sua esplosione in 3 frammenti. Si inizia stimando l'area di impatto A :

$$A_i = 2\pi r \frac{h}{3} \quad (1.19)$$

Si suppone che l'area di ogni impatto dei 3 frammenti corrisponda ad un terzo della superficie del volano. Si procede stimando la forza dell'impatto di ogni frammento:

$$F = m_i \frac{v}{t} \quad (1.20)$$

in cui m_i è la massa di ciascun frammento considerata come un terzo della massa del volano, $v = \omega r$ è la velocità di traslazione del frammento e t è la durata dell'impatto che è stimata intorno a $75\mu\text{sec}$. Questo valore si riferisce unicamente alle condizioni sperimentali adoperate dall'autore dell'articolo. Pertanto, è importante ricordare che è necessario effettuare almeno un esperimento per sistemi con parametri diversi. Ora è possibile stimare la pressione esercitata sulla pressione p di contenimento:

$$p = \frac{F}{A_i} \quad (1.21)$$

Siccome la distribuzione dello stress derivante dall'urto è stata considerata rettangolare, l'autore stima che la pressione massima risultante potrebbe essere superiore anche del doppio da quella appena calcolata. Infine, viene confrontato quest'ultimo valore con quello della resistenza alla tensione del materiale che compone il contenimento. Se risulta inferiore, entro un margine di sicurezza, la protezione non dovrebbe danneggiarsi.

1.3.3 Analisi delle sollecitazioni su una struttura di contenimento per un volano composito

Un ulteriore approccio, riguardante un volano composito, suggerito dagli autori di [14] è presentato di seguito.

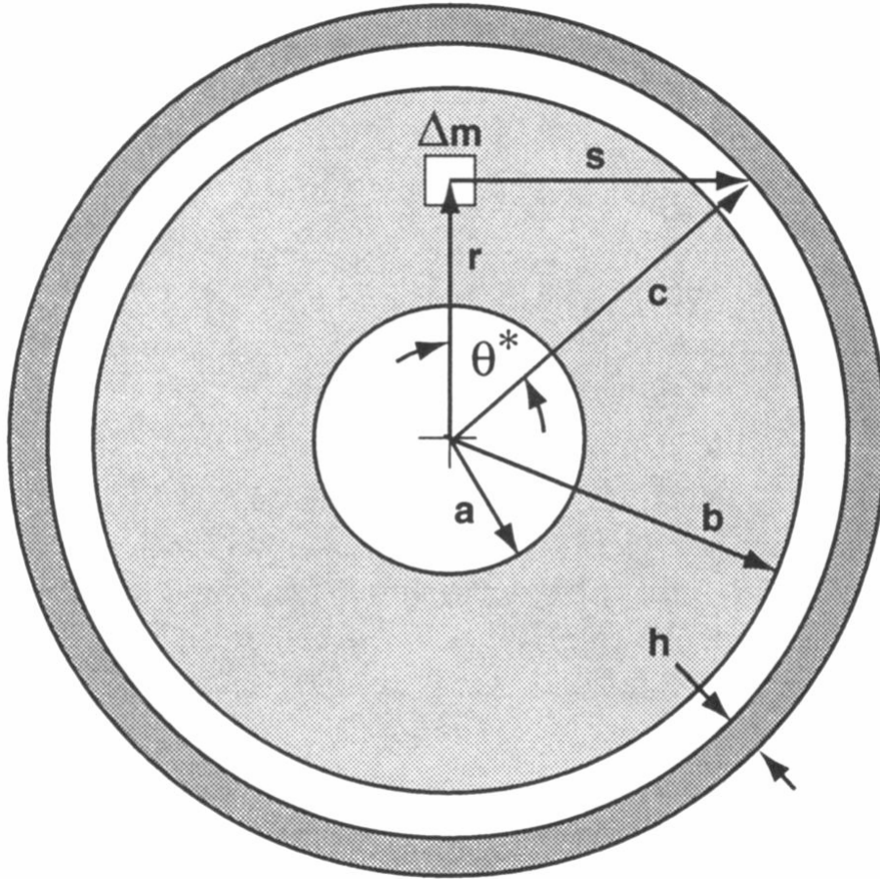


Figura 1.17: Geometria del modello presentato [14]

Stress radiale sulla struttura di contenimento

Al tempo $t = 0$ si assume che il volano si disintegri in innumerevoli frammenti. La polvere composta da quest'ultimi è considerata continua sebbene formata da frammenti discreti. Inoltre, si ipotizza che la componente tangenziale della quantità di moto dei frammenti venga conservata durante l'impatto, per cui non vengono respinti. Questo è ragionevole poiché la forza centrifuga dovrebbe tenere i detriti attaccati alla parete. Si può ricavare che la pressione P che agisce sulla struttura di protezione è [14]:

$$P(t) = \frac{\rho c^2 \omega^4 t^2}{(1 + \omega^2 t^2)^3} \left(1 - \frac{dw}{dt} \frac{1 + \omega^2 t^2}{c \omega^2 t} \right)^2 \quad (1.22)$$

in cui t rappresenta il tempo impiegato dai frammenti per raggiungere la parete, c è il raggio della parete di contenimento, ρ è la densità dei detriti che coincide con quella del materiale di cui è composto il volano e ω è la velocità al momento $t = 0$. La funzione ricavata può essere utilizzata per generare un modello agli elementi finiti della risposta della parete.

Pressione sulle piastre terminali

Si assume che la conversione dell'energia cinetica di un frammento in moto verso le piastre terminali (ortogonali all'asse di rotazione del volano) sia totale. Questo è lecito se si suppone che i detriti vengano riflessi dal resto della parete verso l'alto e il basso. Si ricava che la pressione a cui sono sottoposte altro non è che la metà di $P(t)$ [14]. Tuttavia, le ipotesi adoperate sono assurde, infatti è ragionevole pensare che l'energia cinetica impartita alle piastre sia solo tra il 3% e il 5% di quella dell'intero rotore [14].

Momento torcente sulla struttura di contenimento

Secondo le ipotesi del punto precedente, i frammenti vengono indirizzati dalla parete verso le piastre terminali. Nel caso in cui non ci dovesse essere abbastanza spazio tra il volano e la parete, i detriti potrebbero incastrarsi nell'intercapedine facendo da ponte tra volano e struttura permettendo, così, la trasmissione di coppia. Per calcolarne il suo valore si ipotizza che tutti i detriti generati si collochino proprio in questo spazio. Si ricava che il momento generato dal volano $T(t)$ verso la parete è [14]:

$$T(t) = 2\pi c^2 L \mu N_p(t) \quad (1.23)$$

in cui μ è il coefficiente di attrito tra i frammenti e la parete che è necessario ricavare sperimentalmente. Inoltre,

$$N_p(t) = \rho(1 - \gamma)\omega_d^2 \frac{c^3 - r_2(t)^3}{3c} \quad (1.24)$$

dove γ è il coefficiente di porosità del letto dei detriti, $r_2(t)$ è il raggio a cui si colloca il letto dei frammenti e ω_d è la velocità angolare comune ai detriti.

Risultati numerici dei modelli descritti

Rotor Information:		
Outer Ring Outer Diameter	0.445 m	17.5 in.
Outer Ring Inner Diameter	0.414 m	16.3 in.
Length	0.127 m	5 in.
Speed at Burst	35,000 rpm	35,000 rpm
Mass	4.46 kg	9.84 lb
Tip Speed	815 m/s	2660 ft/s
Stored Kinetic Energy in Outer Ring	1.38 MJ	1.02×10^6 ft-lb
Measurement Device Shroud Ring Information:		
Radial Thickness	0.051 m	2 in.
Inner Diameter	0.521 m	20.5 in.
Material	4340 Steel	4340 Steel
Predicted Measurement Device Loads:		
Radial Impact Load Duration	42 μ s	42 μ s
Max. Radial Impact Pressure	225 MPa	32,600 psi
Max. End Force	2.33×10^7 N	5.24×10^6 lb
Approx. Max. Hoop Stress in Shroud Ring	883 MPa	128,000 psi
Shroud Ring Max. Radial. Displacement.	1.12 mm	0.044 in.
Shroud Ring Max. Strain	0.4%	0.4%
Shroud Ring Max. Torque	1.00×10^6 N-m	7.39×10^5 ft-lb

Figura 1.18: Risultati numerici dei modelli descritti per un volano composito portato a 35000rpm [14]

Tra i valori risultanti, è di maggior interesse il valore della coppia prodotta. Infatti, pur parlando di un volano dalle non generose dimensioni, si tratta di ordini di grandezza molto elevati. È quindi di fondamentale importanza prestare attenzione alle dimensioni dell'intercapedine tra volano e parate in fase di progettazione.

1.3.4 Scelte di design per strutture di contenimento

Struttura rigida

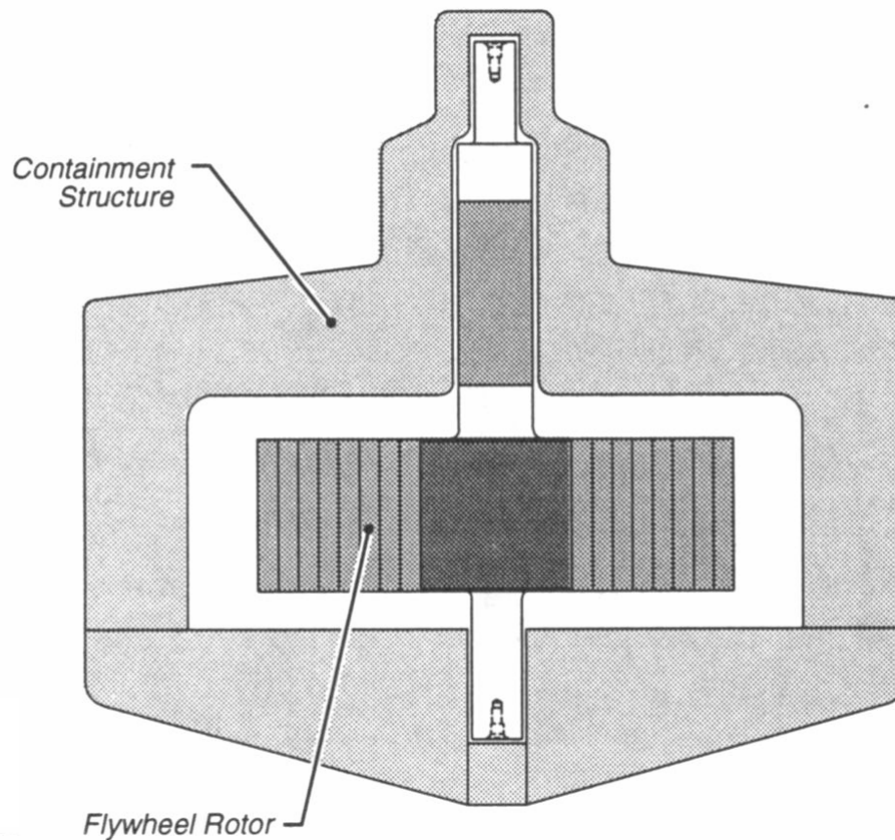


Figura 1.19: Struttura di contenimento rigida [14]

Risulta l'approccio più semplice al problema. Infatti, trattandosi di una struttura pesante e a pareti rigide di significativo spessore, è ragionevole pensare che possa sopportare le forze dovute dall'impatto dei frammenti a seguito di un cedimento con adeguato margine di sicurezza. Questo comporta il vantaggio della semplicità della progettazione, ma il peso e la dimensione di una struttura tale può incontrare problemi in certi tipi di applicazioni.

Struttura con anello rotante

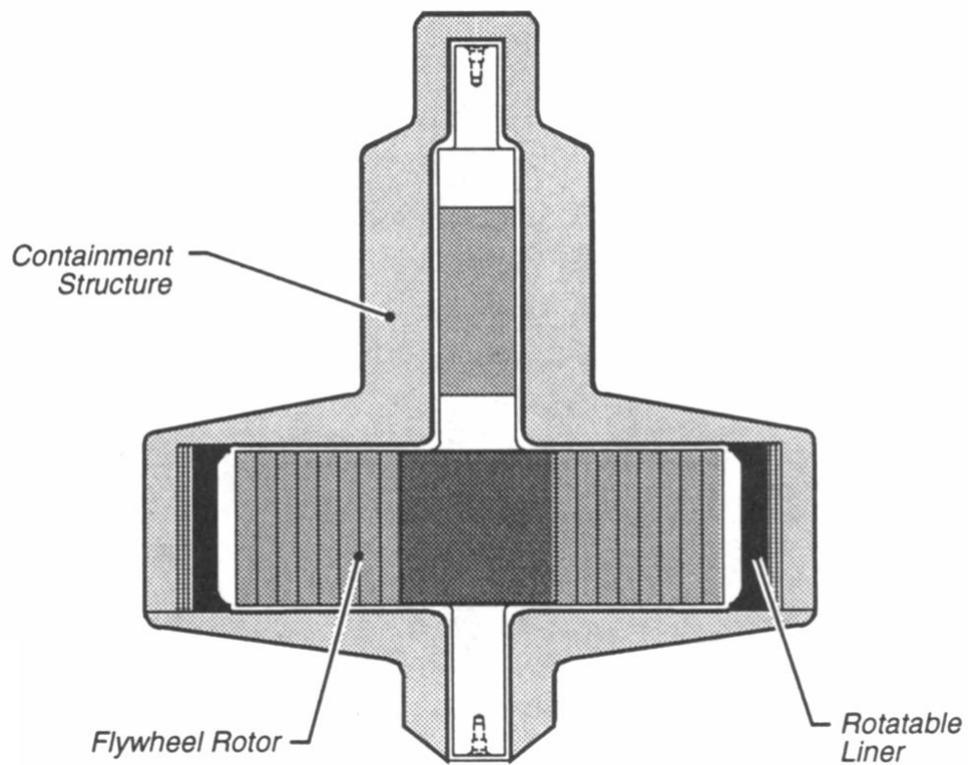


Figura 1.20: Struttura di contenimento con anello rotante [14]

Laddove si abbiano limiti di spazio, e pertanto non sia possibile avere un'intercapedine sufficientemente grande, si utilizza un anello rotante interno alla struttura. In questo modo, la componente tangenziale delle forze sulla parete viene distribuita maggiormente permettendo una dissipazione dell'energia cinetica più efficiente. Ovviamente, il costo in termini finanziari ed ingegneristici per una struttura di questo tipo è maggiore permettendo, però, una riduzione nelle dimensioni.

Struttura con anello assorbente

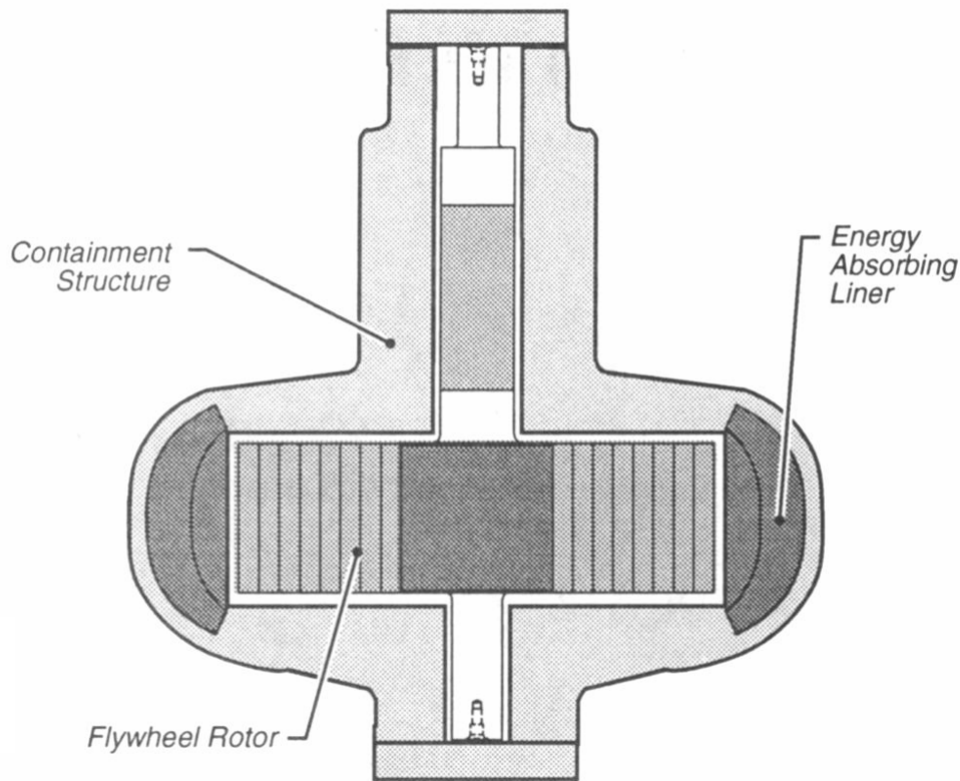


Figura 1.21: Struttura di contenimento con anello assorbente [14]

Questo approccio consiste nell'aggiunta di un materiale energia-assorbente tra il volano e la parete della struttura. Siccome la dissipazione dell'energia cinetica verrà gestita maggiormente da questo strato, il resto della struttura può essere composto da un materiale meno resistente e, ragionevolmente, più leggero. Si tratta di una struttura più costosa che ha il pregio di essere più leggera trovando numerosi sbocchi in applicazioni delicate da quel punto di vista. È anche possibile attuare un approccio misto dei tre appena descritti al fine di raggiungere caratteristiche intermedie tra loro.

1.4 Applicazioni

1.4.1 Qualità dell'energia fornita ai carichi

Nel caso in cui venissero sottratti o aggiunti carichi alla rete elettrica, la tensione subirebbe una variazione che potrebbe portare a guasti o assenze di corrente. Per questo motivo, vengono usati sistemi di stoccaggio di energia come quelli elettromeccanici. Infatti, prestandosi egregiamente come sistemi ad alta velocità di carica e di scarica, possono sopperire ad interruzioni dei servizi elettrici che durino fino a 15 secondi senza intaccare la continuità del servizio [17]. Gli FESS sono in grado di operare come supporto alla rete per

decine di minuti e, se le perdite dovessero essere contenute, anche per ore. Un esempio di questa applicazione è osservabile nel nord ovest dell'Australia a Coral Bay. Infatti, nel 2007 venne integrato alla rete già esistente un FESS di 500kW, che accoppiato ai 200kW di tre turbine eoliche, ha permesso di fornire fino al 95% del fabbisogno energetico nei periodi di picco generati dalla stagione turistica [5]. Un altro esempio rappresentativo delle potenzialità di questo sistema è quello del parco eolico di Marsabit nella regione nord del Kenya. Attualmente la produzione ricade su 275kW di turbine eoliche accoppiate a dei generatori a diesel per sopperire ai momenti di bassa produzione di energia. Verrà installato un sistema ad accumulo elettromeccanico della taglia di 500kW che permetterà, come ha già fatto in Australia, di aumentare la penetrazione della produzione di energia rinnovabile [5].

1.4.2 Controllo di frequenza

Quando la domanda di energia eccede l'offerta, gli impianti di generazione vengono rallentati in termini di velocità dalla presenza di un carico maggiore, e di conseguenza, la frequenza diminuisce. Nel caso in cui la domanda dovesse calare si avrebbe l'effetto opposto. Per evitare la variazione di frequenza, viene imposto ai generatori di trattenere della potenza in riserva attraverso un rallentamento o una diminuzione della potenza erogata. Questo comporta, oltre a costi maggiori di carburante ed emissioni, un ritardo di risposta di circa un minuto. Onde evitare ciò, i sistemi di stoccaggio elettromeccanici sono degli ottimi candidati in quanto sono necessari continui cicli di carica e di scarica [18]. Il più precoce uso di questo sistema venne adoperato a Shimane, in Giappone nel 2003. A seguito dell'istallazione di un FESS, l'efficienza dei generatori a diesel che supportavano un impianto eolico da 1,8MW, è aumentata considerevolmente [5].

1.4.3 Rifornimento ininterrotto di energia (UPS)

Più del 80% delle interruzioni di energia dura meno di un secondo e il 97% ha durata inferiore ai 3 secondi. In questi casi, un sistema UPS funge da ponte tra l'interruzione e l'azionamento dei sistemi di riserva. Questi ultimi consistono comunemente in generatori a diesel che sono in grado di accettare l'intero carico solo dopo 3 o 4 secondi. Il sistema di stoccaggio per questi utilizzi più comune sono le batterie che, tuttavia, potrebbero essere affiancate da sistemi ad accumulo elettromeccanici. Infatti, se la mancanza di energia dovesse perdurare per poco tempo, si potrebbe risparmiare l'uso delle batterie, allungandone anche la vita operativa, nel caso in cui si verificasse un'interruzione più duratura. Un esempio di questa applicazione è osservabile in Alaska dove, alla già presente produzione di 225kW di eolico e 150kW di generatori a diesel, è stato aggiunto un FESS da 160kW nel 2014. La sua implementazione ha permesso di risparmiare fino al 30% di carburante [5].

1.4.4 Trasporti

Nei trasporti, l'impiego di un volano è impiegato sia in mezzi ibridi che in veicoli elettrici. In quelli ibridi, la potenza è erogata principalmente da un motore a combustione che permette il movimento del veicolo ad una velocità costante ed ottimale al fine di limitare emissioni, rumore e di estendere la vita del motore riducendo la manutenzione richiesta. L'energia rigenerativa dovuta al frenamento può essere recuperata parzialmente ed immagazzinata in una batteria o in un FESS. Tuttavia, un sistema ad accumulo elettromeccanico offre dei significativi vantaggi. Per esempio, la vita operativa di un FESS è assai maggiore di un sistema elettro-chimico e, inoltre, un volano è più versatile in termini di cicli di carica e scarica che sono molto comuni in un'applicazione di questo tipo. Nei veicoli elettrici, l'accoppiamento di una batteria e di un FESS sembra essere una scelta vincente, poiché sarebbe possibile gestire egregiamente sia l'erogazione di potenza costante, sia un'erogazione che varia molto. Questo, grazie alle caratteristiche uniche dei sistemi ad accumulo elettromeccanici, permetterebbe di aumentare la vita operativa delle batterie riducendo anche l'impatto ambientale che il loro smaltimento comporta [19]. Per portare un esempio di questa applicazione, è impossibile non citare che Audi, grazie al FESS (150kW, 45000 rpm) progettato da Williams Hybrid Power, fu la prima scuderia a vincere la gara di Le Mans grazie ad un'automobile ibrida nel 2010, 2013 e 2014 [5].

1.4.5 Fonti rinnovabili

Gli autori di [20] ci forniscono informazioni riguardo al consumo dei generatori a diesel accoppiati a fonti rinnovabili. Infatti, anche in assenza di carico, i generatori consumano fino al 40% di carburante perché devono rimanere accesi anche quando vento e sole sono disponibili. Il motivo di ciò, è che se fossero lasciati spenti quando non necessario, essi richiederebbero tempo per accomodare il carico richiesto qualora le fonti rinnovabili smettessero di produrre. Gli FESS offrono una soluzione a questo problema: infatti, potrebbero agire da ponte tra l'interruzione di produzione delle rinnovabili e l'accensione dei generatori. È inoltre possibile accoppiare i sistemi elettromeccanici a batterie al fine di fornire un servizio più versatile e che, allo stesso tempo, permetta anche un aumento della vita operativa delle batterie. Infatti, la generazione di energia da fonti rinnovabili è soggetta a numerose fluttuazioni, per cui le capacità degli FESS di modulare bene cicli di carica e di scarica dovuti, per esempio, al passaggio delle nuvole, è indubbiamente una caratteristica vincente. Un importante passo verso l'utilizzo diffuso dell'energia solare è stato compiuto nel 2010 con l'installazione, per la prima volta al mondo, di centrali elettriche ibride diesel-fotovoltaico ad alta penetrazione. Queste centrali, situate nelle cittadine di Nullagine e Marble Bar nell'Australia Occidentale, integrano pannelli solari con un sistema di accumulo di energia elettromeccanico. Il FESS funziona come un sistema UPS, consentendo di sfruttare al massimo l'energia solare durante le giornate soleggiate e

di attivare i generatori diesel solo quando il sole è coperto. Questo sistema ibrido permette di risparmiare ben 405.000 litri di carburante e di ridurre le emissioni di gas serra di 1.100 tonnellate all'anno. Inoltre, l'integrazione di volani nel sistema ha consentito all'impianto fotovoltaico di coprire il 60% del fabbisogno energetico medio giornaliero di entrambe le città, generando 1 GWh di energia rinnovabile all'anno [5].

1.4.6 Settore aerospaziale

I volani trovano impiego nei veicoli spaziali, dove la fonte primaria di energia è il Sole e dove è necessario immagazzinare l'energia per i periodi in cui il satellite si trova al buio. L'idea di utilizzare volani ad accumulo di energia per la Stazione Spaziale Internazionale (ISS) è stata discussa nel 1961 e formalmente proposta negli anni '70. Negli ultimi anni, il Glenn Research Center (GRC) della NASA ha mostrato particolare interesse nello sviluppo di volani per veicoli spaziali. Inizialmente, i progetti si basavano sull'utilizzo di batterie per lo stoccaggio, ma attualmente i FESS vengono considerati come alternativa o complemento alle batterie. La combinazione di batterie e volani mira a migliorare l'efficienza, riducendo al contempo massa e costi. Il sistema a volano proposto dalla NASA prevede un rotore in materiale composito e cuscinetti magnetici, con una capacità di stoccaggio di oltre 15 MJ, una potenza di picco di 4,1 kW e un'efficienza netta del 93,7%. Secondo le stime della NASA, la sostituzione delle batterie della stazione spaziale con volani porterebbe a un risparmio di oltre 200 milioni di dollari [5]. È stato inoltre dimostrato che un sistema a volano sarebbe significativamente più compatto e leggero rispetto all'utilizzo di batterie al nichel-idrogeno (NiH₂) su satelliti di tipo EOS-AMI. In particolare, il volano garantirebbe una riduzione del 35% della massa, del 55% del volume e del 6,7% dell'area necessaria ai pannelli solari [21].

Capitolo 2

Il progetto Flywheel Ecosister

Il progetto "Flywheel Ecosister" a cui sta lavorando il gruppo di ricerca al quale ho partecipato, riguarda l'utilizzo di un sistema di accumulo elettromeccanico per un'applicazione domestica. Si è deciso di realizzare un volano di acciaio con capacità di 1kWh per conciliare dimensioni del volano, facilità di trasporto e peso in ambito domestico.

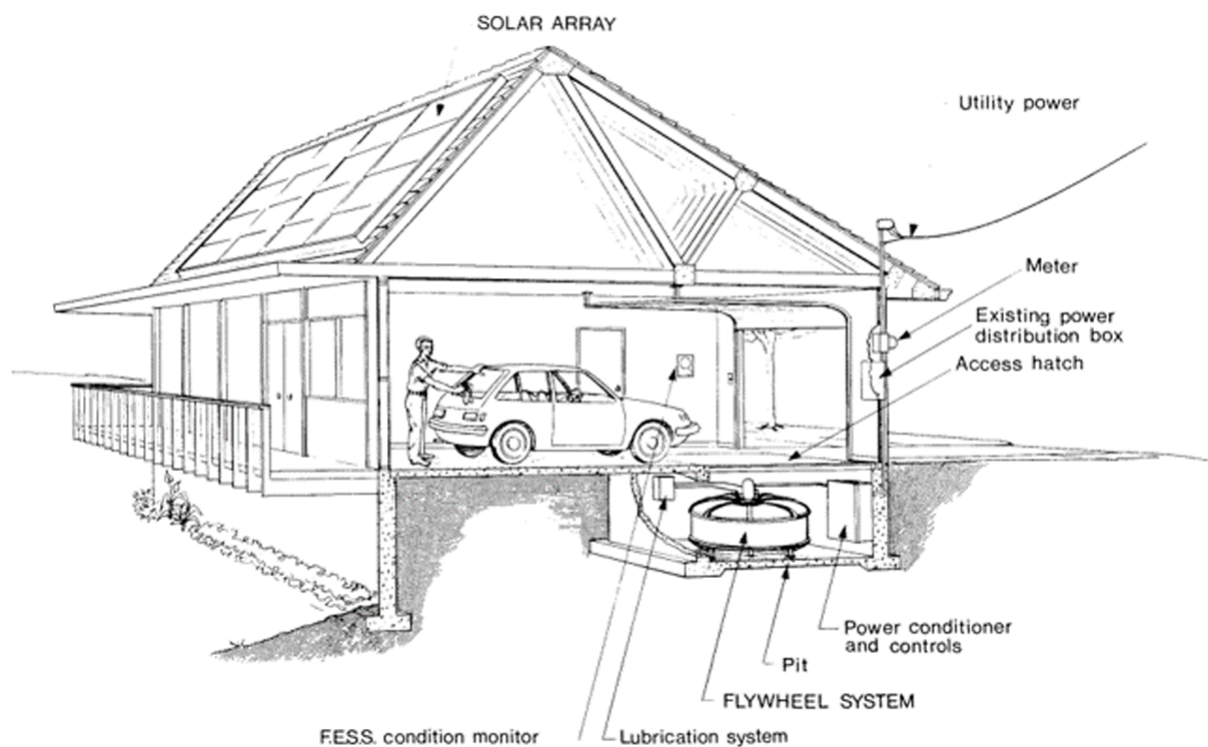


Figura 2.1: Disegno concettuale del sistema domestico [22]

2.1 Volano

Seguono i dettagli progettuali del volano:

- Raggio del volano: 0,2m

- Lunghezza del volano: 0,4m
- Densità: 7800kgm^3
- Velocità di rotazione nominale: 9000rpm

Da questi seguono:

- Massa del volano: 391,87kg
- Momento di inerzia: $7,84\text{kg}\cdot\text{m}^2$

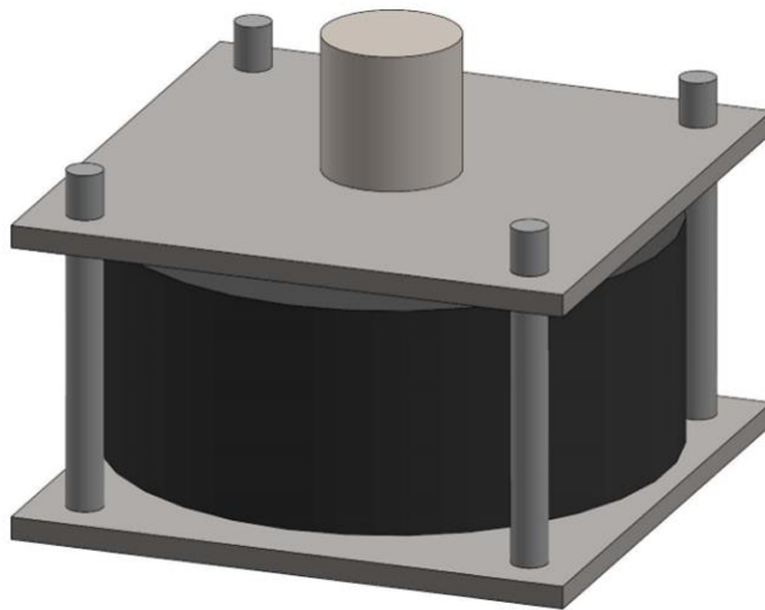


Figura 2.2: Disegno CAD del volano

Il volano non è stato ancora realizzato, perciò i parametri elencati potrebbero subire variazioni. È in fase di valutazione la sua realizzazione tramite dischi impilati così da aumentare la resistenza alla tensione del materiale come descritto in precedenza. Attualmente si esclude l'utilizzo di una pompa a vuoto per ragioni finanziarie. Tuttavia, poiché si lavora a velocità non troppo elevate, si presume che le perdite dovute all'attrito con l'aria, che sono proporzionali alla velocità di rotazione, non risultino in un grosso problema. Inoltre, come già descritto precedentemente, risulta sostanzialmente impossibile progettare una struttura di contenimento senza dover compiere complesse procedure sperimentali, perciò si è deciso di affidarsi all'esperienza industriale dei fornitori. Inoltre, escludendo le tensioni di accoppiamento tra volano e albero e approssimando il sistema ad un cilindro pieno di acciaio strutturale ($\rho = 7800\text{Kg/m}^3$, $\sigma_Y = 410\text{MPa}$, $\sigma_{max} = 550\text{MPa}$) [23], è possibile avere una stima del massimo stress risultante σ_a sul volano tramite l'equazione

opportunamente rielaborata [24]:

$$\sigma_a = \frac{\rho\omega^2 r^2}{3} = 92 \cdot 10^6 Pa \quad (2.1)$$

che è coerente con quanto risulta nelle simulazioni agli elementi finiti descritte in seguito. Utilizzando la stessa formula per calcolare la velocità massima di rotazione a cui corrisponderebbe un valore di stress pari alla tensione di snervamento e usando un fattore di sicurezza del 50% (riferito alla velocità) risultano circa 11.000rpm. Tale risultato è molto coerente con i risultati dello studio [6].

2.2 Macchina elettrica

Si tratta di un motore-generatore dual-rotor ironless. Di seguito sono indicati i valori nominali di funzionamento:

- Potenza nominale P_N : 3kW. Deve coincidere con la fornitura standard domestica di energia elettrica in Italia al fine di soddisfare la domanda dell'utente
- Velocità di rotazione nominale n_N : 9000rpm

Da cui ne consegue che la coppia nominale C_N è uguale a

$$C_N = \frac{P_N}{n_N \frac{2\pi}{60}} = 3,2 Nm \quad (2.2)$$

Per cui, se ipotizziamo che il volano sia metà scarico, e quindi con un'energia cinetica immagazzinata di un quarto quella totale, la coppia fornita dovrà essere doppia al fine di erogare la stessa potenza. Generalmente, per un'applicazione di questo tipo è necessario un buon rendimento energetico della conversione bidirezionale e una lunga durata di autoscarica quando il volano è disconnesso dalla rete. Purtroppo, per raggiungere questi due obiettivi bisogna attuare scelte progettuali differenti e, per cui, trovare un compromesso tra i due. Per l'efficienza energetica è necessario utilizzare una macchina a magneti permanenti che, però, produce numerose perdite nel ferro causate da isteresi magnetica e correnti parassite dovute a un flusso concatenato variabile nel tempo. Quest'ultime riducono il tempo di autoscarica generando un effetto frenante tutt'altro che desiderato. Per conciliare le due esigenze si è optato per una macchina elettrica a magneti permanenti a doppio rotore con statore iron-less eliminando, così, le perdite nel ferro dello statore permettendo di allungare il tempo di autoscarica.

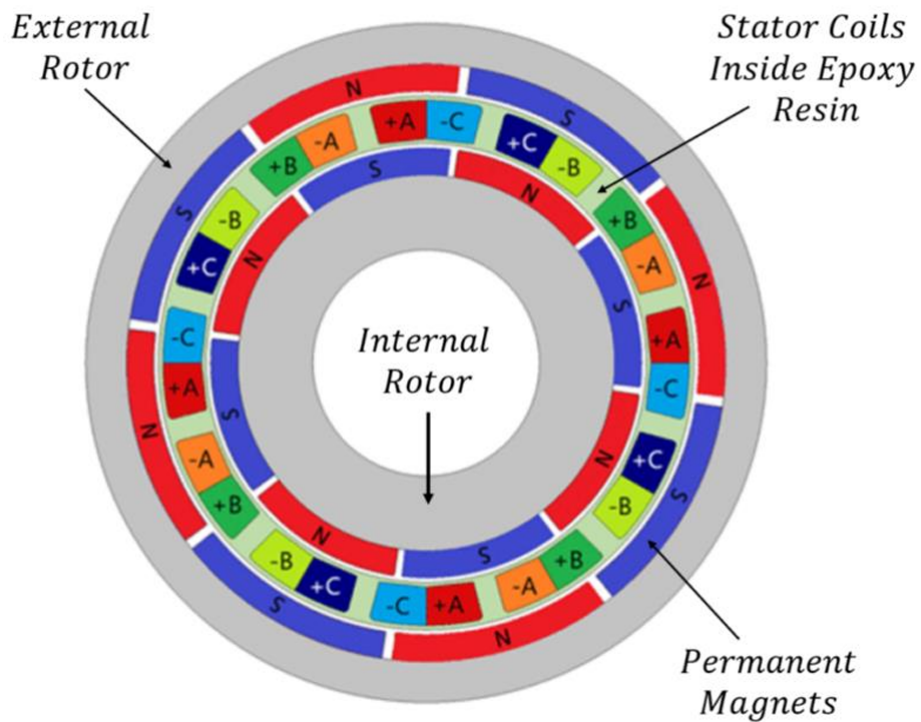


Figura 2.3: Schema semplificato 2D della macchina [25]

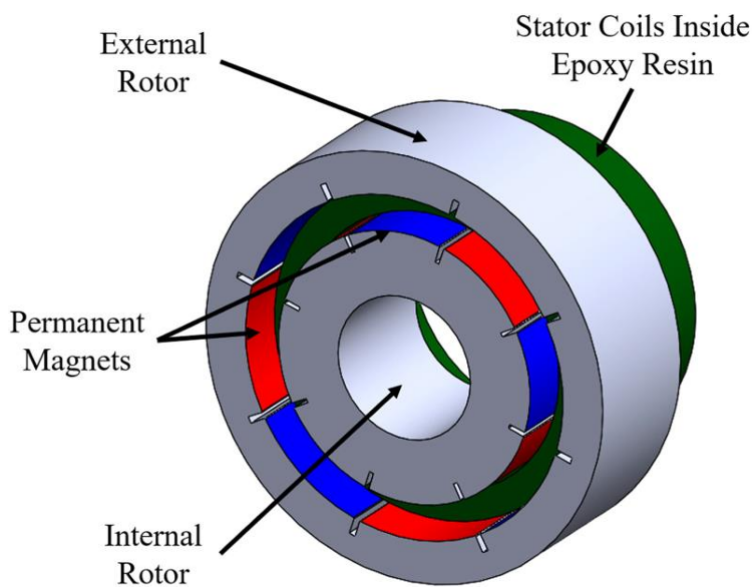


Figura 2.4: Modello CAD 3D prototipo [26]

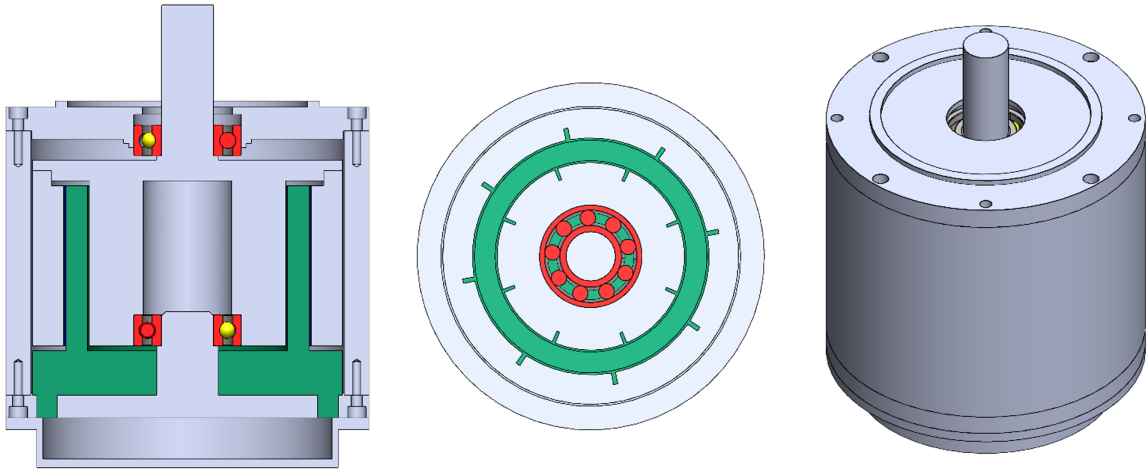


Figura 2.5: Modello CAD 3D della macchina [27]

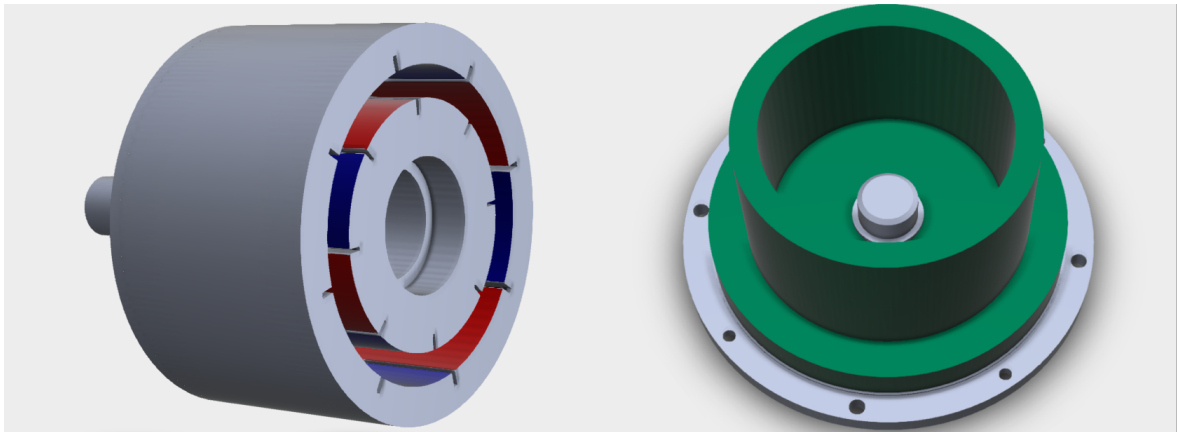


Figura 2.6: Modello SolidWorks del rotore e dello statore [27]

Capitolo 3

Simulazione agli elementi finiti

Di seguito è proposta un'analisi agli elementi finiti (FEA) per svolgere uno studio sui comportamenti meccanici del sistema tramite il software Ansys. Si tratta di un programma di largo uso nei campi di analisi strutturale, trasferimento di calore, fluidodinamica ed elettromagnetismo. Essendo in possesso di una licenza per studenti alcune funzionalità avanzata mi sono precluse, ma è comunque possibile svolgere un'analisi ottenendo risultati significativi.

3.1 Geometria e Mesh

Lo spazio SpaceClaim interno ad Ansys permette l'importazione di file Solid Works, un ulteriore software utilizzato per progettazione CAD. In virtù di ciò è possibile importare la geometria del rotore che compone la macchina elettrica e, in seguito, aggiungere l'albero e il volano.

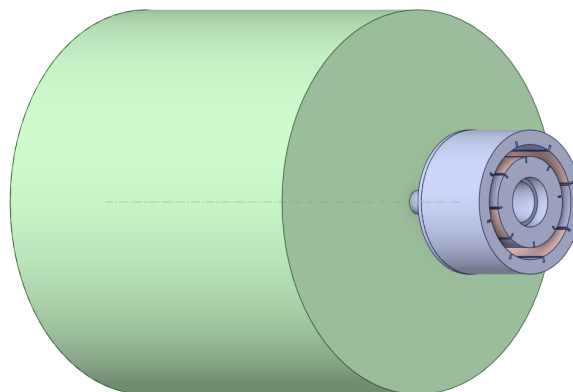


Figura 3.1: Geometria del sistema, vista 1

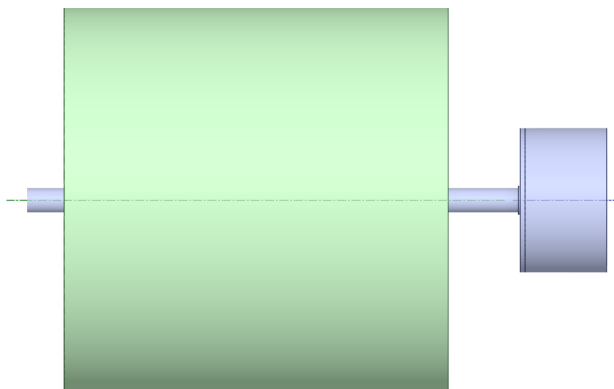


Figura 3.2: Geometria del sistema, vista 2

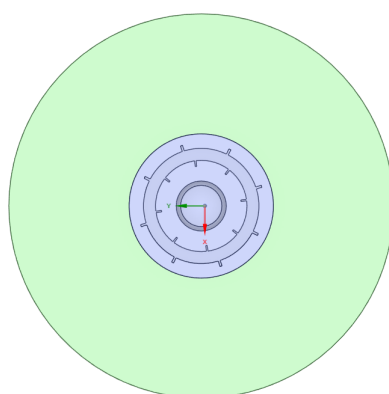


Figura 3.3: Geometria del sistema, vista 3

Al fine di svolgere un'analisi agli elementi finiti, è necessario applicare una mesh suddividendo la geometria in, appunto, elementi finiti. Viste le limitazioni che comporta la licenza studenti, si è deciso che la generazione automatica con risoluzione 5 è più che sufficiente per lo scopo dello studio.

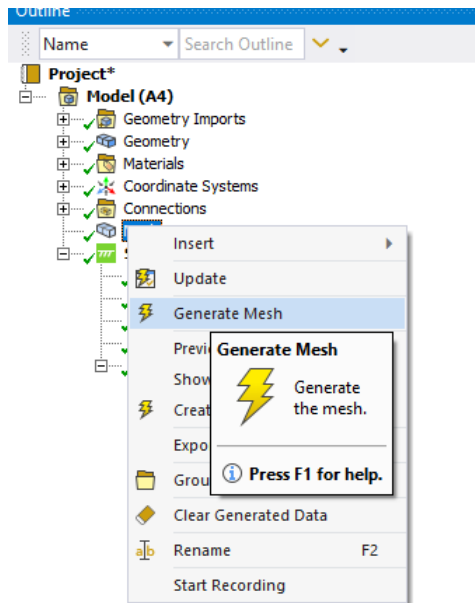


Figura 3.4

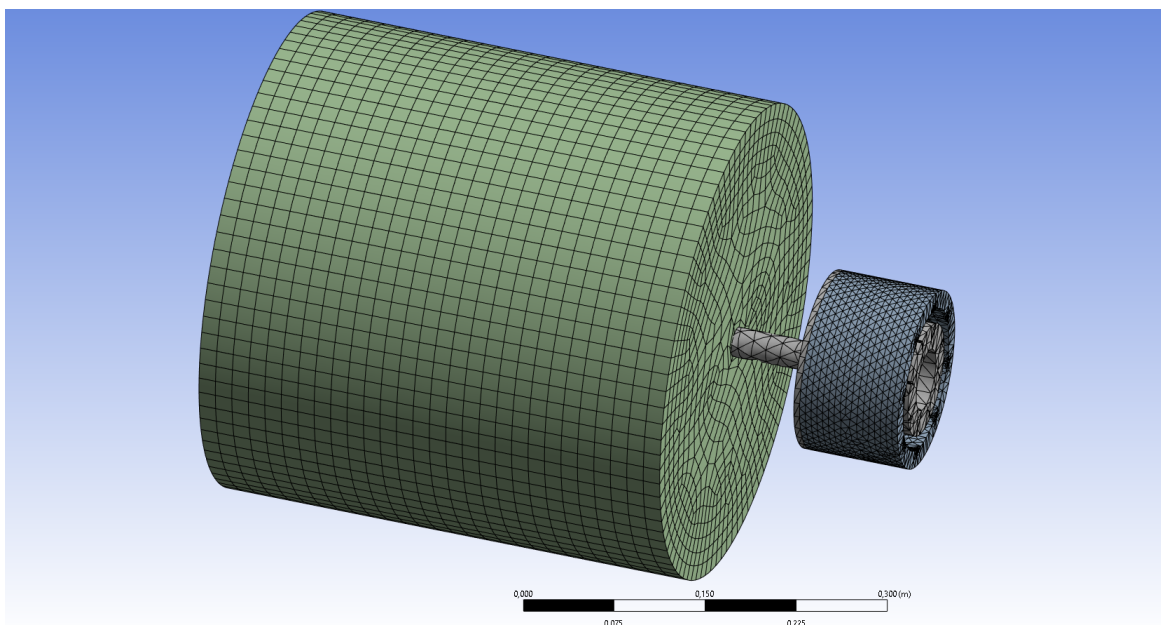


Figura 3.5: Mesh

In assenza di limitazioni, sarebbe opportuno rendere la mesh più fitta nei punti di maggior interesse, ovvero quelli che, a priori, risultano più probabilmente in zone critiche.

3.2 Caratterizzazione del materiale

Per avere una buona rappresentazione della realtà è necessario descrivere le caratteristiche dei materiali soggetti allo studio. Per un'analisi di questo tipo i seguenti parametri sono di vitale importanza:

- Densità
- Modulo di Young
- Coefficiente di Poisson
- Tensione di snervamento
- Tensione massima

È anche possibile fornire dati per generare il diagramma stress-deformazione. Al momento della scrittura di questo elaborato, non si hanno ancora informazioni certe su quali materiali comporranno l'albero e il volano. Perciò, si è scelto di assumere l'intero sistema come fosse costituito da acciaio strutturale. I parametri di questo materiale sono già inclusi nel software.

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Figura 3.6

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	4,1E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	4,1E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	5,5E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Figura 3.7

3.3 Descrizione dell'analisi

Lo scopo dello studio è quello di analizzare le deformazioni e gli stress generati dalla rotazione del sistema. La velocità nominale è di 9000rpm. Si è scelto di partire in condizioni di riposo a $t = 0$ ed aumentare la velocità linearmente per 120 secondi raggiungendo la velocità nominale. L'asse inerente la velocità angolare applicata coincide con l'asse dell'albero.

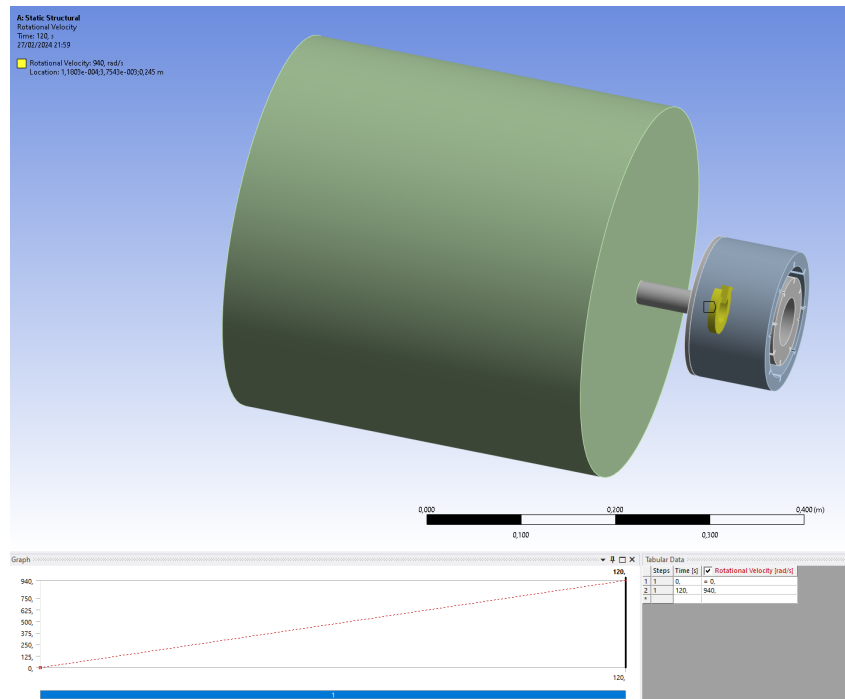


Figura 3.8: Impostazione dell'analisi

3.4 Risultati della simulazione

I risultati che vogliamo ottenere sono inerenti lo stress equivalente (di Von Mises) e le deformazioni.

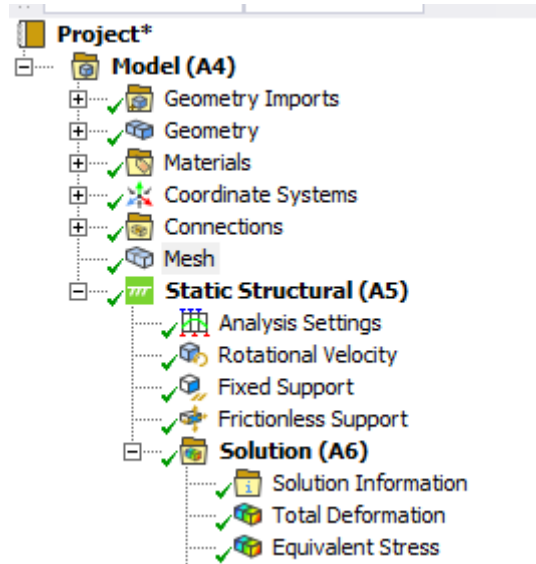


Figura 3.9

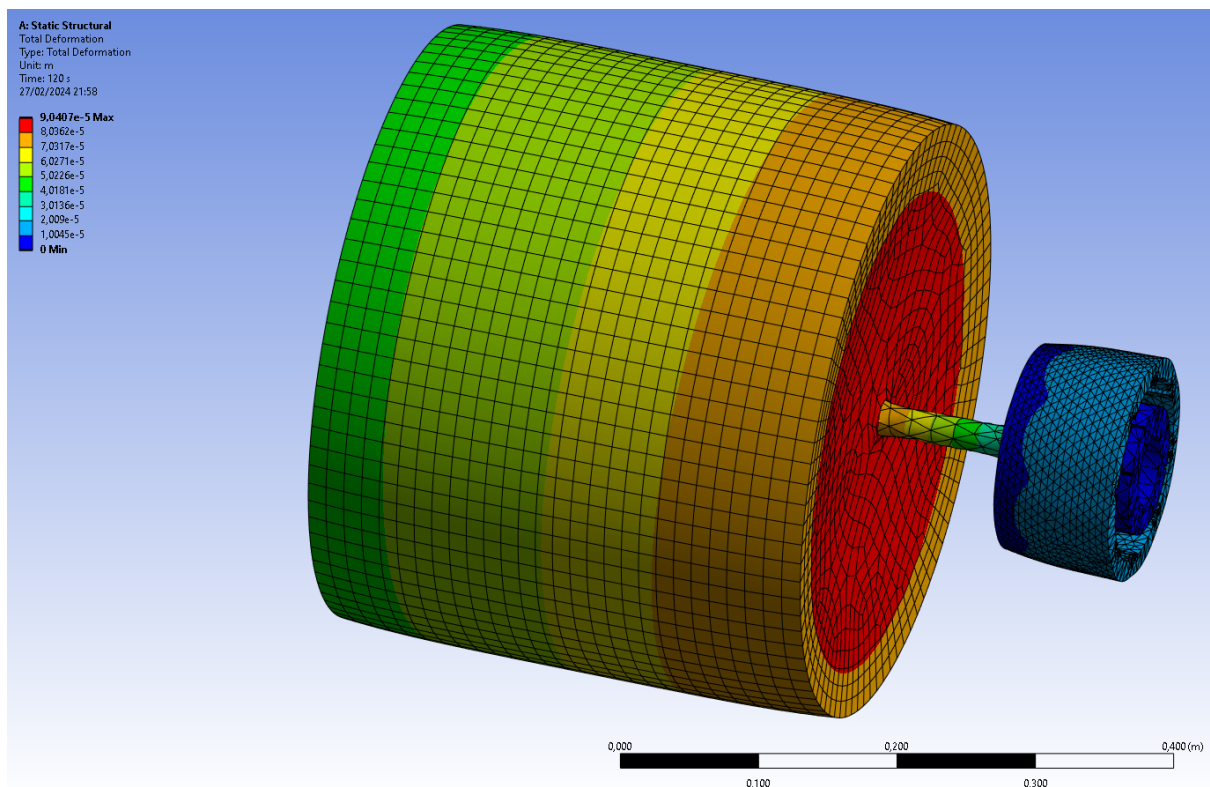


Figura 3.10: Risultato per le deformazioni

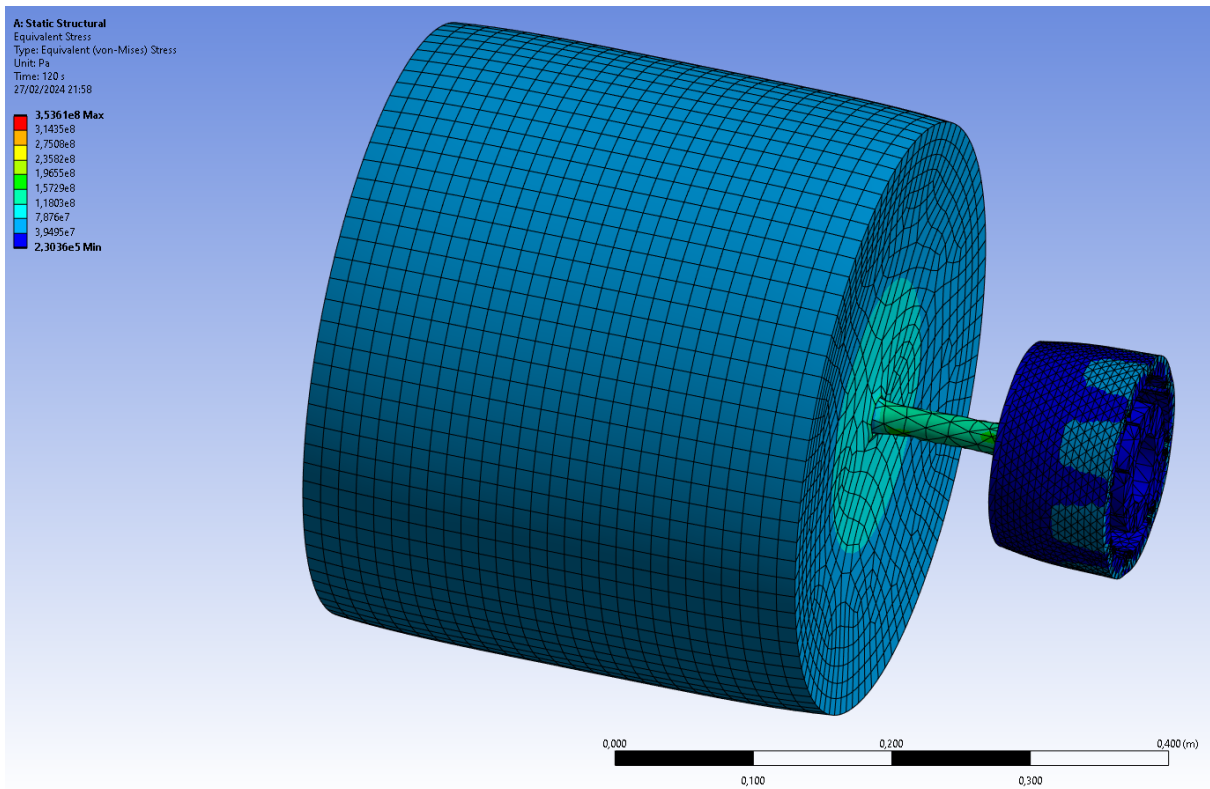


Figura 3.11: Risultato per lo stress equivalente

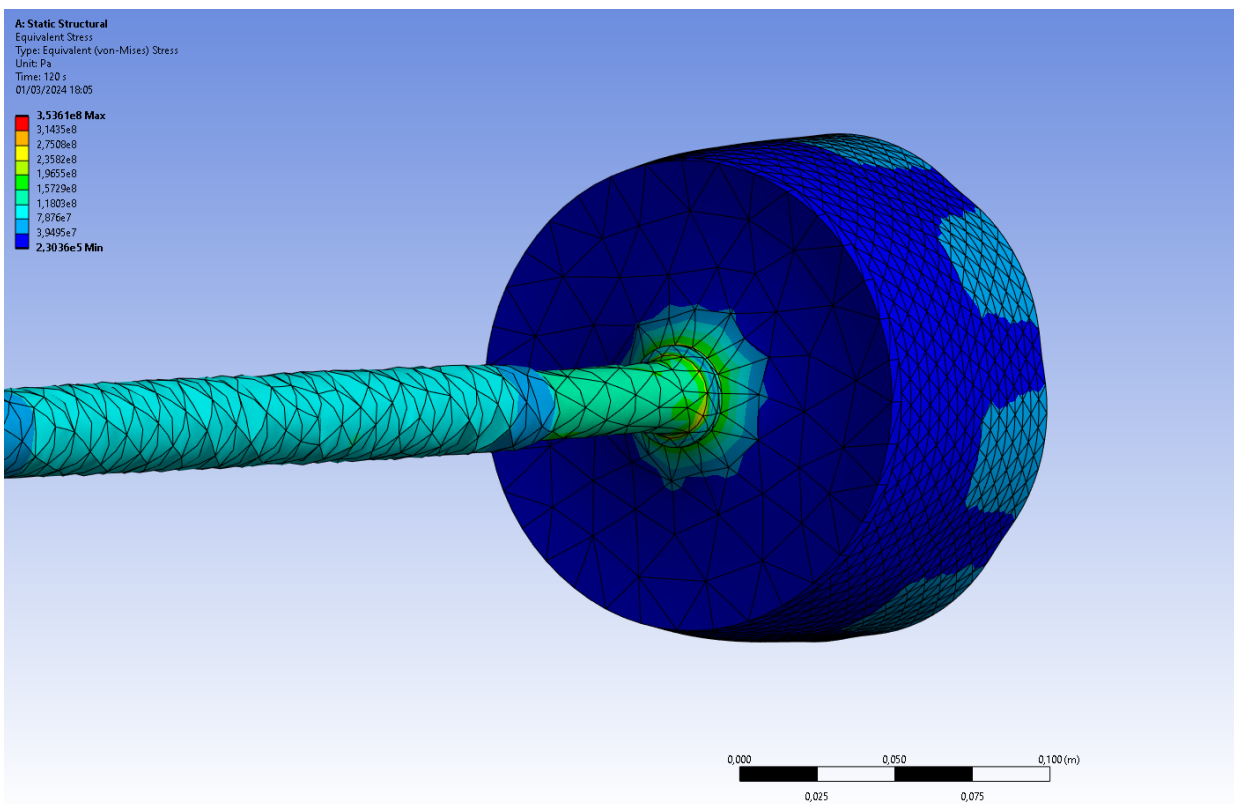


Figura 3.12: Risultato per lo stress equivalente dell'albero. Il software accentua graficamente le deformazioni intenzionalmente, il fattore grafico di deformazione è impostato su auto

Come prevedibile, il volano tende a deformarsi schiacciandosi secondo il piano ortogonale all'asse di rotazione per valori, al massimo, nell'ordine del centesimo di millimetro. Inoltre, essendo il volano di raggio maggiore rispetto a quello del rotore della macchina elettrica, subisce maggiori tensioni. Si nota, come già descritto, che lo stress è distribuito in modo da avere valori superiori man mano che si raggiunge il raggio interno. I valori restituiti vicino al centro sono leggermente maggiori di quelli ottenuti tramite la stima dell'equazione 2.1 e significativamente minori della resistenza alla tensione dell'acciaio (circa 550Mpa). Presumibilmente, la differenza in eccesso (Circa 30-40MPa) è dovuta alla presenza di tensioni di accoppiamento tra albero e volano di cui la formula non tiene conto. Si notano sporadiche concentrazioni di tensioni in corrispondenza degli spigoli tra albero e rotore.

3.5 Utilizzo di un albero con chiave

Durante la scrittura di questo elaborato, è in discussione l'utilizzo di integrare l'albero con una chiave. Il suo contributo permetterebbe di evitare che la reciproca rotazione di albero e volano. Inoltre, la trasmissione di coppia tramite chiave è il metodo di utilizzo più comune. Siccome si tratta di un componente radialmente asimmetrica, potrebbe portare ad asimmetrie nelle sollecitazioni meccaniche.

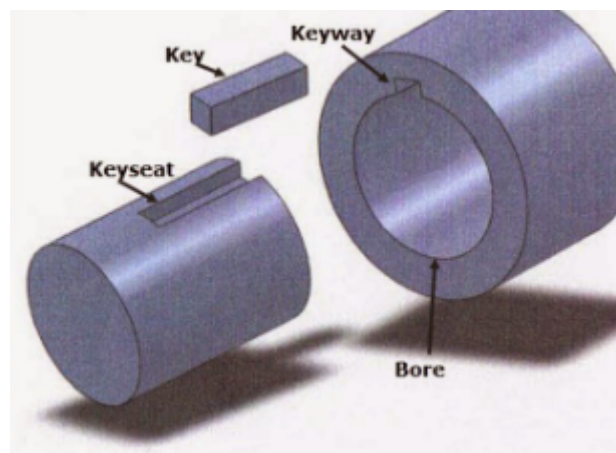


Figura 3.13: Schema di una chiave [28]

Modificando la geometria con una chiave rettangolare (20x6x3mm) e ripetendo i passaggi descritti precedentemente si ottengono i seguenti risultati:

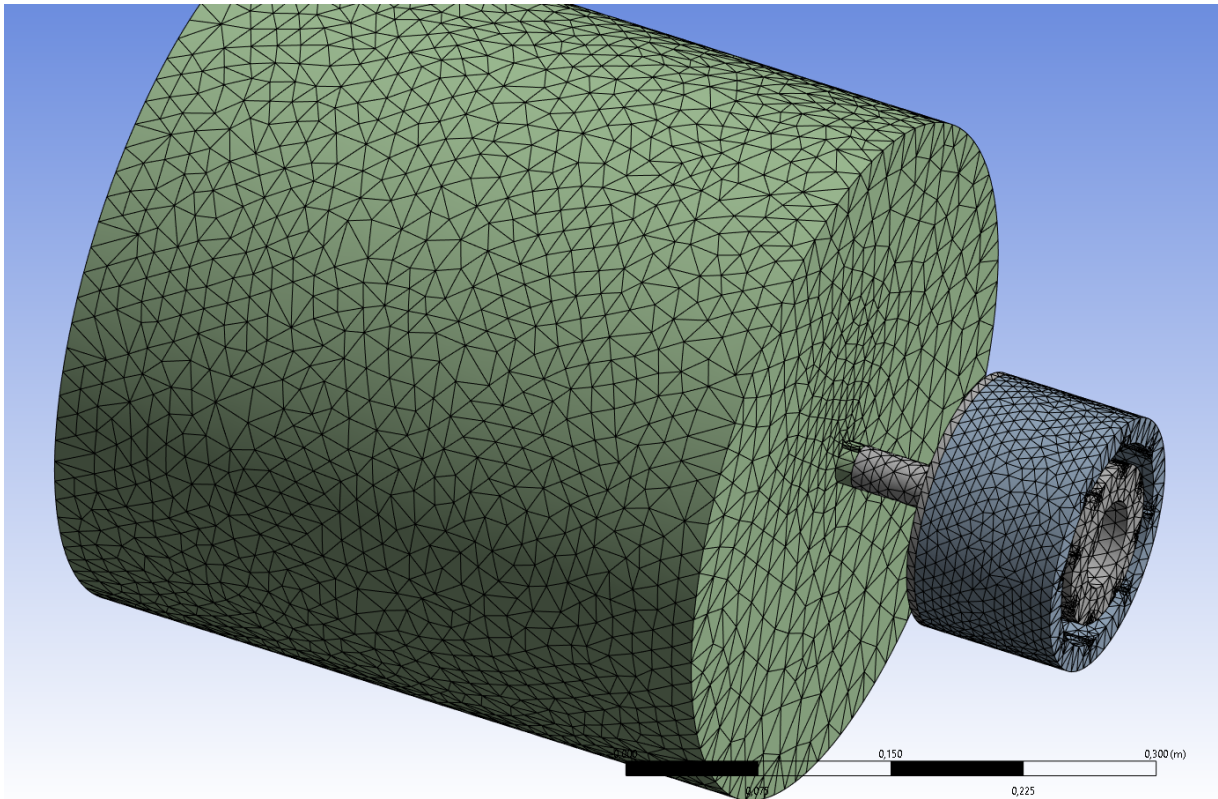


Figura 3.14: Mesh con chiave

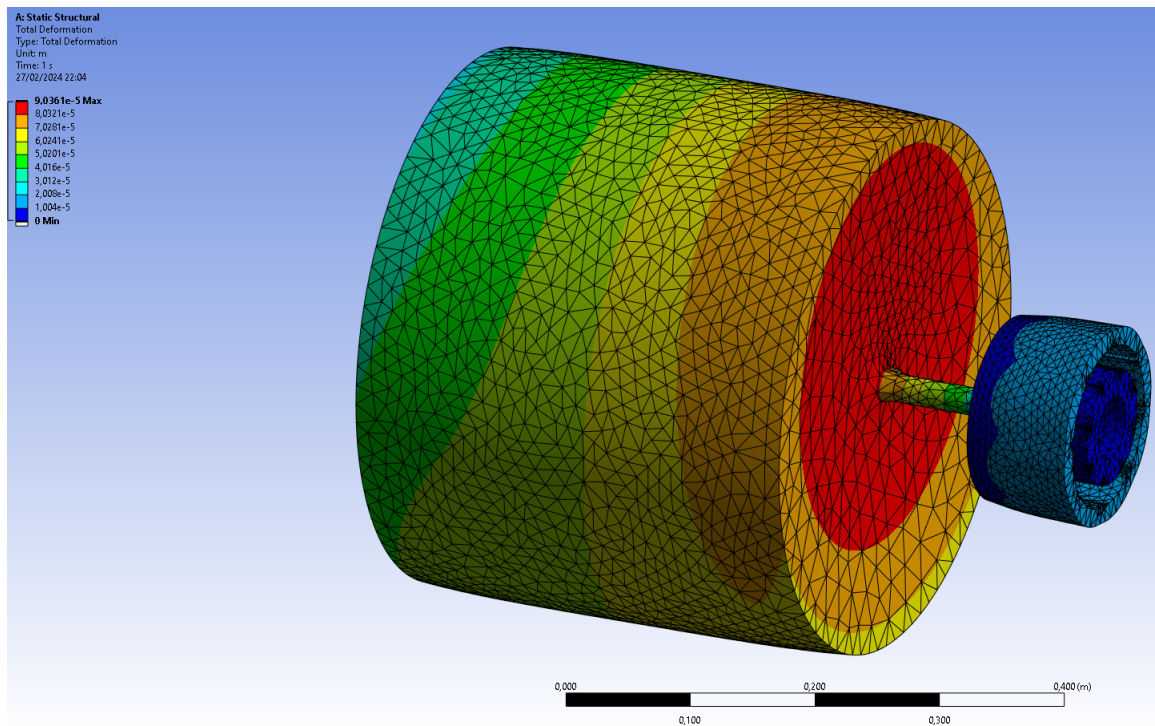


Figura 3.15: Risultato delle deformazioni con chiave

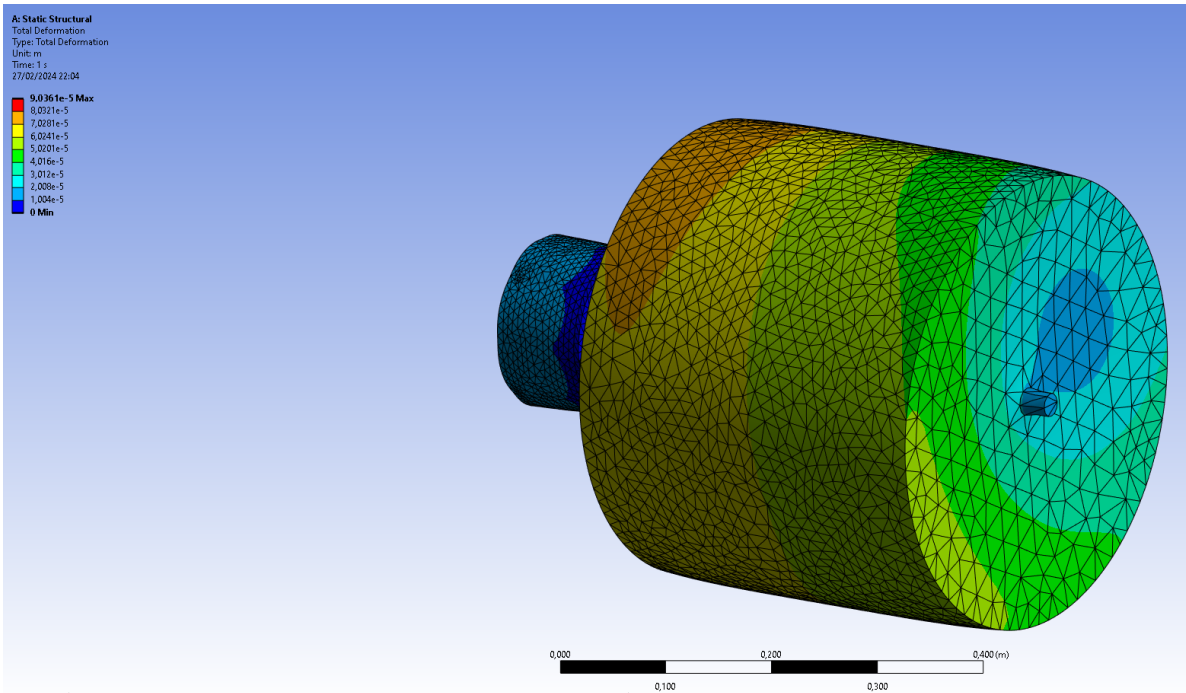


Figura 3.16: Risultato delle deformazioni con chiave

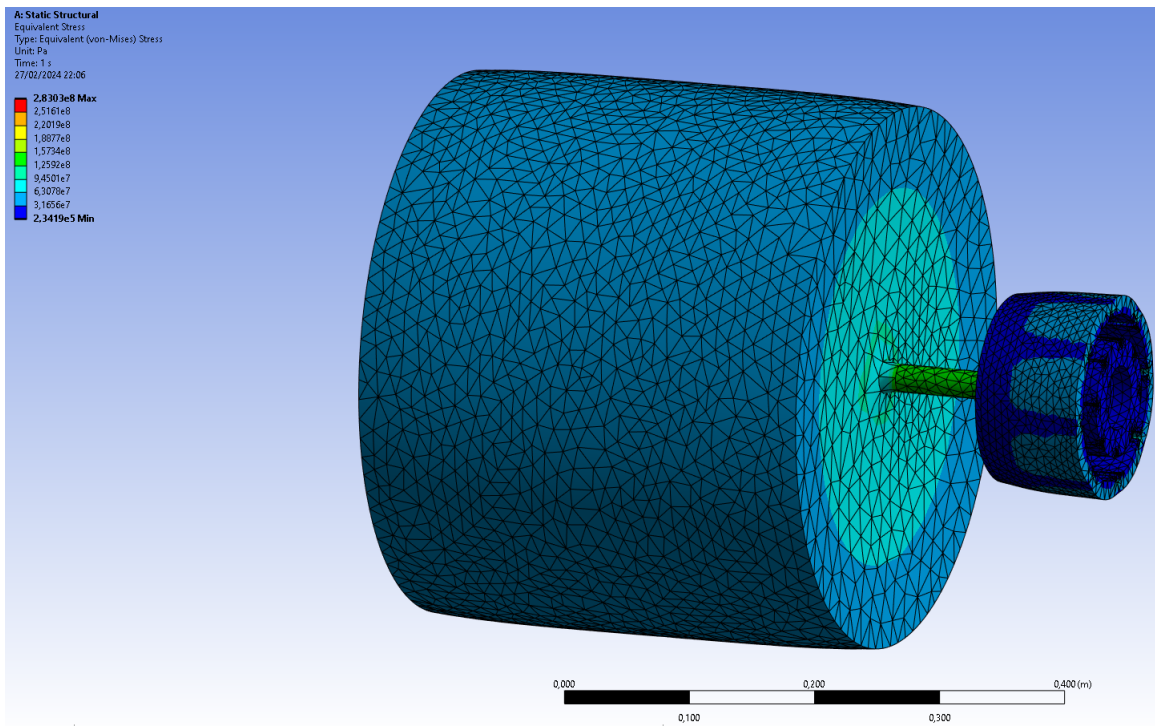


Figura 3.17: Risultato dello stress equivalente con chiave

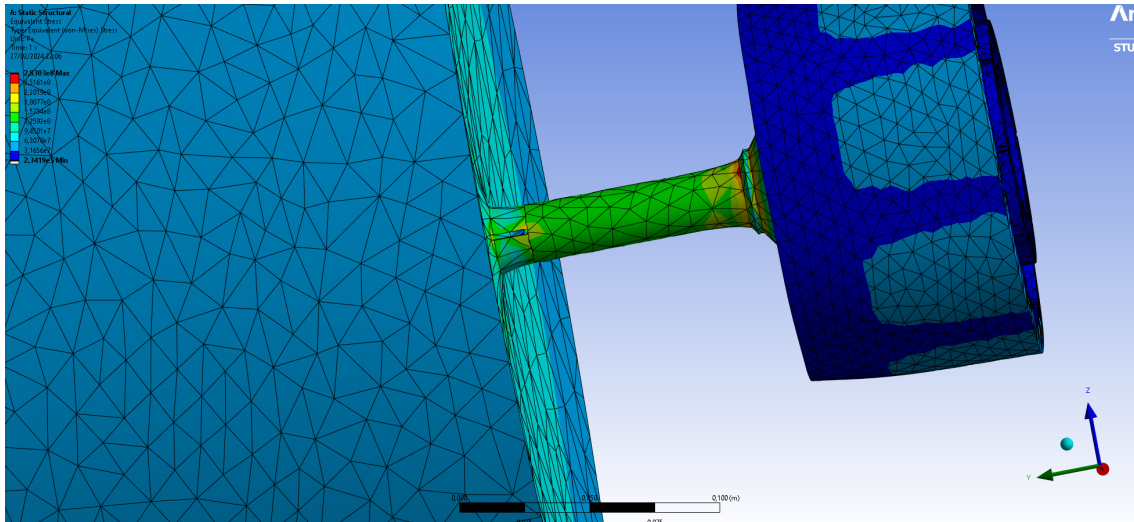


Figura 3.18: Risultato dello stress equivalente con chiave

Come previsto, l'asimmetria radiale apportata all'albero comporta anche un'asimmetria nelle deformazioni portando, come nel caso precedente, il volano a schiacciarsi ortogonalmente all'asse di rotazione ma, con maggiore direzione verso quella della chiave. Anche in questo caso le deformazioni sono nell'ordine del centesimo di millimetro. Per quanto riguarda lo stress di Von Mises, il comportamento generale rimane pressoché invariato, mentre si ha una piccola concentrazione di tensione in corrispondenza della chiave.

Conclusioni

L'elaborato di tesi proposto riguarda una parte del progetto "Flywheel Ecosister". Lo scopo ultimo del gruppo di ricerca è quello di realizzare un sistema di accumulo elettromeccanico di energia tramite volano per un'applicazione domestica. Il lavoro inerente questo elaborato è stato quello di dimensionare il volano al fine di conciliare il valore di energia accumulata necessario e la fattibilità pratica della sua realizzazione ed installazione. Si è quindi scelto di utilizzare un volano di acciaio con le seguenti caratteristiche:

- Diametro: 0,40m
- Lunghezza: 0,40m
- Energia accumulata: 1kWh
- Velocità di rotazione nominale: 9000rpm
- Massa: circa 400 Kg

Si è preferito l'utilizzo dell'acciaio rispetto a materiali compositi principalmente per motivi di costi e, inoltre, perché permette di lavorare a velocità più basse permettendo, anche dal punto di vista della sicurezza, maggiore affidabilità. Successivamente, si sono studiate le sollecitazioni a cui un volano è sottoposto durante un moto rotazionale al fine di determinare su quali parametri agire per non stressare troppo il materiale. Lo stress che agisce su un corpo del genere dipende dal suo raggio, dalla velocità di rotazione, dalla sua densità e dalla sua resistenza alla tensione. In particolare, le tensioni sono maggiori vicino al centro del volano anche in virtù delle tensioni di accoppiamento che l'interfaccia albero-volano produce. È stato stimato lo stress massimo risultante (escludendo le tensioni di accoppiamento) nell'ordine di 90MPa relativo a 9000rpm. Si è anche stabilita la velocità limite, attuando un fattore di sicurezza del 50% sulla velocità massima (stimata a 22000 rpm), attorno ai 11000rpm. Tuttavia, se si decidesse di realizzare il volano tramite dei dischi impilati dello stesso materiale si otterrebbe una resistenza alla tensione maggiore pur mantenendo le stesse dimensioni e la stessa massa, risultando in un aumento della velocità considerevole. Per confermare quanto detto si è effettuata una simulazione agli elementi finiti tramite il software Ansys che, nonostante le limitazioni imposte dalla licenza

studente, ha restituito risultati coerenti con le previsioni numeriche effettuate. Al fine di migliorare il sistema è stato anche studiato l'utilizzo di un albero dotato di chiave onde evitare la rotazione indipendente di albero e volano. Il problema che ci si poneva era quello di generare sollecitazioni e deformazioni asimmetriche. Questo è stato oggetto di studio per un'altra simulazione che ha confermato le ipotesi. In entrambe le simulazioni, le deformazioni del materiale non hanno prodotto valori superiori al centesimo di millimetro. Inoltre, si è studiato l'utilizzo di una struttura di protezione volta alla sicurezza di persone e ambienti nei pressi del sistema. Purtroppo, le informazioni in letteratura scientifica non sono sufficienti al fine di ottenere conclusioni statisticamente rilevanti ed un suo dimensionamento, senza attuare complessi e costosi esperimenti, è infattibile. Si sono comunque proposti due metodi per la valutazione di una struttura di contenimento per volani di acciaio e compositi. Un importante risultato è stato quello relativo alla coppia generata dai detriti del volano composito in frantumi sulla parete di protezione. Infatti, la forza centrifuga potrebbe incastrare i frammenti fungendo da ponte tra volano e struttura. Onde evitare ciò, si sono proposti tre design di progettazione delle strutture di contenimento (a pareti spesse e rigide, con anello rotante interno, e con un materiale energia-assorbente). Per quanto riguarda gli sviluppi futuri dell'attività proposta, si potrebbero ripetere le simulazioni in presenza di specifiche di progetto certe come, per esempio, la scelta della lega di acciaio ed altri componenti quali i cuscinetti. Un'ulteriore analisi sarebbe quella di analizzare le perdite dovute ai cuscinetti e soprattutto quelle relative all'attrito con l'aria. È possibile anche effettuare simulazioni per quanto riguarda le vibrazioni ed il comportamento termico del sistema.

Bibliografia

- [1] available online, “Data worldbank,” <https://data.worldbank.org/indicator/EG.USE.PCAP.KG.OE>.
- [2] A. Soomro, K. Pullen, and M. Amiryar, “Hybrid pv system with high speed flywheel energy storage for remote residential loads,” *Clean Technologies*, vol. 3, pp. 351–376, 04 2021.
- [3] A. Soomro, K. R. Pullen, and M. E. Amiryar, “Hybrid pv system with high speed flywheel energy storage for remote residential loads,” *Clean Technologies*, vol. 3, no. 2, pp. 351–376, 2021.
- [4] I. Hadjipaschalis, A. Poullikkas, and V. Efthimiou, “Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 13, no. 6-7, pp. 1513–1522, 2009.
- [5] M. E. Amiryar and K. R. Pullen, “A review of flywheel energy storage system technologies and their applications,” *Applied Sciences*, vol. 7, no. 3, p. 286, 2017.
- [6] A. Buchroithner, A. Haan, R. Preßmair, M. Bader, B. Schweighofer, H. Wegleiter, and H. Edtmayer, “Decentralized low-cost flywheel energy storage for photovoltaic systems,” in *2016 International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA)*. IEEE, 2016, pp. 41–49.
- [7] D. Breslavsky, “European steel and alloy grades and numbers. national technical university, khpi, 21 frunze str., kharkov 61002, ukraine,” 2011.
- [8] J. P. Den Hartog, *Advanced strength of materials*. Courier Corporation, 1987.
- [9] M. I. Friswell, *Dynamics of rotating machines*. Cambridge university press, 2010.
- [10] X. Li, “Design and development of a next generation energy storage flywheel,” Ph.D. dissertation, 2018.
- [11] F. Beer, E. Johnston, and J. DeWolf, “Mechanics of materials, 5th si edition,” *Stress*, vol. 1, no. 10, pp. 1–12, 1999.

- [12] B. Bolund, H. Bernhoff, and M. Leijon, “Flywheel energy and power storage systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, no. 2, pp. 235–258, 2007.
- [13] A. Buchroithner, P. Haidl, C. Birgel, T. Zarl, and H. Wegleiter, “Design and experimental evaluation of a low-cost test rig for flywheel energy storage burst containment investigation,” *Applied Sciences*, vol. 8, no. 12, p. 2622, 2018.
- [14] M. Pichot, J. Kramer, R. Thompson, R. Hayes, and J. Beno, “The flywheel battery containment problem,” *SAE transactions*, pp. 380–389, 1997.
- [15] available online, “Stahlhandel,” <https://shorturl.at/ckxE0>.
- [16] A. J. Colozza and L. Trase, “High energy flywheel containment evaluation,” Tech. Rep., 2000.
- [17] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, and Y. Ding, “Progress in electrical energy storage system: A critical review,” *Progress in natural science*, vol. 19, no. 3, pp. 291–312, 2009.
- [18] P. Fairley, “Flywheels keep the grid in tune,” *IEEE Spectrum*, vol. 48, no. 7, pp. 16–18, 2011.
- [19] R. Hebner, J. Beno, and A. Walls, “Flywheel batteries come around again,” *IEEE spectrum*, vol. 39, no. 4, pp. 46–51, 2002.
- [20] R. Peña-Alzola, R. Sebastián, J. Quesada, and A. Colmenar, “Review of flywheel based energy storage systems,” in *2011 International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*. IEEE, 2011, pp. 1–6.
- [21] L. V. Truong, F. J. Wolff, and N. V. Dravid, “Simulation of flywheel electrical system for aerospace applications,” in *Collection of Technical Papers. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)(Cat. No. 00CH37022)*, vol. 1. IEEE, 2000, pp. 601–608.
- [22] W. M. B. . Associates and S. Laboratories, *Conceptual Design of a Flywheel Energy Storage System*. Department of Energy, Sandia Laboratories, 1979.
- [23] available online, “Eurocodeapplied,” <https://shorturl.at/rY148>.
- [24] R. J. Roark, W. C. Young, and R. Plunkett, “Formulas for stress and strain,” 1976.
- [25] C. Bianchini, A. Torreggiani, D. David, M. Davoli, and A. Bellini, “Fault tolerance analysis of a ironless pm machine for energy storage,” in *2020 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. IEEE, 2020, pp. 4499–4504.

- [26] C. Bianchini, A. Torreggiani, D. David, and A. Bellini, “Design of motor/generator for flywheel batteries,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 68, no. 10, pp. 9675–9684, 2020.
- [27] G. Piraccini, E. Macrelli, C. Bianchini, M. Troncosi, and A. Bellini, “Vibration analysis of a motor/generator for flywheel batteries,” in *2022 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. IEEE, 2022, pp. 1–4.
- [28] available online, “Lovejoy,” <https://shorturl.at/tyBW9>.
- [29] J. Twidell, *Renewable energy resources*. Routledge, 2021.
- [30] E. Oberg, F. D. Jones, H. L. Horton, H. H. RYFFEL, C. J. MCCAULEY, R. HEALD, and M. I. HUSSAIN, *Machinery’s Handbook*. Industrial Press New York, 1914, vol. 6.
- [31] D. David, C. Bianchini, A. Torreggiani, and A. Bellini, “Ironless dual-rotor permanent-magnet machine for flywheel batteries,” in *2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. IEEE, 2018, pp. 3339–3346.

