



Ricerca di Sistema elettrico

Progettazione di un sistema di produzione di energia da moto ondoso in scala reale

*G. Mattiazzo, E. Giorcelli, D. Poggi
G. Sannino, A. Carillo*

PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI PRODUZIONE DI ENERGIA DA MOTO ONDOSI IN SCALA REALE

G. Mattiazzo, E. Giordani, D. Poggi (Politecnico di Torino)

G. Sannino, A. Carillo (ENEA)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Studi e valutazioni sulla produzione di energia elettrica dalle correnti marine e dal moto ondoso

Obiettivo: Studi per la progettazione di un sistema point absorber in scala reale da 60 kW

Responsabile del Progetto: G. Sannino, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Progettazione di un sistema di produzione di energia da moto ondoso in scala reale*"

Responsabile scientifico ENEA: G. Sannino

Responsabile scientifico Polito: G. Mattiazzo

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
1.1 I FASE: CARATTERIZZAZIONE DELLO STATO DI MARE.....	5
1.2 II FASE: ISWEC (INERTIAL SEA WAVE ENERGY CONVERTER) – PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO.....	6
1.3 III FASE: MODELLO MATEMATICO.....	7
1.3.1 <i>Modello idrodinamico lineare</i>	7
1.3.2 <i>Modello del giroscopio lineare</i>	8
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	10
2.1 DETERMINAZIONE DEL PUNTO DI PROGETTO.....	11
2.2 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE.....	12
2.2.1 <i>Larghezza dello scafo</i>	12
2.2.2 <i>Lunghezza dello scafo</i>	12
2.2.3 <i>Altezza dello scafo</i>	14
2.2.4 <i>Determinazione del momento angolare del giroscopio</i>	14
2.2.5 <i>Ripartizione tra momento d'inerzia e velocità angolare</i>	15
2.2.6 <i>Dissipazioni per attrito sui cuscinetti</i>	15
2.2.7 <i>Dissipazioni per attrito viscoso</i>	15
2.2.8 <i>Dimensionamento di coppia e velocità massima del PTO</i>	16
2.2.9 <i>Risultati</i>	16
2.3 VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI – SISTEMA LINEARIZZATO.....	17
2.3.1 <i>Modello di calcolo della produttività</i>	17
2.3.2 <i>Ottimizzazione della produttività</i>	18
2.4 PROGETTO DI MASSIMA DELLO SCAFO.....	19
2.4.1 <i>Soluzione in calcestruzzo</i>	23
2.4.2 <i>Soluzione in acciaio</i>	26
2.4.3 <i>Soluzione ibrida</i>	28
2.5 PROGETTO DEL SISTEMA MECCANICO DI CONVERSIONE.....	31
2.5.1 GIROSCOPIO	31
GIROSCOPIO CLASSICO.....	31
GIROSCOPIO AD ANELLO.....	32
GIROSCOPIO A CILINDRO.....	32
2.5.2 ANALISI DELLA MODULARITÀ DEL SISTEMA	34
SINGOLO GRUPPO GIROSCOPICO.....	34
SOLUZIONE MODULARE CON QUATTRO GRUPPI.....	35
2.5.3 SISTEMA ELETTRICO	37
2.5.4 MINIMIZZAZIONE DEI CONSUMI DEL SISTEMA GIROSCOPICO	38
MOTORE PER IL VOLANO.....	38
RESISTENZA VISCOSA.....	38
ATTRITO VOLVENTE SUI CUSCINETTI.....	38
OTTIMIZZAZIONE DEI CONSUMI DEI CUSCINETTI.....	41
2.5.5 PROGETTAZIONE STRUTTURALE DEL VOLANO	45
SOLUZIONI COSTRUTTIVE – ANALISI SOLLECITAZIONI CENTRIFUGHE.....	46
SOLUZIONI COSTRUTTIVE – ANALISI DELLE SOLLECITAZIONI GIROSCOPICHE.....	64
3.8 LOGICA DI CONTROLLO DEL SISTEMA.....	69
2.6 CRITICITÀ.....	71
3 CONCLUSIONI.....	72
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	73

Sommario

Le attività svolte nell'ambito dell'accordo di Collaborazione tra ENEA e Politecnico di Torino, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, sono rivolte alla progettazione di un sistema di produzione di energia da moto ondoso in scala reale, per sfruttamento del moto ondoso che si realizza nei mari italiani per la generazione di energia elettrica.

A tale fine le metodologie di modellazione delle caratteristiche del moto ondoso sviluppate da ENEA sono state integrate con le metodologie di modellazione, ottimizzazione e progettazione del sistema di conversione dell'energia del moto ondoso ISWEC (Inertial Sea Wave Energy Converter) sviluppato dal Politecnico di Torino.

Dall'integrazione di queste competenze, che afferiscono a discipline limitrofe, si è ottenuta una metodologia complessiva che raggiunge distinti risultati:

- L'ottimizzazione del sistema di conversione, per adattarlo alle diverse condizioni di moto ondoso, massimizzando le prestazioni di conversione e minimizzando le dissipazioni
- La progettazione dei componenti del sistema.
- L'analisi della produttività sul lungo periodo, ad esempio la produttività annua.

A partire dall'insieme delle descrizioni delle condizioni di mare che si realizzano su base annua in un determinato sito (definite nel dominio delle frequenze) è quindi possibile determinare un dimensionamento di massima iniziale del sistema. Mediante un algoritmo iterativo di ottimizzazione (in cui è inserito il modello dinamico del sistema di produzione di energia) si procede all'ottimizzazione del sistema e dei parametri di regolazione al fine di massimizzare la produttività annua, che pure viene valutata.

Vengono determinate anche le sollecitazioni a cui sono sottoposti tutti i componenti, arrivando così alla fase di progettazione del sistema complessivo.

1 Introduzione

Oggetto dell'Accordo di Collaborazione è la progettazione di un sistema di produzione di energia da moto ondoso ad architettura di conversione giroscopica in scala reale.

Le attività oggetto della presente relazione avvengono a valle di un precedente accordo tra ENEA e Politecnico oggetto del report Rds/2013/173, relativo all'anno 2012.

Quanto svolto nel precedente progetto ha riguardato tematiche di fatto propedeutiche a quelle di seguito descritte, oggetto dell'attuale report. Queste attività sono consistite, in sintesi, nello sviluppo di metodi per la valutazione della produttività del sistema di conversione in funzione della descrizione statistica dello stato di mare nella località individuata (descrizione riassunta nella scattering table).

A tal fine sono stati sviluppati modelli matematici descrittivi del comportamento dinamico, elettromeccanico ed idrodinamico del sistema di produzione di energia allo scopo di poterne stimare la produttività in funzione dello stato di mare.

Tali modelli matematici, a valle della loro validazione sperimentale, costituiscono un valido strumento per il dimensionamento e la conseguente progettazione esecutiva del sistema complessivo in scala reale.

La descrizione numerica del sistema (affrontata durante il precedente accordo), può essere brevemente riassunta come segue:

1.1 I Fase: Caratterizzazione dello stato di mare

La località "tipo" prescelta per lo studio del dispositivo è indicata in Fig. e si trova al centro del canale di Sicilia, a ridosso dell'isola di Pantelleria. La zona di mare prescelta è investita dalle onde formatesi nella parte ovest del Mediterraneo, e presenta quindi un buon contenuto energetico.



Fig. 1 – Luogo scelto per l'installazione

Nelle figure successive sono riportate la rappresentazione grafica delle ricorrenze e della potenza delle onde del mare. Queste informazioni sono discretizzate in funzione di altezza significativa (H) e periodo significativo (T) dell'onda, come si vede in Fig. 2.

La potenza dell'onda è funzione di T ed H ed è stata quindi determinata dalla mappa delle ricorrenze.

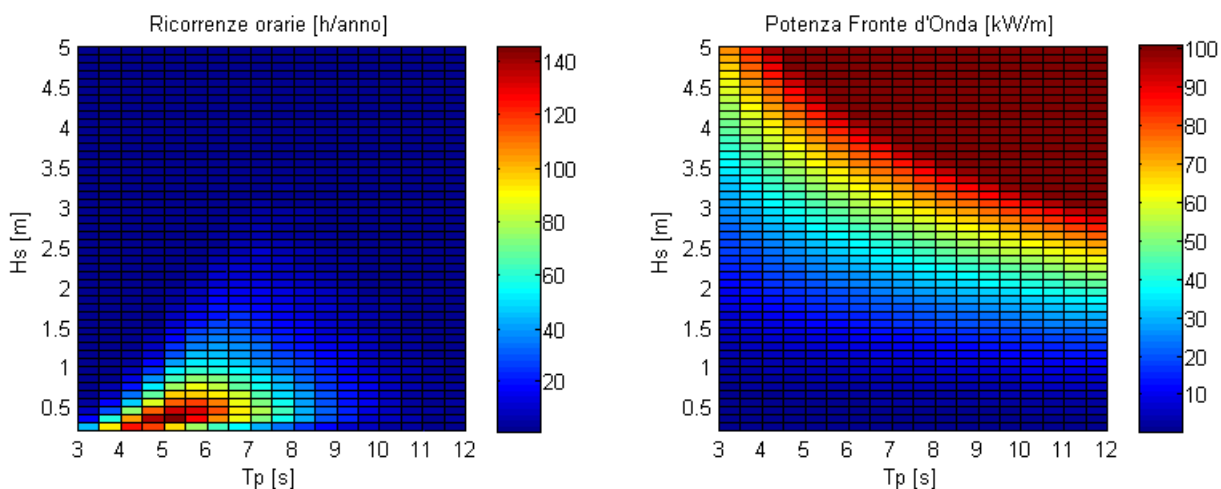


Fig. 2 – Mappature della ricorrenza e della potenza del fronte d’onda

1.2 Il Fase: ISWEC (Inertial Sea Wave Energy Converter) – principio di funzionamento

Il sistema di conversione oggetto delle attività è denominato ISWEC (Inertial Sea Wave Energy Converter) ed il suo principio di funzionamento è basato sull’utilizzo di un sistema giroscopico installato su uno scafo galleggiante e in grado di oscillare su un grado di libertà rispetto allo scafo. Lo schema funzionale del sistema è visibile nella figura seguente:

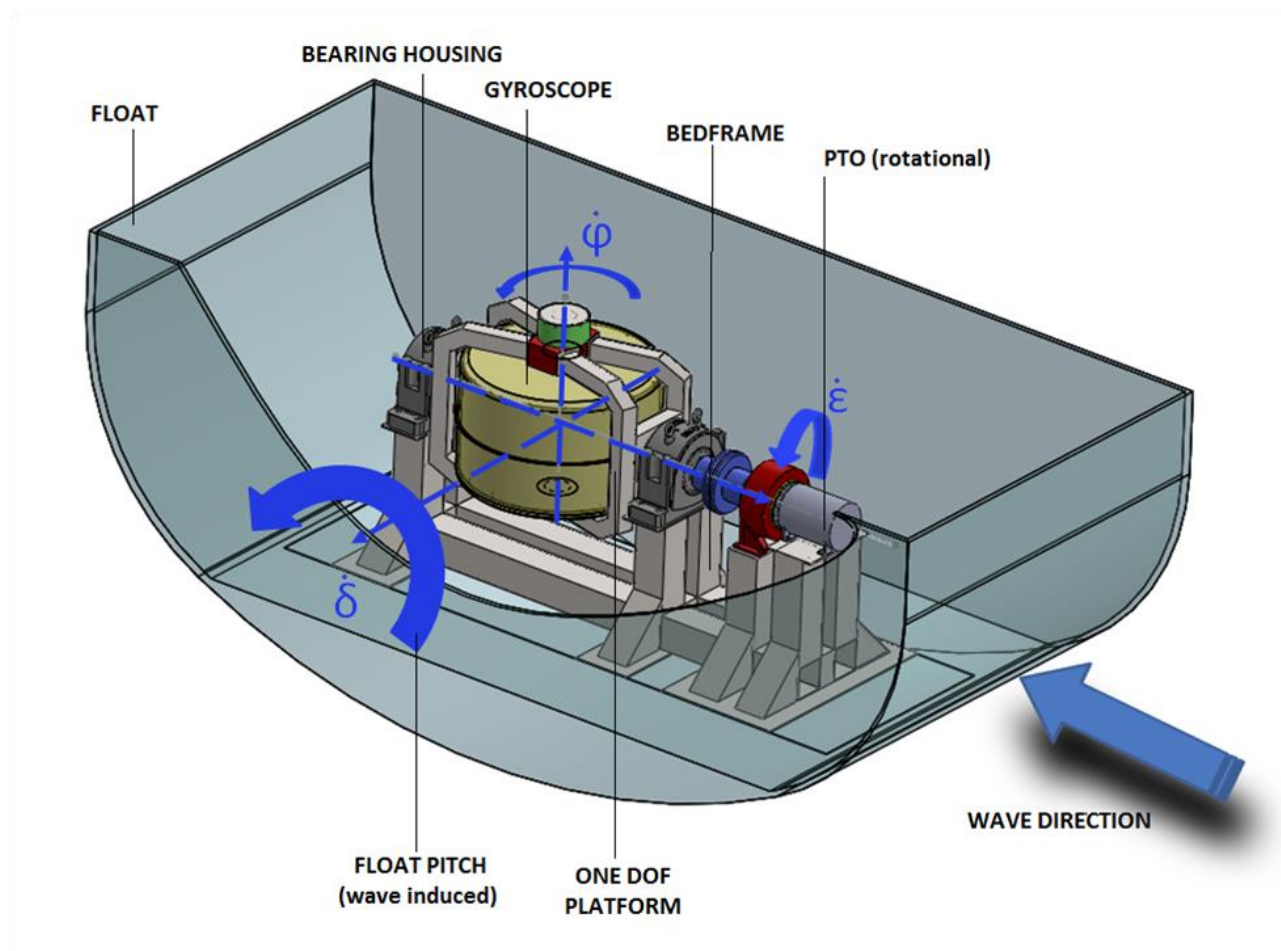


Fig. 3 – Schema dell’ISWEC

Lo scafo è caratterizzato da una forma che garantisce l'auto-allineamento con la direzione di incidenza delle onde. Questa caratteristica funzionale può essere realizzata sia con un'opportuna deriva posteriore avente funzione di timone, in grado di generare un momento raddrizzante sull'asse di imbardata, sia con l'impiego di opportuni sistemi di ormeggio.

Di conseguenza il moto ondoso incidente indurrà sullo scafo un movimento prevalentemente di beccheggio.

All'interno dello scafo viene alloggiato il convertitore giroscopico che quindi sarà soggetto al moto di beccheggio indotto sullo scafo dalle onde incidenti, rappresentato dalla rotazione δ .

Il giroscopio, sospeso sulla piattaforma a singolo grado di libertà, è caratterizzato da una rotazione propria ad elevata velocità (valori tipici sono 500-1000 rpm) rappresentata dall'angolo φ .

Gli effetti giroscopici, provocati dalla rotazione δ dello scafo, ortogonale alla rotazione propria φ del giroscopio, provocano una rotazione ε della piattaforma di sospensione del giroscopio attorno al singolo grado di libertà di cui essa è dotata; in questo modo si ottiene la rotazione ε che viene trasmessa al PTO (generatore elettrico) connesso rigidamente all'asse di rotazione della piattaforma di sospensione del giroscopio.

In questo modo il moto periodico delle onde induce un moto periodico di beccheggio dello scafo, che provoca un moto di rotazione alternata dell'albero del PTO.

1.3 III FASE: Modello matematico

Da quanto illustrato, relativo al principio di funzionamento, appare evidente che la modellazione matematica di ISWEC prevede la simulazione accoppiata di fenomeni elettromeccanici a fenomeni idrodinamici in quanto, durante l'operatività del sistema il flusso di potenza dell'onda viene convertito in moto dello scafo, il cui effetto (combinato con la dinamica del gruppo giroscopico) genera il moto relativo rotore/statore del generatore elettrico e la conseguente generazione del flusso di potenza elettrica uscente. Le azioni meccaniche prodotte dal gruppo giroscopico influenzano però a loro volta la dinamica dello scafo il quale risulta quindi soggetto sia alle azioni dell'onda del mare che alle azioni del gruppo meccanico di conversione dell'energia installato a bordo.

Per questo motivo la modellazione matematica riguarda due "macro sistemi" e precisamente quello elettromeccanico e quello idrodinamico.

1.3.1 Modello idrodinamico lineare

L'idrodinamica di uno scafo galleggiante è un fenomeno non lineare. E' possibile semplificare il comportamento idrodinamico di uno scafo linearizzandolo, tramite un integrale di convoluzione operando nel dominio del tempo oppure tramite la seguente equazione differenziale:

$$(M + A(\omega))\ddot{X} + B(\omega)\dot{X} + KX = F_E + F_L$$

Dove M è la matrice di massa del dispositivo, A è la matrice di massa aggiunta che tiene in conto della massa d'acqua trascinata dallo scafo nel suo movimento, B è la matrice di smorzamento, che tiene conto delle azioni dissipative dovute all'onda radiata, K è la matrice di rigidità idrostatica.

Le matrici A e B non sono costanti ma funzioni della pulsazione ω dell'onda in ingresso. Il vettore X contiene i sei gradi di libertà dello scafo: avanzamento, deriva, affondamento, rollio, beccheggio ed imbardata.

Lo scafo è soggetto a due forzanti, F_E che rappresenta le forze esercitate dalle onde sullo scafo e F_L che rappresenta le reazioni che il sistema giroscopico applica allo scafo. Entrambe le forzanti sono funzione della pulsazione ω dell'onda che investe lo scafo stesso.

$$F_E = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \end{Bmatrix} \cdot H \cdot \sin(\omega t) \quad F_L = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \left(J\dot{\phi}j\omega - \frac{J^2\dot{\phi}j\omega^3}{k - J\omega^2 + cj\omega} \right) X(5) \\ \frac{(J\dot{\phi}\omega)^2}{k - J\omega^2 + cj\omega} X(5) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

I coefficienti $f_1 \div f_6$ sono i coefficienti di Froude Krilov, anch'essi funzione della pulsazione ω dell'onda.

1.3.2 Modello del giroscopio lineare

Il comportamento del giroscopio è descrivibile dall'equazione differenziale non lineare:

$$I\ddot{\varepsilon} - J\dot{\phi}\dot{\delta} \cdot \cos \varepsilon + (I - J)\dot{\delta}^2 \sin \varepsilon \cos \varepsilon = T_\varepsilon$$

Dove T_ε rappresenta la coppia scambiata tra gruppo giroscopico e generatore elettrico, il cui controllo prevede la seguente legge:

$$T_\varepsilon = k\varepsilon + c\dot{\varepsilon}$$

I parametri del sistema su cui è possibile intervenire per la regolazione sono:

1. c Smorzamento torsionale imposto all'albero del generatore
2. k Rigidezza torsionale imposta all'albero del generatore
3. $\dot{\phi}$ Velocità di rotazione del giroscopio

Tale equazione può essere linearizzata considerando piccole oscillazioni attorno all'asse ε e la potenza ottenibile dal sistema è scrivibile nella seguente forma:

$$P_d = \frac{c}{2} \omega^2 \varepsilon_0^2 = \frac{c}{2} \cdot \frac{(J \cdot \omega^2 \cdot \dot{\phi} \cdot X(5))^2}{(k - J \cdot \omega^2)^2 + c^2 \cdot \omega^2}$$

L'output principale del sistema è rappresentato da questa potenza, che viene massimizzata dalla logica di controllo.

La condizione ottimale di funzionamento si raggiunge nella condizione di risonanza, in corrispondenza della quale la potenza estraibile risulta essere:

$$P = \frac{1}{2} J \dot{\phi} \omega^2 \delta_0 \varepsilon_0$$

Dove con δ_0 si è indicato l'ampiezza dell'oscillazione a beccheggio.

Il modello matematico sopra illustrato è stato implementato in ambiente Matlab – Simulink.

Mediante il suo utilizzo è possibile simulare il comportamento del sistema, l'effetto dei parametri di regolazione e stimare l'energia prodotta al variare dei parametri del moto ondoso.

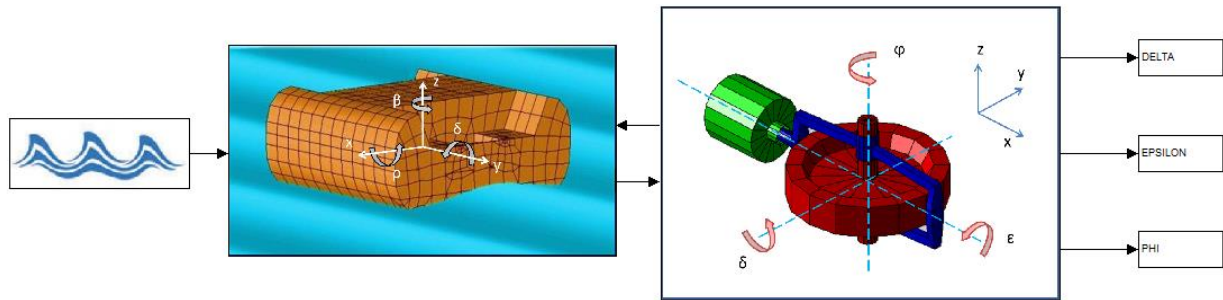


Fig. 4 – modello simulink

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Il dispositivo di produzione dell'energia necessita per il suo funzionamento di elevate rotazioni di beccheggio dello scafo all'arrivo dell'onda e di elevate rotazione ε del gruppo giroscopico lungo il singolo grado di libertà di cui è dotato. Questi moti influenzano direttamente la potenza estraibile dal moto ondoso e la potenza generata dal sistema.

Risulta quindi cruciale l'analisi della relazione tra la risposta del sistema e lo stato del moto ondoso incidente sullo scafo

Tale risposta è legata a due parametri principali:

- la dimensione longitudinale dello scafo rapportata alla lunghezza d'onda
- la frequenza propria di oscillazione del sistema scafo+dispositivo di conversione rapportata alla frequenza dell'onda incidente sullo scafo.

La potenza in ingresso al sistema per un assegnato stato di moto ondoso (potenza disponibile quindi alla trasformazione) è invece direttamente proporzionale alla dimensione trasversale dello scafo lungo il fronte d'onda.

Da queste considerazioni si evince come, a valle dell'analisi del moto ondoso prevalente presso il sito di installazione e della taglia di potenza scelta, sia possibile procedere alla determinazione delle principali specifiche relative al sistema galleggiante e dei parametri dimensionali del sistema giroscopico.

Tale attività è stata svolta utilizzando i modelli matematici sopra illustrati, sviluppati durante il precedente anno di attività.

Al termine di questa fase sarà quindi possibile procedere alla progettazione esecutiva del prototipo e di tutti i componenti accessori. Durante tale attività, particolare attenzione verrà dedicata alla riduzione dei consumi del sistema giroscopico: la dissipazione del volano rotante è funzione fondamentale di due parametri: la sua distribuzione di massa e la sua velocità di rotazione. Essendo la potenza estraibile funzione del momento angolare $J\dot{\varphi}$ sarà necessario individuare i valori ottimali dei suddetti parametri e, di conseguenza, determinare tipologia di cuscinetti e grado di vuoto da realizzare nel sistema di contenimento del giroscopio al fine di minimizzare la potenza dissipata. Verranno inoltre progettati e realizzati i sistemi di vincolo al fondale e le modalità di varo.

In particolare le attività riguarderanno:

1. Definizione del punto di progetto in funzione delle caratteristiche del moto ondoso del sito di installazione. Si farà riferimento a Pantelleria, isola caratterizzata da moto ondoso con buon contenuto energetico e con difficoltà di approvvigionamento energetico.
2. Adattabilità del sistema di conversione dell'energia a diverse lunghezze d'onda. Tramite un'opportuna logica di controllo del generatore elettrico e della velocità angolare del giroscopio è possibile adattare la frequenza per cui si massimizza la risposta del sistema in modo da "sintonizzare" il sistema sull'onda in ingresso.
3. Minimizzazione dei consumi del sistema giroscopico. L'utilizzo di un'architettura giroscopica particolare con cuscinetti a basso attrito e tecnologia del vuoto unita a una corretta logica di gestione della velocità angolare permette di minimizzare i consumi energetici
4. Sviluppo di logiche di controllo idonee all'applicazione. Le logiche devono essere adattabili con logica wave by wave in modo da massimizzare la potenza prodotta

2.1 Determinazione del punto di progetto

Dall'integrazione delle mappature di Fig. si ricava la scattering table della densità di energia annua, riportata in Fig. 5. Chiaramente la massima energia annua si trova in un punto intermedio tra il punto di massima ricorrenza e il punto di massima potenza.

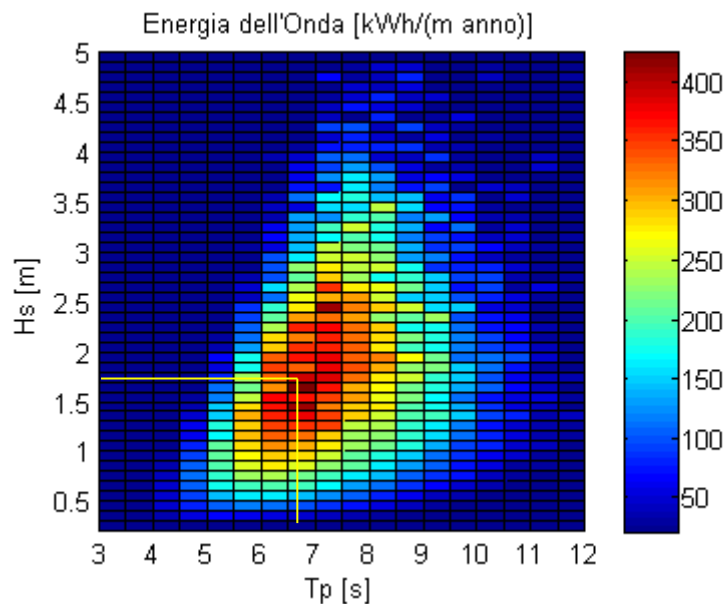


Fig. 5 –Distribuzione dell’energia del moto ondoso su base annua, ottenuta dalle misurazioni dell’ondametro installato a Pantelleria e identificazione del punto di progetto

Considerando la scattering table di Pantelleria, riportata in Fig. , si può considerare come “punto di progetto” quello avente periodo caratteristico $T=6.7s$ e altezza caratteristica $H=1.6m$ a cui corrisponde ad una densità di potenza pari a circa $17kW/m$.

Il punto di progetto così individuato rappresenta una condizione d’onda regolare di riferimento in corrispondenza della quale il sistema deve essere in grado di produrre la potenza nominale.

In base a questa condizione d’onda è quindi possibile procedere ad una prima ipotesi di determinazione dei parametri caratteristici del sistema, dimensioni longitudinale e trasversale e frequenza naturale di oscillazione a beccheggio, per ottenere un primo dimensionamento del sistema da mettere a punto con successive analisi.

Ovviamente ciò non significa che questa sia la sola condizione operativa del sistema.

2.2 Dimensionamento preliminare

Il dimensionamento preliminare parte da considerazioni sul funzionamento del sistema e sullo stato di mare di destinazione per ricavare dei valori di partenza dei parametri di funzionamento del sistema e i vincoli fisici da scegliere.

Utilizzando i risultati descritti nelle sezioni precedenti si definiscono le dimensioni di massima dello scafo con le quali iniziare le analisi parametriche del sistema.

2.2.1 Larghezza dello scafo

Per stimare la larghezza dello scafo occorre ipotizzare un rendimento di conversione. Dall'esperienza acquisita con il prototipo in scala 1:8 risulta verosimile considerare un RCW (Relative Capture Width) pari a 0.5 ed un rendimento di conversione pari a 0.7 ottenendo un'efficienza totale di 0.35.

Data una potenza nominale del dispositivo pari a 60kW la potenza necessaria per l'onda incidente risulta pari a 170kW. Poiché nel punto di progetto la densità di potenza dell'onda è pari a 17kW/m lo scafo risulta largo circa 10m.

2.2.2 Lunghezza dello scafo

In base all'esperienza acquisita con lo sviluppo del prototipo in scala 1:8 risulta come la lunghezza ottimale dello scafo sia circa 1/3 della lunghezza d'onda.

La relazione tra lunghezza d'onda e periodo, rimanendo nell'ipotesi di acque profonde, può essere approssimata con la legge:

$$L \cong 1.5 T^2$$

Con periodo $T=6.7s$ la lunghezza d'onda è pari a 67m, a cui corrisponde una lunghezza dello scafo pari a circa 22m.

E' però necessario considerare due nuovi fattori:

1. l'estensione dell'intervallo di periodi d'onda in cui si desidera fare operare il sistema. Con riferimento alla Fig. 5, considerando condizioni di moto ondoso con un contenuto energetico superiore a 150kWh/anno (zona azzurra), il periodo d'onda varia da 5s a 10s, a cui corrispondono lunghezze d'onda da 37m a 150 m .
2. Come si modifica la risposta del sistema al variare del periodo dell'onda incidente. Lo scafo raggiunge le massime prestazioni dinamiche nel punto in cui è massimo il RAO relativo al grado di libertà di beccheggio. Modificando la velocità del giroscopio è possibile ottimizzare il funzionamento del sistema per diversi periodi dell'onda. Incrementando la velocità angolare del giroscopio in particolare si ottiene un massimo della potenza prodotta in corrispondenza di un periodo superiore rispetto al periodo corrispondente al massimo del RAO del solo scafo. Inoltre, dall'esperienza acquisita con il prototipo in scala 1:8, risulta come la riduzione di potenza (rispetto al valore massimo) sia meno marcata per periodi d'onda maggiori del periodo corrispondente alla massima potenza rispetto a quanto avviene per periodi d'onda minori, come si vede in fig. 6.

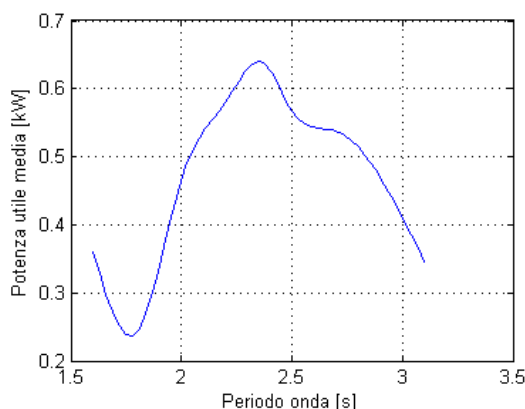


Fig. 6 – Andamento della potenza ottimizzata per lo scafo 1:8

Inoltre, per motivi economici (dimensioni di scafo e giroscopio), non è vantaggioso operare con onde troppo lunghe

Queste osservazioni indicano come per la prima determinazione della lunghezza dello scafo sia conveniente considerare una riduzione del 15% ÷ 20% del periodo d’onda rispetto al punto di progetto, ottenendo una lunghezza dello scafo inferiore alla lunghezza che si otterrebbe in base al periodo dell’onda di progetto.

Con una lunghezza di 15m, corrispondente a 1/3 della lunghezza dell’onda da 5.5s si riesce a contenere il costo dello scafo e ottenere buone prestazioni in un ampio intervallo di periodi d’onda e di tempo nell’anno. A discapito di una parte della potenza teoricamente estraibile si otterrà una maggior mole di dati di funzionamento in quanto il sistema lavorerà per più tempo. Infatti, come si può notare in Fig. 2, attorno ai 5s di periodo si trova la maggior parte delle ricorrenze.

Inoltre occorre sottolineare che all’interno della scattering table esiste un campo di lavoro definito da alcuni limiti e a tal proposito in Fig. 7 sono state riportate una serie di curve limite.

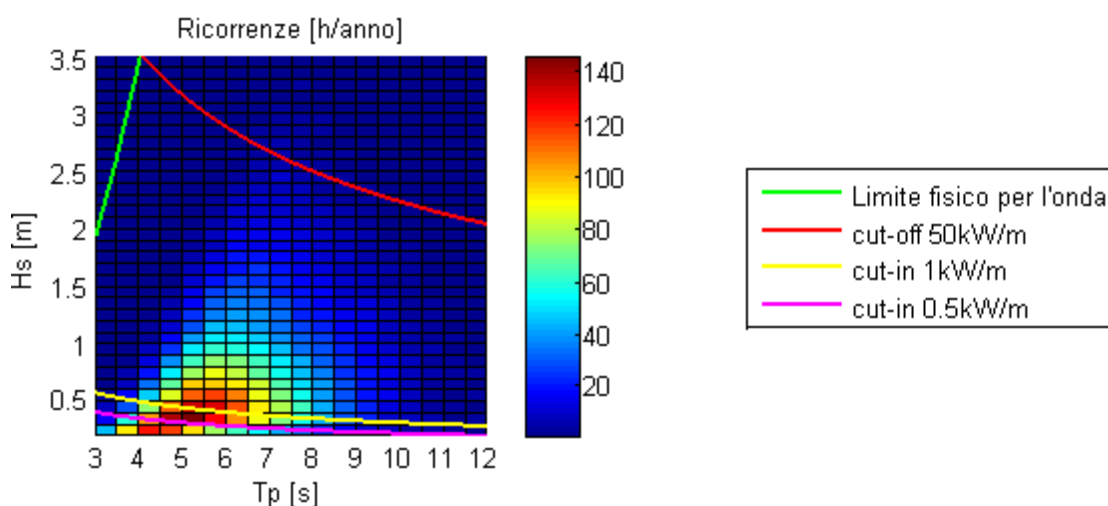


Fig. 7 – Scattering delle ricorrenze con i limiti

La curva verde rappresenta il limite di rottura della cresta dell’onda, che per acque profonde si presenta quando:

$$H > \frac{L}{7}$$

La curva rossa rappresenta un limite di sicurezza per cui il dispositivo entra in modalità di emergenza in quanto la potenza dell'onda in ingresso è molto superiore alla potenza nominale.

La linea gialla indica un limite al di sotto del quale la potenza in ingresso è troppo bassa, al di sotto della quale non è conveniente mantenere il sistema in funzione.

2.2.3 Altezza dello scafo

Per quanto riguarda l'altezza dello scafo, dato il vincolo delle dimensioni e della collocazione del giroscopio, come valore di primo tentativo si sceglie 5m.

Questa altezza consentirà anche l'eventuale collocazione di zavorre da utilizzarsi per modificare la frequenza naturale di beccheggio dello scafo e quindi il corrispondente periodo di massima risposta del sistema.

Bisogna tener presente che lo scafo non deve affondare eccessivamente, altrimenti si rischia che in presenza di onde alte, queste riescano a superare lo scafo.

2.2.4 Determinazione del momento angolare del giroscopio

Il calcolo del valore iniziale del momento angolare $J\dot{\varphi}$ viene fatto utilizzando un'equazione semplificata che esprime la potenza estraibile dal sistema linearizzato, introdotta nelle sezioni precedenti. Quest'equazione fornisce un'approssimazione del valore del momento angolare del giroscopio per generare la potenza voluta, supponendo però di conoscere alcune grandezze in gioco, come gli angoli di oscillazione dello scafo e del gruppo giroscopico. A partire dal valore così ottenuto una serie di analisi parametriche consentirà di apportare eventuali correzioni.

$$P = \frac{1}{2} J \dot{\varphi} \omega^2 \delta_0 \varepsilon_0$$

Dove i simboli indicano:

- P: potenza teoricamente estraibile
- J: momento di inerzia del giroscopio
- $\dot{\varphi}$: velocità angolare del giroscopio
- ω : pulsazione dell'onda, pari a $2\pi/T$ con T periodo caratteristico dell'onda
- δ_0 : ampiezza dell'oscillazione di beccheggio dello scafo
- ε_0 : ampiezza di oscillazione del gruppo giroscopico

Considerando quanto detto, occorre valutare i parametri in gioco per determinare il valore del momento angolare $J\dot{\varphi}$.

In base all'esperienza acquisita con il prototipo in scala 1:8 si decide di incrementare del 60% la potenza nominale del dispositivo, per determinare il valore di primo tentativo del momento angolare, al fine di evitare il sottodimensionamento del giroscopio (come si è verificato come nel caso del prototipo in scala 1:8). La potenza nominale è di 60kW, che viene maggiorata a 95kW.

La pulsazione corrispondente a un periodo dell'onda di 6,7s è pari a 0,94rad/s.

In base all'esperienza precedente valori di primo tentativo dei parametri restanti sono:

Ampiezza di beccheggio δ_0 pari a 4°.

Ampiezza di oscillazione ε_0 pari a 60°.

Il valore di primo tentativo del momento angolare è dato dalla seguente equazione:

$$J\dot{\varphi} = \frac{2P}{\omega^2 \delta_0 \varepsilon_0}$$

Si ottiene così un momento angolare pari a 3 kg m² /s.

2.2.5 Ripartizione tra momento d'inerzia e velocità angolare

Determinato il valore del momento angolare, occorre scegliere come ripartirlo tra momento d'inerzia e velocità angolare per ottenere un giroscopio di dimensioni non eccessive e allo stesso tempo non troppo sollecitato dalle azioni centrifughe mirando comunque a una riduzione delle dissipazioni.

Per un anello rotante la tensione massima può essere calcolata cautelativamente come:

$$\sigma_0 = \rho \dot{\phi}^2 R_e^2$$

Massa e momento d'inerzia si ricavano da:

$$m = \rho \pi h (R_e^2 - R_i^2)$$

$$J = \frac{1}{2} m (R_e^2 + R_i^2)$$

Per quanto riguarda le perdite, il contributo prevalente è dovuto ai cuscinetti, ai quali si aggiungono le perdite aerodinamiche.

2.2.6 Dissipazioni per attrito sui cuscinetti

dalle formule fornite dai costruttori di cuscinetti, è possibile stimare il momento d'attrito conoscendo il carico agente sul cuscinetto mediante le formule seguenti:

$$M_a = 0.5 \mu F d$$

Dove

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

E per il tipo di cuscinetti che verranno impiegati si può utilizzare

$$X=0.56; Y=2; \mu=0.002$$

2.2.7 Dissipazioni per attrito viscoso

Per il calcolo delle forze resistenti sul volano in moto a causa dell'attrito aerodinamico è stato utilizzato un modello approssimativo, per dare un'idea della potenza dissipata, che andrà poi verificata con calcoli più accurati una volta definita la geometria finale. Considerando il volano come un disco sottile rotante a velocità $\dot{\phi}$ e con diametro esterno D il momento generato dall'attrito aerodinamico è pari a:

$$M_a = \rho \cdot \dot{\phi}^2 \cdot R^5 \cdot C_m$$

dove ρ è la densità dell'aria, R è il raggio del volano e C_m un coefficiente il cui valore dipende dal numero di Reynolds e dallo stato di moto del fluido secondo le relazioni:

$$\text{moto laminare: } C_m = 3,87 \cdot [Re]^{(-1/2)}$$

$$\text{moto turbolento: } C_m = 0,146 \cdot [Re]^{(-1/5)}$$

Poiché il volano si trova a ruotare ad una pressione massima pari a quella atmosferica la densità dell'aria è calcolabile con la relazione dei gas perfetti, note appunto la pressione e la temperatura all'interno della campana di contenimento del giroscopio. Il numero di Reynolds viene calcolato come:

$$Re = (\rho \cdot R \cdot \dot{\phi}) / \mu$$

dove $\dot{\phi}$ è la velocità di rotazione del volano, R è la dimensione caratteristica del volano, ossia il suo raggio e μ è la viscosità dinamica del fluido nella campana.

2.2.8 Dimensionamento di coppia e velocità massima del PTO

Il PTO (Power Take Off) è il dispositivo di conversione dell'energia meccanica. Nel caso in studio si utilizza un generatore elettrico multipolare a magneti permanenti.

Un parametro fondamentale per l'ottimizzazione dell'estrazione di potenza è la coppia massima del PTO. Il valore massimo di coppia consente di sfruttare al massimo l'energia in ingresso, ma d'altra parte fa lievitare i costi della macchina elettrica, quindi bisogna scegliere un valor iniziale di coppia di saturazione che poi andrà raffinato sulla base dei risultati di produttività annua.

Chiaramente la potenza che è stata stimata necessita di una coppia e di una velocità sull'asse del PTO. La velocità è strettamente legata al periodo dell'onda incidente, quindi il parametro libero è la coppia.

Volendo stimare una coppia media all'asse del PTO bisogna considerare l'ampiezza di oscillazione dell'asse, l'intervallo di periodi in cui si ha la gran parte dell'energia sulla scattering table e la potenza media da generare.

$$\begin{aligned}\varepsilon_{max} &= 90^\circ \\ T &= 4,5s - 10s \\ P_{med} &= 60kW\end{aligned}$$

calcolando la velocità media come rapporto tra le prime due:

$$\dot{\varepsilon}_{med} = \varepsilon_{max}/T = 0.23 \text{ rad/s}$$

a questo punto la coppia avrà valori attorno a:

$$T_{med} = \frac{P_{med}}{\dot{\varepsilon}_{med}} = 260 \text{ kNm}$$

2.2.9 Risultati

A partire dalla prima stima del momento angolare del volano e delle dimensioni dello scafo è stata svolta una prima serie di simulazioni per diversi stati di mare, ricercando i parametri di funzionamento ottimali in grado di massimizzare la potenza generata.

L'ottimizzazione della $\dot{\phi}$ al variare dello stato di mare porta il giroscopio a ruotare per la maggior parte del tempo al 30% del momento angolare ottenuto dalle considerazioni precedenti. Per questo motivo e, in vista di una riduzione dei costi, si sceglie di ridurre il momento angolare di primo tentativo arrivando al valore finale:

$$J\dot{\phi} = 1.5 \frac{kg \ m^2}{s}$$

Pertanto, per ottenere il momento d'inerzia voluto, si possono assumere le seguenti grandezze per il giroscopio:

- $R_e = 1,5 \text{ m}$ raggio esterno
- $R_i = 1,125 \text{ m}$ raggio interno
- $h = 1,5 \text{ m}$ altezza
- $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ densità del materiale
- $\dot{\phi} = 750 \text{ rpm}$ velocità angolare

Da cui si ottiene

- $\sigma = 108 \text{ MPa}$
- $m = 36,2 \text{ t}$

2.3 Valutazione delle prestazioni – sistema linearizzato

Definito così il sistema ISWEC (tramite le equazioni del moto dei suoi componenti), assegnati i parametri di controllo (c, k, ϕ) ed i vincoli dei componenti fisici (coppia, velocità, carichi), e assegnati i parametri caratteristici del moto ondoso è stato possibile procedere al calcolo della produttività del convertitore ISWEC.

2.3.1 Modello di calcolo della produttività

Assegnata la condizione ondosa in ingresso il modello determina l'azione dell'onda sullo scafo. Tale azione è quella che trasferisce energia dal mare al sistema. Il modello tiene conto della dinamica dello scafo e valuta le azioni trasmesse dallo scafo al giroscopio. Il blocco relativo alla dinamica del giroscopio riceve le azioni dallo scafo, la coppia T_ε imposta al generatore, stima la potenza meccanica trasferita al generatore e la reazione T_δ indotta sullo scafo. Tali coppie sono importanti perché se eccessive possono ridurre eccessivamente l'ampiezza del moto di beccheggio dello scafo, riducendo così l'assorbimento di potenza. La potenza trasmessa al generatore viene convertita in potenza elettrica, il principale output del modello. Viene altresì controllato il rispetto dei limiti fisici imposti al sistema.

Le prestazioni vengono valutate sulla base della mappa annua delle ricorrenze secondo lo schema riportato in Fig. 8:

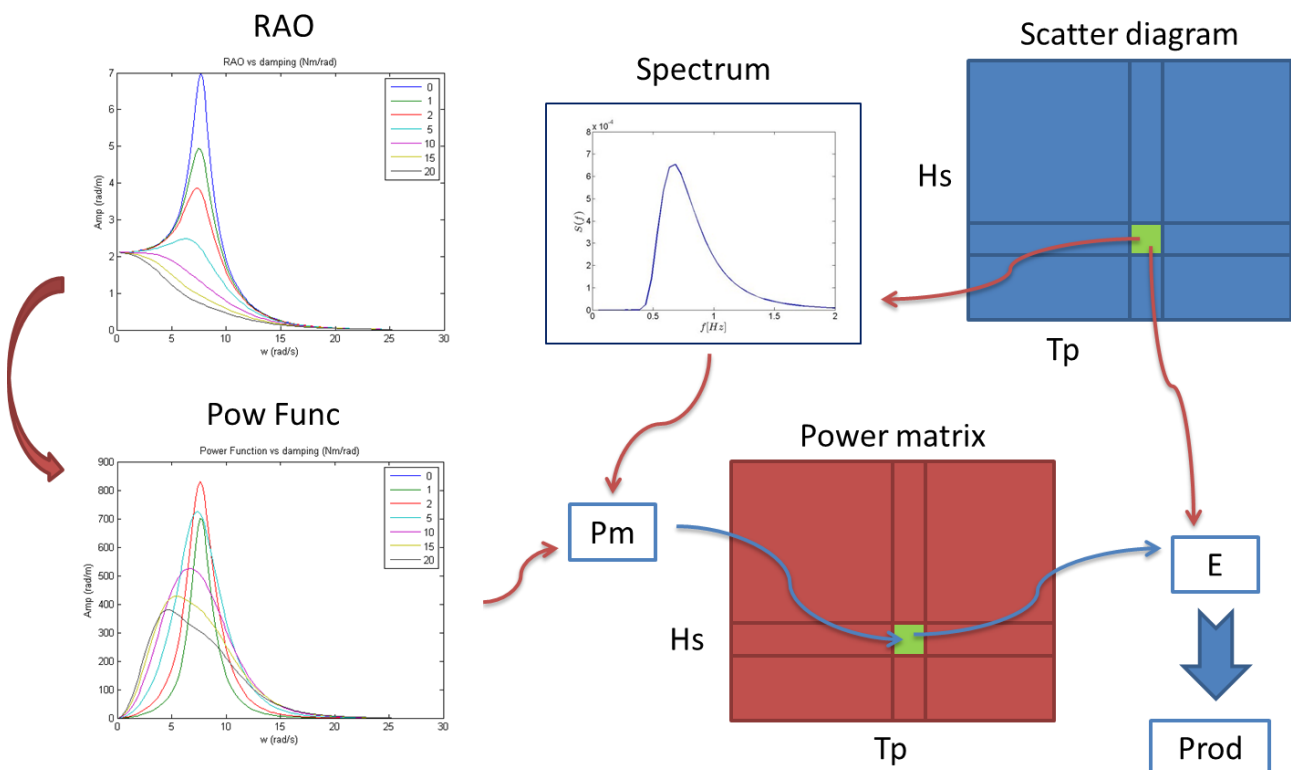


Fig. 8 – Schema concettuale del modello e dei limiti usati nella linearizzazione

Noti gli stati di mare (scatter diagram) e il tipo di spettro caratteristico del punto di installazione del dispositivo, è possibile ricavare, per ogni stato di mare, uno spettro rappresentativo di quello stesso stato di mare. Noto inoltre il comportamento dinamico del sistema alle varie frequenze (RAO) è possibile calcolare la funzione di potenza, dipendente dai parametri di controllo del sistema (c, k, ϕ). Si noti che l'ottimizzazione della potenza agisce su questo elemento della catena. Mediante questa funzione di potenza, che esprime la capacità del sistema nell'estrarre energia alle varie frequenze d'onda, è possibile ricavare la potenza estraibile in ogni stato di mare. Avendo a disposizione la percentuale annua di

ricorrenza di ogni stato di mare risulta facile determinare quanta energia il sistema è in grado di generare e quindi ottenere la produttività annua.

2.3.2 Ottimizzazione della produttività

Il procedimento di ottimizzazione in ogni cella della matrice delle ricorrenze è iterativo ed inizia assegnando una configurazione iniziale dei parametri di controllo $(c, k, \dot{\varphi})$, con cui si può valutare il moto del gruppo giroscopico $\varepsilon; \dot{\varepsilon}$ e il moto di beccheggio dello scafo $\delta; \dot{\delta}$, determinando così la potenza prodotta dal sistema.

A questo punto è possibile procedere con la verifica dei limiti.

Nel caso i limiti non siano soddisfatti, si variano i parametri di controllo per rientrare nei limiti.

Nel caso siano soddisfatti si cerca un massimo di potenza restando all'interno dei limiti e, una volta trovato, l'algoritmo termina fornendo in uscita la potenza prodotta e la configurazione dei parametri di controllo $(c, k, \dot{\varphi})$ necessari ad ottenere tale potenza.

Gli input da fornire al metodo sono:

1. Parametri descrittivi dell'onda in ingresso
2. Parametri meccanici del sistema giroscopico
3. Parametri idrodinamici dello scafo

I limiti che devono essere rispettati sono:

1. Limiti di sollecitazione dei componenti meccanici ed elettrici
 - a) Max. potenza elettrica
 - b) Max. coppia meccanica
 - c) Max. velocità angolare giroscopio
 - d) Max. carico sui cuscinetti di supporto del volano
2. Limiti di validità del modello
 - a) Max. angolo di beccheggio δ dello scafo
 - b) Max. angolo di precessione ε del giroscopio
3. Limiti di variazione dei parametri di controllo
 - a) c_{min}, c_{max}
 - b) k_{min}, k_{max}
 - c) $\dot{\varphi}_{min}, \dot{\varphi}_{max}$

Con i metodi precedentemente descritti è possibile procedere al calcolo della produttività del convertitore ISWEC e alla sua massimizzazione per ogni condizione di moto ondoso.

Per ogni elemento della scattering table il modello valuta la condizione ondosa in ingresso al sistema ISWEC, procede con l'ottimizzazione dei parametri di controllo $(c, k, \dot{\varphi})$ e valuta la potenza erogata.

Nota la ricorrenza di ciascuna condizione di moto ondoso è così possibile calcolare l'energia in tali condizioni. Sommando i contributi relativi alle varie condizioni si ottiene così l'energia globalmente prodotta su base annua.

Seguendo questo processo di ottimizzazione è possibile esaminare varie soluzioni di scafo e confrontarle, valutare il valore ottimale del momento angolare per il volano e valutare la taglia del generatore elettrico. Inoltre lo stesso schema di ottimizzazione viene utilizzato per minimizzare i consumi dei cuscinetti e massimizzare il rendimento del sistema.

2.4 Progetto di massima dello scafo

Dall'analisi della scattering table descritta al punto 3.1 è stato scelto di dimensionare il sistema per un'onda caratterizzata da un periodo pari a 6.7 s e altezza pari a 1.6 m. Di seguito sono descritte le diverse tipologie di scafo che sono state valutate per il dimensionamento di massima.

Sono stati valutati scafi di diverse forme, dimensioni e distribuzione di massa per valutare gli effetti dei vari parametri sulle prestazioni del sistema.

La prima ipotesi di forma è caratterizzata da una culla centrale atta ad ospitare il sistema giroscopico e quattro galleggianti laterali.

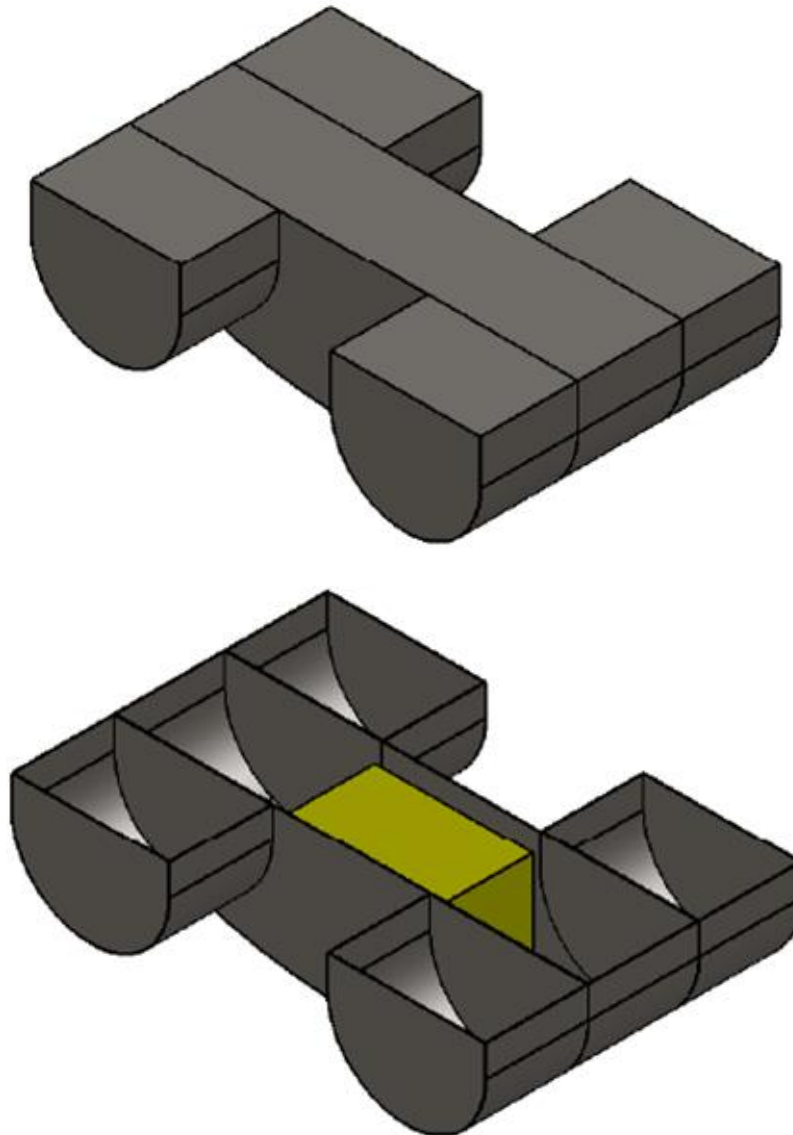


Fig.9 – geometria dello scafo: ipotesi preliminare

La seconda ipotesi di forma è costituita da un'unica culla, contenente il sistema giroscopico, come riportata in figura 10.

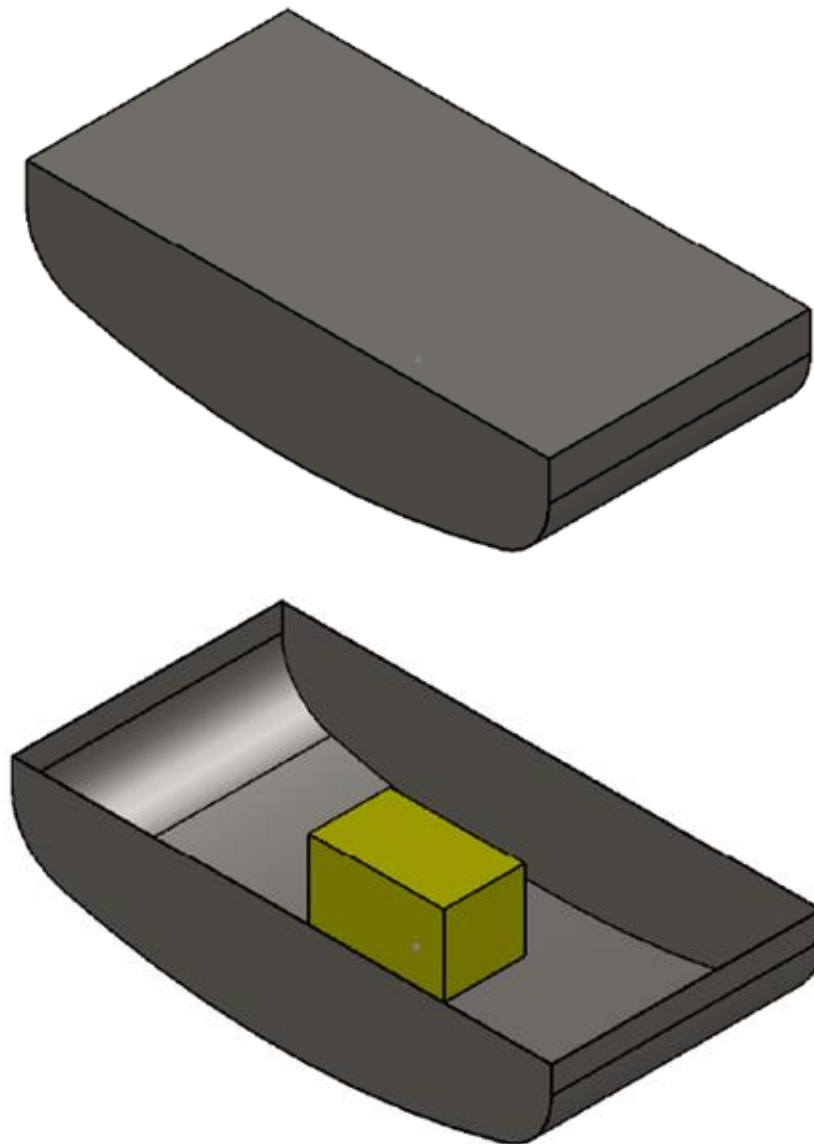


Fig. 10– geometria dello scafo: ipotesi di culla unica

Le due forme sopra citate e le relative varianti sono accomunate da una simmetria sia in senso trasversale sia in senso longitudinale dello scafo. Per studiare gli effetti di quest'ultima caratteristica sono stati analizzati 3 scafi asimmetrici, schematizzati in figura 11.

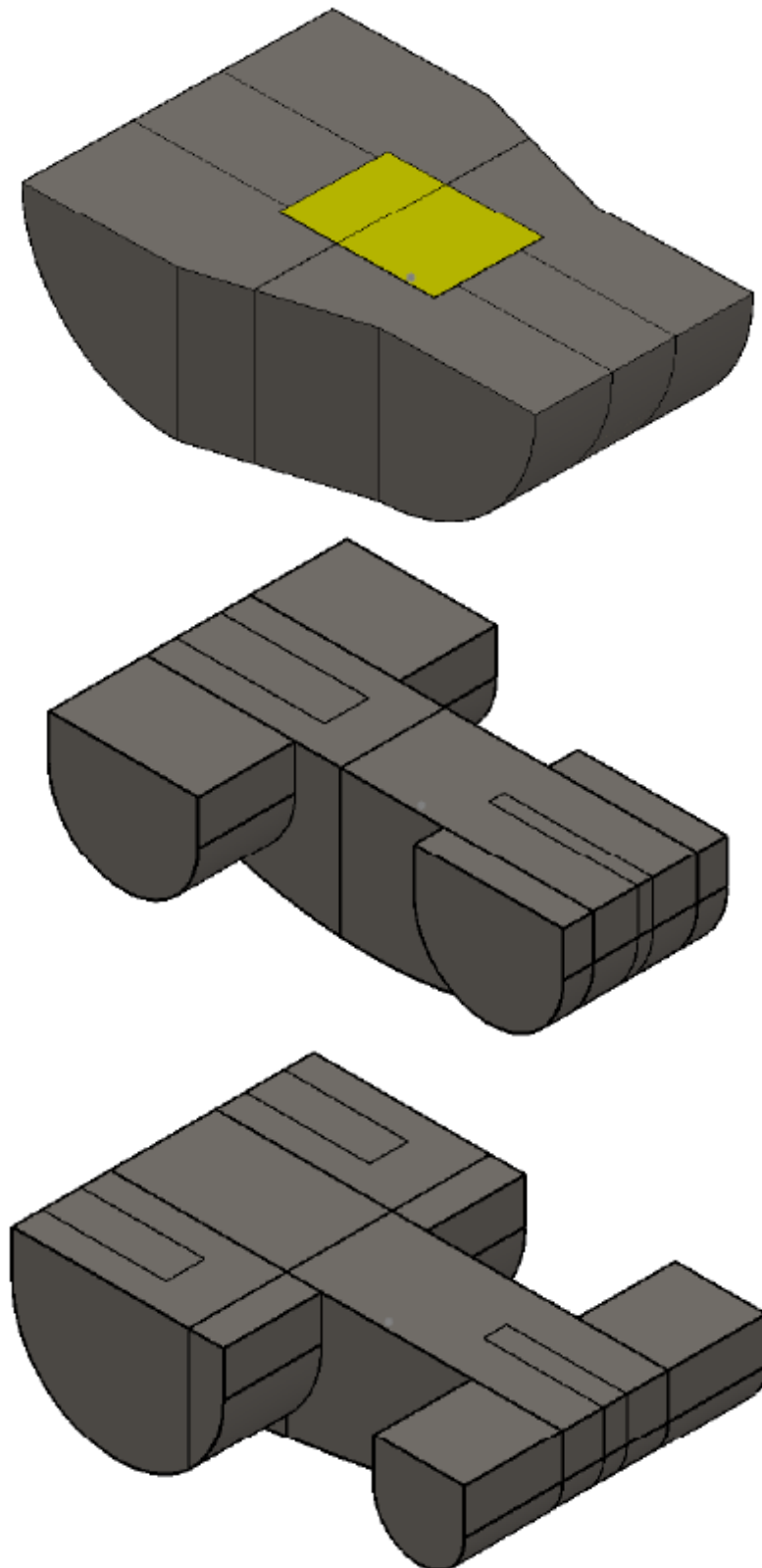


Fig. 11 – geometria dello scafo: ipotesi di scafi senza simmetria longitudinale

Queste soluzioni prive di simmetria longitudinale non hanno offerto alcun miglioramento nelle prestazioni e quindi sono state abbandonate.

Oltre che dalla forma, il comportamento di uno scafo è influenzato dalle sue dimensioni e dalla distribuzione delle masse al suo interno. L'effetto di queste caratteristiche può essere studiato

considerando una serie di scafi geometricamente simili alla carena madre, cioè caratterizzati tutti dalla stessa forma ma aventi dimensioni e masse differenti.

Sono state analizzate diverse configurazioni di scafo variando soltanto le dimensioni e le masse, al fine di individuare con quale di queste combinazioni si ottiene una frequenza naturale di beccheggio prossima a quella di interesse.

Altro parametro di interesse è il contenimento dei costi di realizzazione, quindi si sono previste tre possibili alternative:

1) Scafo in acciaio con lamiere di spessore 15mm e pesi aggiuntivi in CLS o materiale di riempimento. Tale soluzione è facilmente realizzabile con le normali attrezzature presenti nella maggior parte dei cantieri navali.

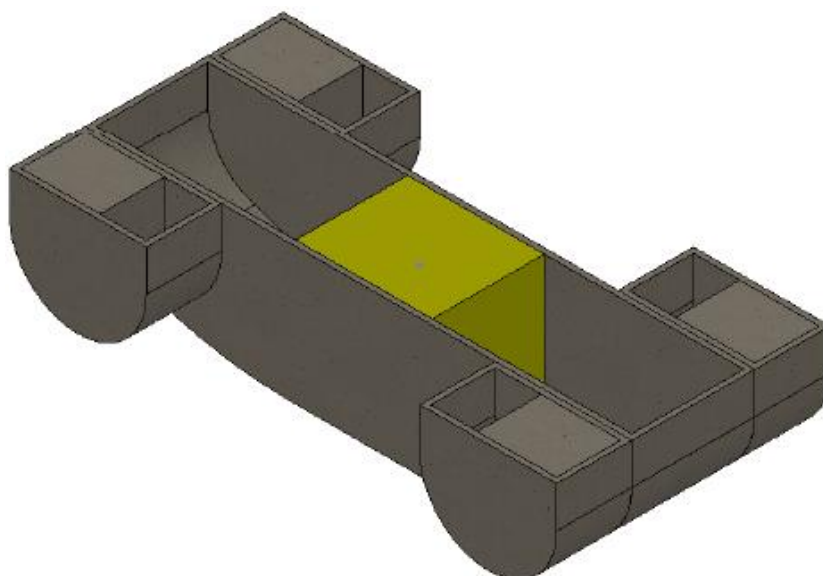


Fig. 12 – scafo in acciaio

2) Scafo in calcestruzzo: questa soluzione è economicamente vantaggiosa dato il basso costo del materiale. Le principali difficoltà realizzative risiedono nella costruzione dei casseri.

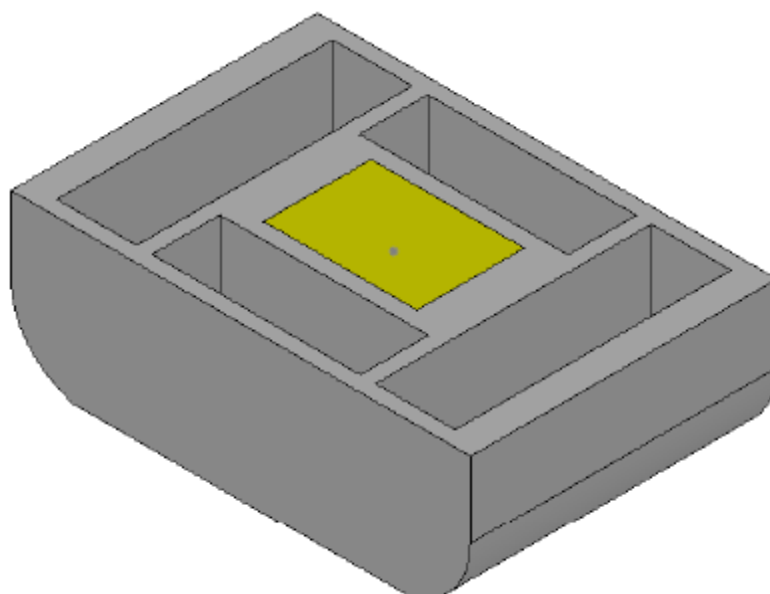


Fig. 13 – scafo in calcestruzzo

3) Scafo “modulare”, caratterizzato da un telaio portante composto di travi e piastre d’acciaio di spessore 15mm per collegare i diversi elementi galleggianti. Tale struttura resistente suddivide lo scafo in due zone principali: una zona in cui viene allocata l’unità giroscopica; una zona ospitante gli elementi galleggianti. Questi ultimi sono costituiti da boe d’ormeggio modulari, eventualmente appesantite con calcestruzzo standard (densità: 2200kg/m^3) in modo da raggiungere l’emersione desiderata, riportato schematicamente nella figura seguente.

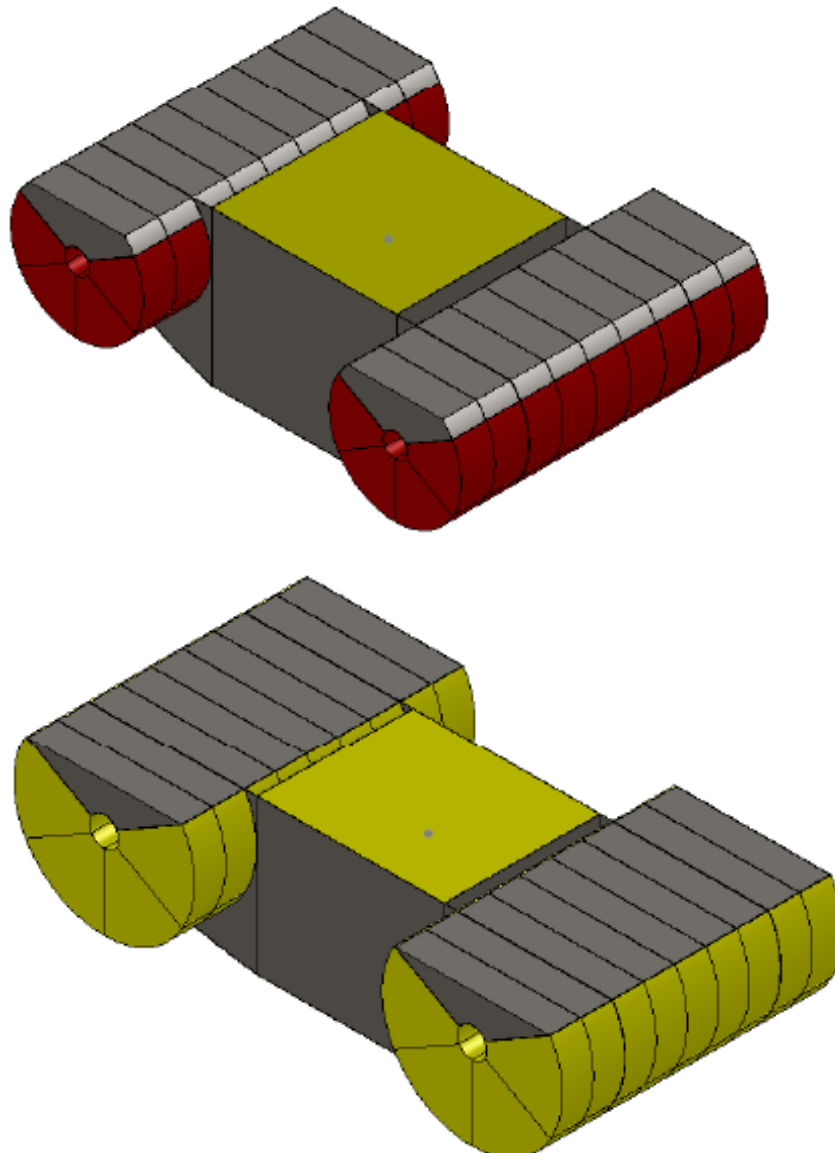


Fig. 14 – scafo ibrido modulare

Per ciascuna tipologia costruttiva sono di seguito riportate alcune soluzioni individuate con la procedura di ottimizzazione della produttività descritta nel precedente punto 2.3.2

Queste soluzioni presentano la migliore efficienza, in rapporto alla tipologia di mare in esame.

2.4.1 Soluzione in calcestruzzo

Lo scafo riportato nei disegni di figura è costituito da una culla centrale, di lunghezza 15 m, e quattro galleggianti laterali di lunghezza 5 m. In ogni galleggiante laterale è inserita una massa aggiuntiva, necessaria per affondare lo scafo e regolarne la frequenza di beccheggio. Nel disegno è anche

rappresentato un parallelepipedo centrale che rappresenta l'ingombro del gruppo giroscopio+generatore, e che avrà una massa di circa 100 t.

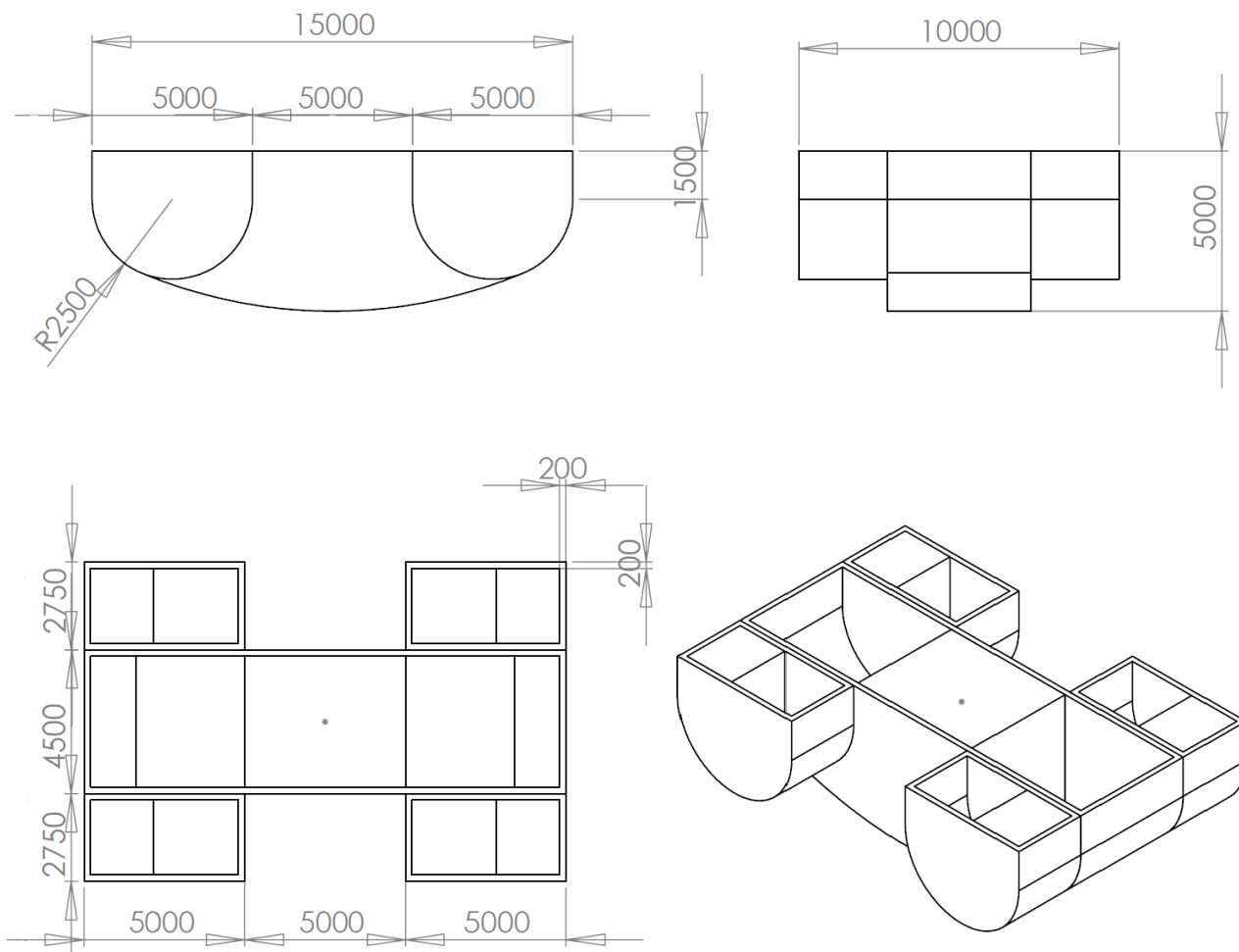


Fig. 15 – scafo in calcestruzzo - dimensioni

Sia lo scafo centrale che i galleggianti sono in calcestruzzo con uno spessore delle pareti di 20 cm. Tale spessore è una prima ipotesi, non frutto di precisi calcoli strutturali. Le masse riportate sono state valutate per un calcestruzzo di densità 2200 kg/m³.

Si noti che le masse aggiunte poste nei galleggianti laterali potranno essere realizzate in qualsiasi formato, mantenendo inalterati i valori di massa ed il posizionamento all'interno dei galleggianti. Si tratterà, in ogni caso, di gettare un certo quantitativo di calcestruzzo all'interno dei galleggianti laterali in modo da regolarne l'affondamento e la frequenza propria di oscillazione sul valore desiderato.

Questo scafo ha una lunghezza di 15 m: sono in studio ipotesi di scafi di lunghezza maggiore che saranno ottenuti "estendendo" la culla centrale con un inserto della lunghezza desiderata posto nel mezzo della culla, mantenendo inalterate le altre dimensioni.

Nella tabella seguente sono riportate le principali caratteristiche dello scafo (si intende come direzione x quella longitudinale allo scafo e come direzione y quella trasversale allo scafo):

Massa complessiva [t]	430.9
Massa culla centrale [t]	94.5
Massa singolo galleggiante laterale [t]	26.1
Massa aggiunta singolo galleggiante [t]	33.0
Massa totale singolo galleggiante [t]	59.1
Massa unità giroscopio+generatore [t]	100
Spessore pareti [m]	0.2
Emersione scafo [m]	0.5
Periodo di picco di beccheggio da RAO [s]	5.00
Periodo di picco di rollio da RAO [s]	5.81
I_{xx} [kg*m ²]	5.650.721
I_{yy} [kg*m ²]	12.110.414
I_{zz} [kg*m ²]	13.945.521
Distanza baricentro – centro di galleggiamento [m]	0.16
Altezza metacentrica in direzione x [m]	1.92
Altezza metacentrica in direzione y [m]	6.41
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione x [m]	2.08
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione y [m]	6.57

2.4.2 Soluzione in acciaio

La soluzione in acciaio rappresentata nelle figure successive è costituita da uno scafo di lunghezza 20 m, larghezza 10 m, costituito da una culla centrale di larghezza 3.5 m ed quattro galleggianti laterali, ognuno largo 3.25 m e lungo 5 m. Anche in questo caso in ogni galleggiante laterale è inserita una massa aggiuntiva, necessaria per affondare lo scafo e regolarne la frequenza di beccheggio. Nel disegno è anche rappresentata la “scatola” centrale che rappresenta l’ingombro del gruppo giroscopio+generatore, e che avrà una massa di circa 100 t.

Sia lo scafo centrale che i galleggianti sono in acciaio con uno spessore della pareti di 1.5 cm. Tale spessore è una prima ipotesi, non frutto di precisi calcoli strutturali.

Anche in questo modello, come in quello in calcestruzzo, le masse aggiunte poste nei galleggianti laterali potranno essere realizzate in qualsiasi formato, mantenendo inalterati i valori di massa ed il posizionamento all’interno dei galleggianti. Si tratterà, in ogni caso, di gettare un certo quantitativo di calcestruzzo all’interno dei galleggianti laterali in modo da regolarne l’affondamento e la frequenza propria di oscillazione sul valore desiderato.

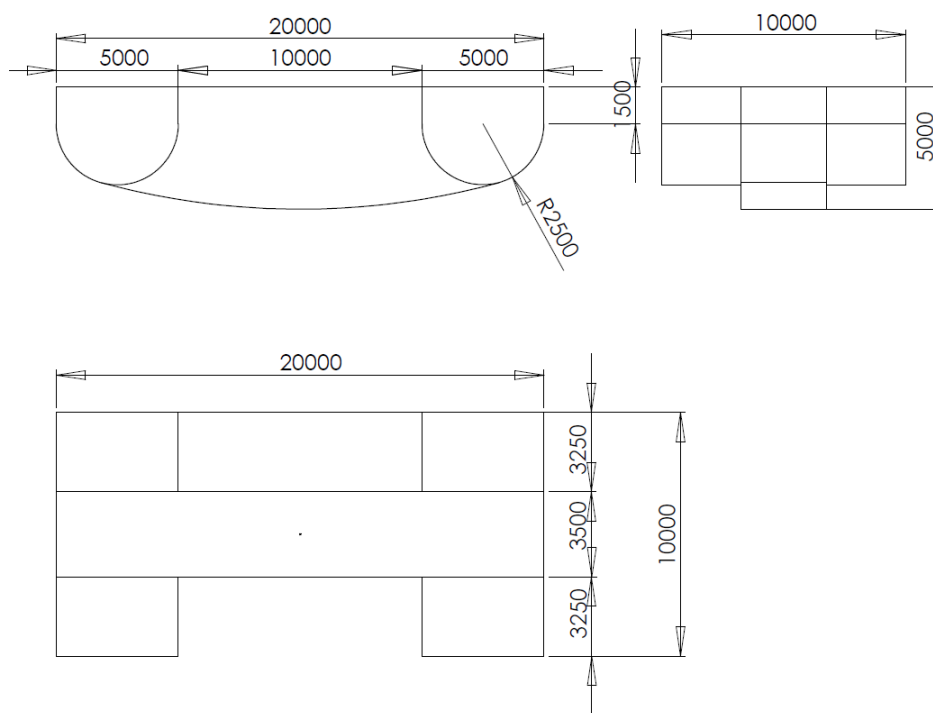


Fig. 16 – scafo in acciaio - dimensioni

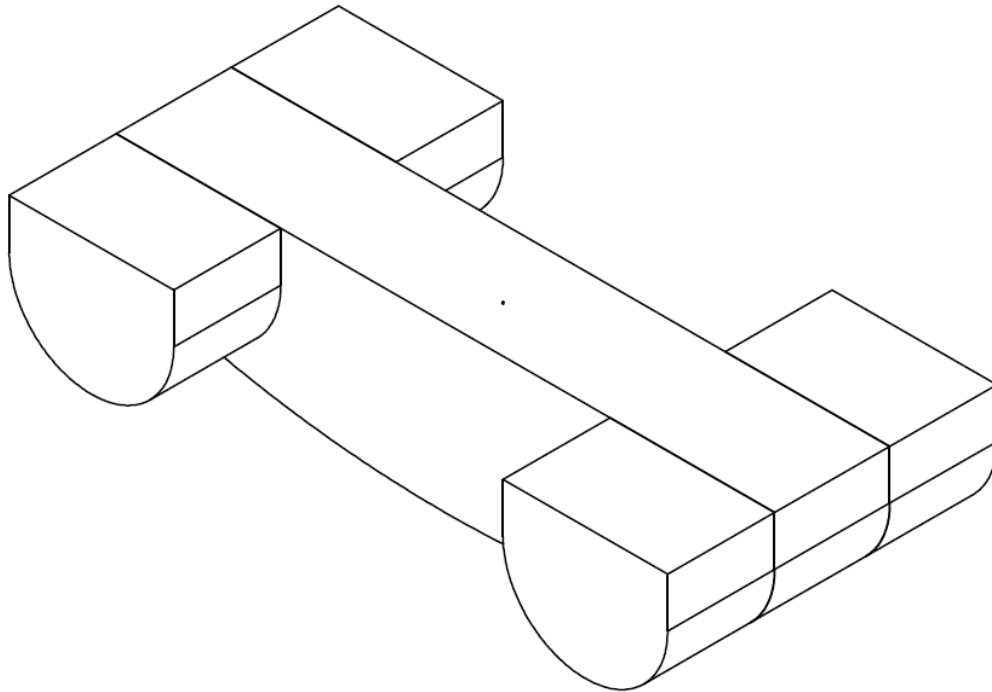


Fig. 17 – scafo in acciaio – vista prospettica

Nella tabella seguente sono riportate le principali caratteristiche dello scafo (si intende come direzione x quella longitudinale allo scafo e come direzione y quella trasversale allo scafo):

Massa complessiva [t]	499.9
Massa acciaio culla centrale [t]	39.6
Massa acciaio singolo galleggiante laterale [t]	10.1
Massa aggiunta singolo galleggiante [t]	80
Massa totale singolo galleggiante [t]	90.1
Massa unità giroscopio+generatore	100
Spessore pareti [mm]	15
Emersione scafo [m]	0.33
Periodo di picco di beccheggio da RAO [s]	4.81
Periodo di picco di rollio da RAO [s]	5.81
I_{xx} [kg*m ²]	7.278.881
I_{yy} [kg*m ²]	25.143.624
I_{zz} [kg*m ²]	27.068.355
Distanza baricentro – centro di galleggiamento [m]	-0.23
Altezza metacentrica in direzione x [m]	2.02
Altezza metacentrica in direzione y [m]	12.82
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione x [m]	1.78
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione y [m]	12.58

2.4.3 Soluzione ibrida

La soluzione ibrida presentata di seguito è costituita da una struttura portante in travi e piastre d'acciaio, che suddivide il resto dello scafo in un corpo centrale, contenente il gruppo di conversione, e gli elementi galleggianti posti all'estremo dello scafo. Gli elementi galleggianti sono costituiti da boe d'ormeggio modulari, eventualmente appesantite da calcestruzzo standard in modo tale da raggiungere l'emersione desiderata.

In figura è riportata una vista in sezione di un modulo galleggiante, qui ipotizzato secondo la tipologia costruttiva standard dei moduli *Resinex*.

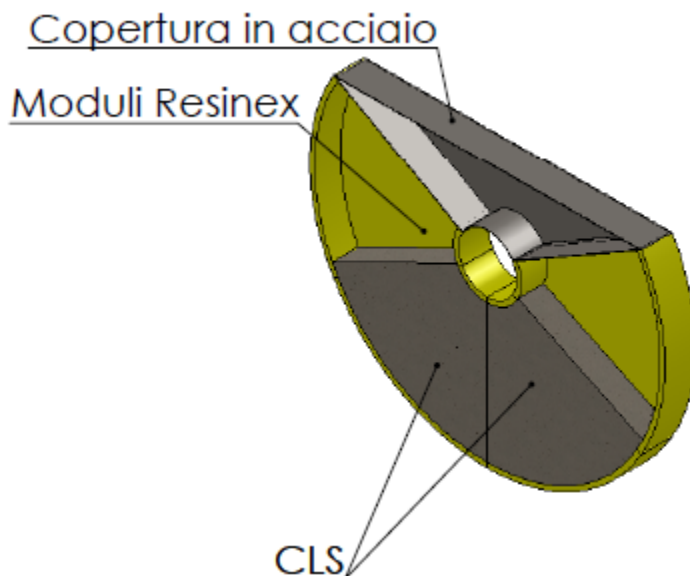


Fig. 18 – elemento galleggiante per la soluzione modulare

Come si nota, due settori del modulo sono riempiti in calcestruzzo in modo tale da ottenere l'affondamento desiderato. Lo spessore del modulo è di 8 cm mentre la copertura in acciaio ha uno spessore di 1 cm.

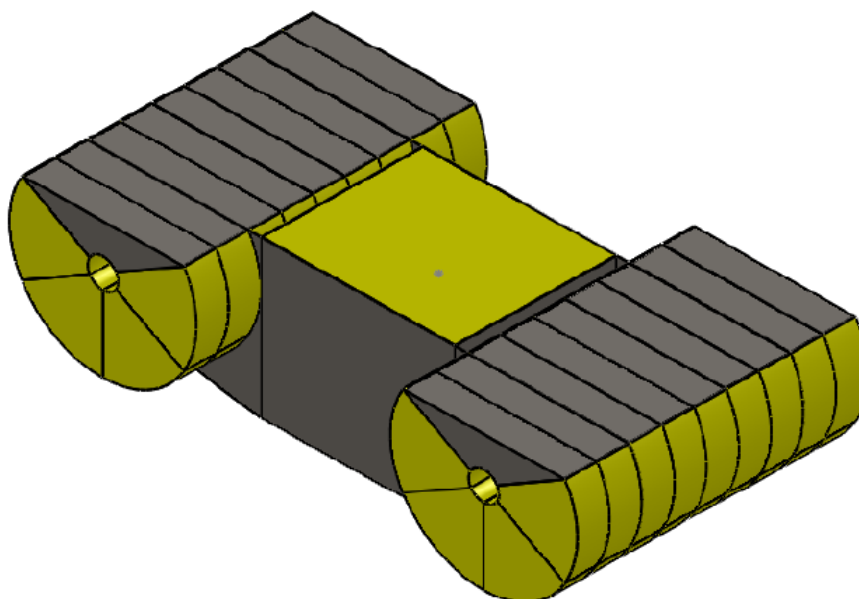


Fig. 19 – soluzione ibrida – vista prospettica

Nei disegni seguenti, riportati nelle figure, è rappresentato uno scafo costruito secondo tale tipologia, di larghezza pari a circa 9 m e lunghezza di circa 17.6 m, che ben si adatta, come frequenze proprie di beccheggio, alle caratteristiche del mare in esame.

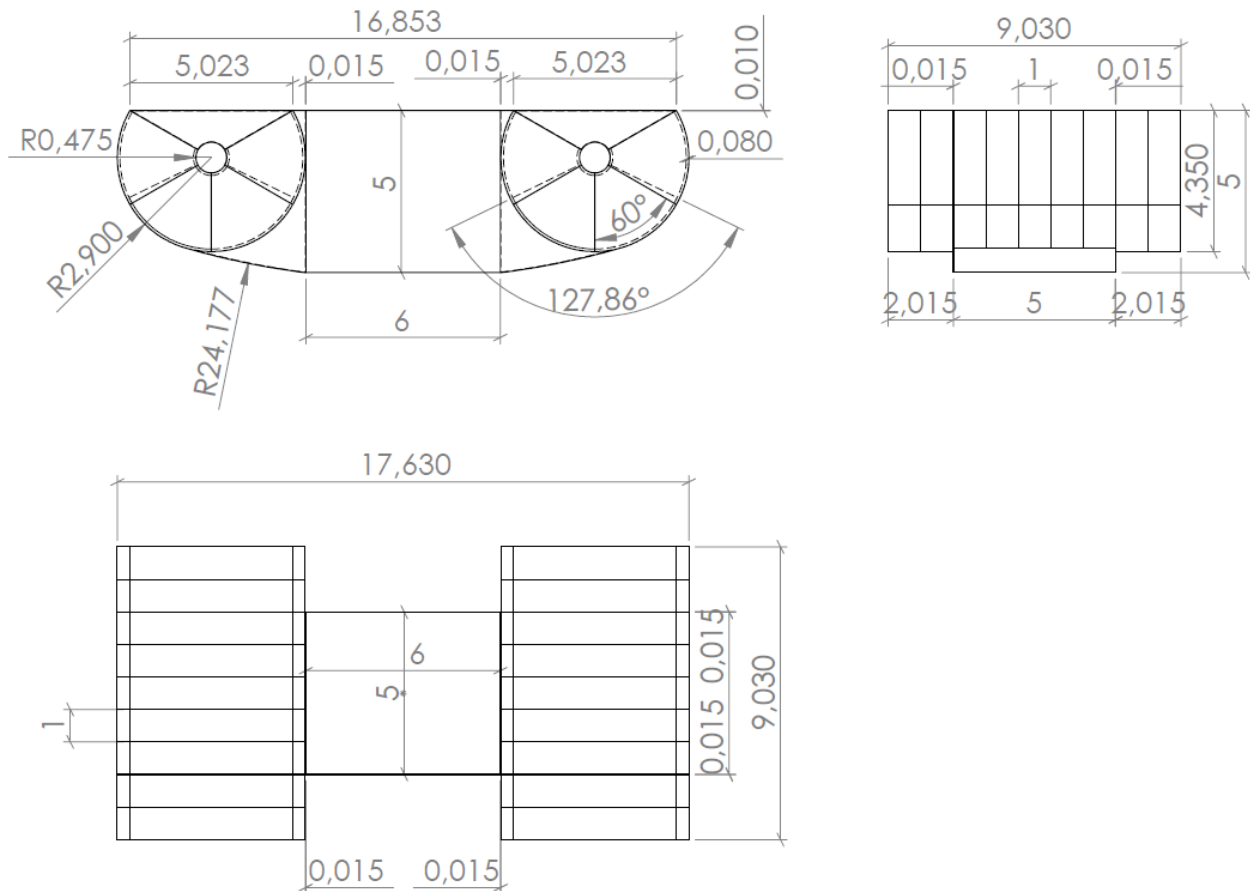


Fig. 20 – soluzione ibrida - dimensioni

Nella tabella seguente sono riportate le principali caratteristiche dello scafo (si intende come direzione x quella longitudinale allo scafo e come direzione y quella trasversale allo scafo):

Massa complessiva [t]	482.4
Massa acciaio totale [t]	28.5
Massa cls totale	283.7
Massa aggiunta singolo galleggiante cls [t]	15.8
Massa aggiunta singolo galleggiante acciaio [t]	1.4
Massa modulo singolo galleggiante [t]	2.5
Massa totale singolo galleggiante [t]	19.7
Massa unità giroscopio+generatore	100
Spessore pareti [mm]	15
Emersione scafo [m]	0.75
Periodo di picco di beccheggio da RAO [s]	4.81
I_{xx} [kg*m ²]	5.167.587
I_{yy} [kg*m ²]	16.220.618
I_{zz} [kg*m ²]	16.550.849

Distanza baricentro – centro di galleggiamento [m]	-0.11
Altezza metacentrica in direzione x [m]	1.72
Altezza metacentrica in direzione y [m]	8.47
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione x [m]	1.61
Distanza centro di galleggiamento – metacentro in direzione y [m]	8.35

2.5 Progetto del sistema meccanico di conversione

Il sistema di conversione dell'energia è costituito da due parti principali: il giroscopio ed il sistema di conversione in energia elettrica. Un ulteriore fattore da considerare sono le dissipazioni legate al volano in rotazione.

2.5.1 GIROSCOPIO

Il progetto del sistema di conversione parte dalla definizione della geometria del volano. Sono state valutate diverse forme costruttive per individuare quella che meglio si adatta alle necessità di costo, fattibilità, logistica e trasporto del sistema. Di seguito sono riportate le principali tipologie di volano prese in considerazione.

Giroscopio classico

La prima soluzione prevede di montare il giroscopio su un albero supportato da cuscinetti, come si vede in figura 21. A causa delle elevate forze scambiate questa soluzione può portare a problemi di flessione dell'albero e di disallineamento dei cuscinetti.

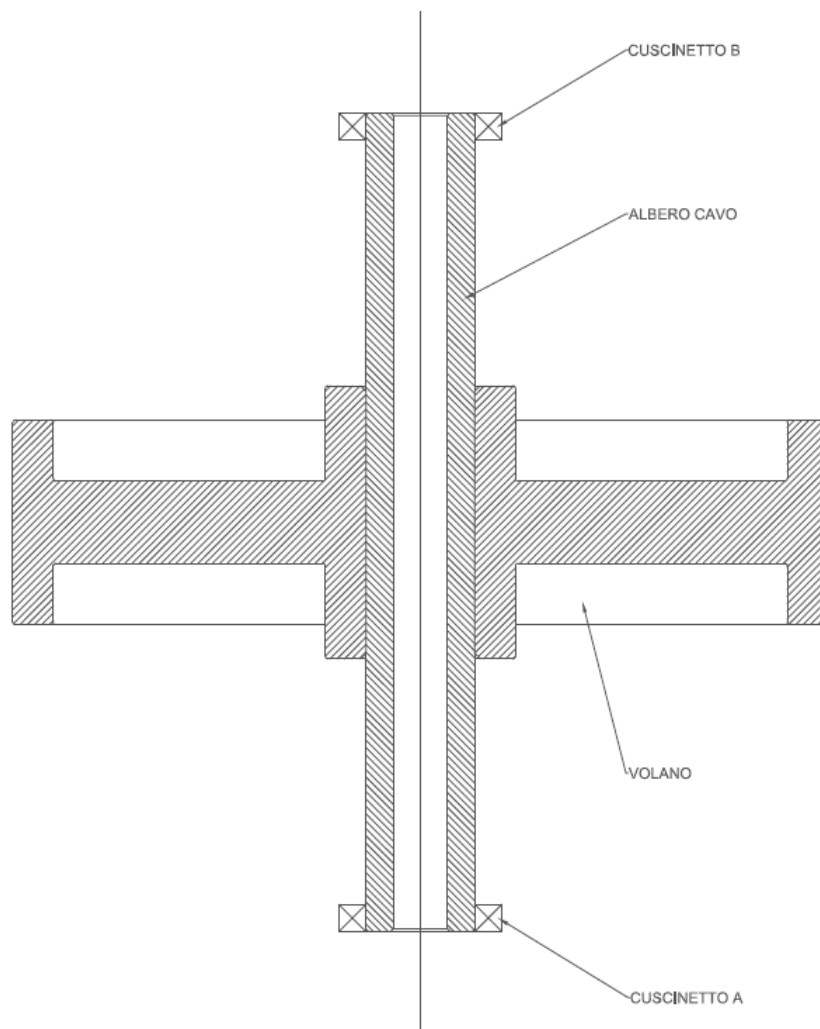


Fig. 21 – soluzione classica

Giroscopio ad anello

La seconda soluzione, riportata in figura 22, consente di evitare l'albero ed il disco centrale con un notevole guadagno in termini di peso. In questo caso il volano consiste in un anello supportato da cuscinetti reggispinta di grosso diametro montati sul volano stesso. Un altro vantaggio di questa soluzione consiste nell'integrazione del motore elettrico all'interno dell'anello, riducendo ulteriormente gli ingombri e le masse del sistema.

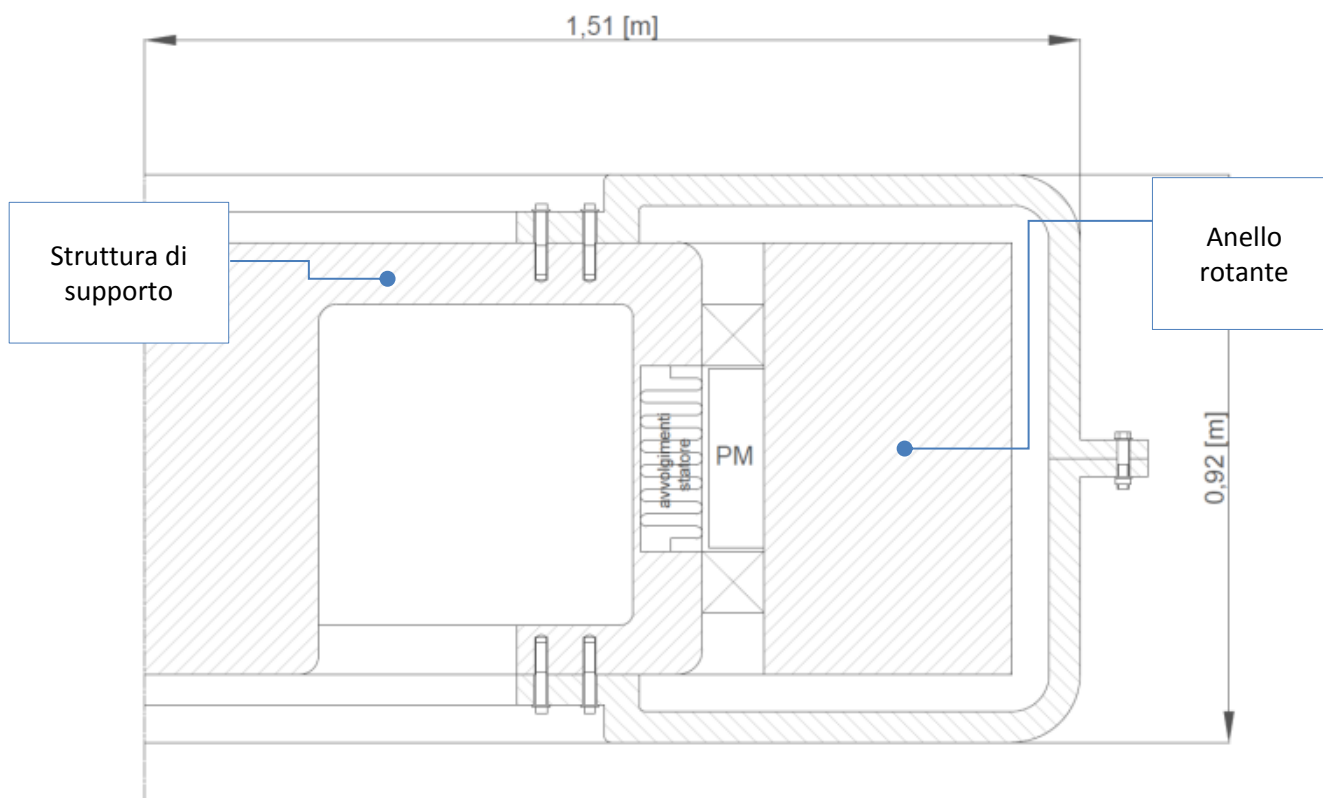


Fig.22 – soluzione ad anello

Giroscopio a cilindro

L'ultima soluzione, visibile in figura 23, prevede un anello chiuso alle estremità da due dischi al centro dei quali viene montato un albero per il supporto dei cuscinetti. Questo caso, intermedio tra i due precedenti, consente di montare cuscinetti di diametro contenuto ed allo stesso tempo mantenere piccoli angoli di flessione dell'asse di rotazione e quindi evitare il disallineamento dei cuscinetti.

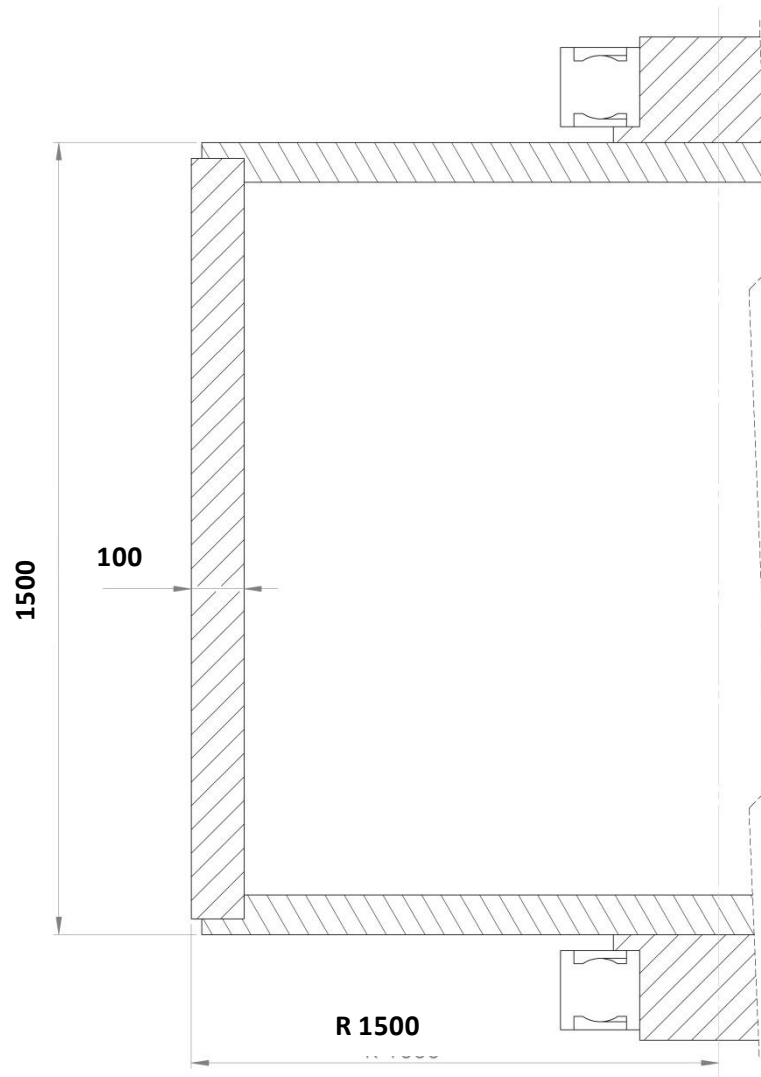


Fig. 23 – soluzione a cilindro

2.5.2 ANALISI DELLA MODULARITÀ DEL SISTEMA

Singolo gruppo giroscopico

La soluzione scelta tra le precedenti consiste nel volano del tipo a cilindro. Un primo dimensionamento di quest'ultimo ha portato alle seguenti caratteristiche:

Momento d'inerzia	$J = 15000 \text{ kgm}^2$
Peso:	$m = 30 \text{ ton}$
Diametro:	$d = 3 \text{ m}$
Velocità:	$n = 500 \text{ rpm}$

Nelle figure successive è riportata la curva di produttività annua al variare della massima velocità di rotazione del giroscopio. In questi grafici il momento di inerzia del volano è fissato, quindi modificando la sua velocità angolare massima si agisce direttamente sul momento angolare massimo. Queste curve sono utili per definire fino a che punto conviene alzare il valore del momento angolare per raggiungere il miglior compromesso tra produttività e costi di realizzazione. Le due figure mostrano la curva di produttività appena descritta per due diversi valori di coppia massima all'asse del generatore elettrico. È quindi possibile valutare anche come varia la produttività del sistema in relazione ad un incremento di taglia del generatore elettrico.

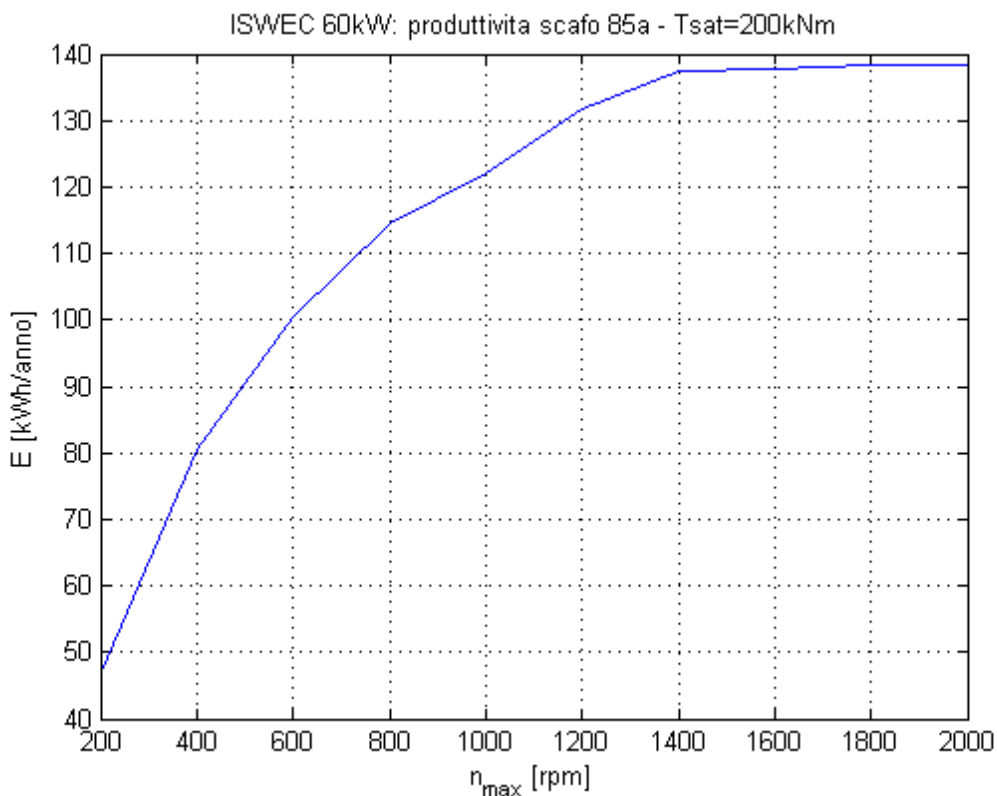


Fig. 24 - Macchina elettrica da 40rpm e 200kNm

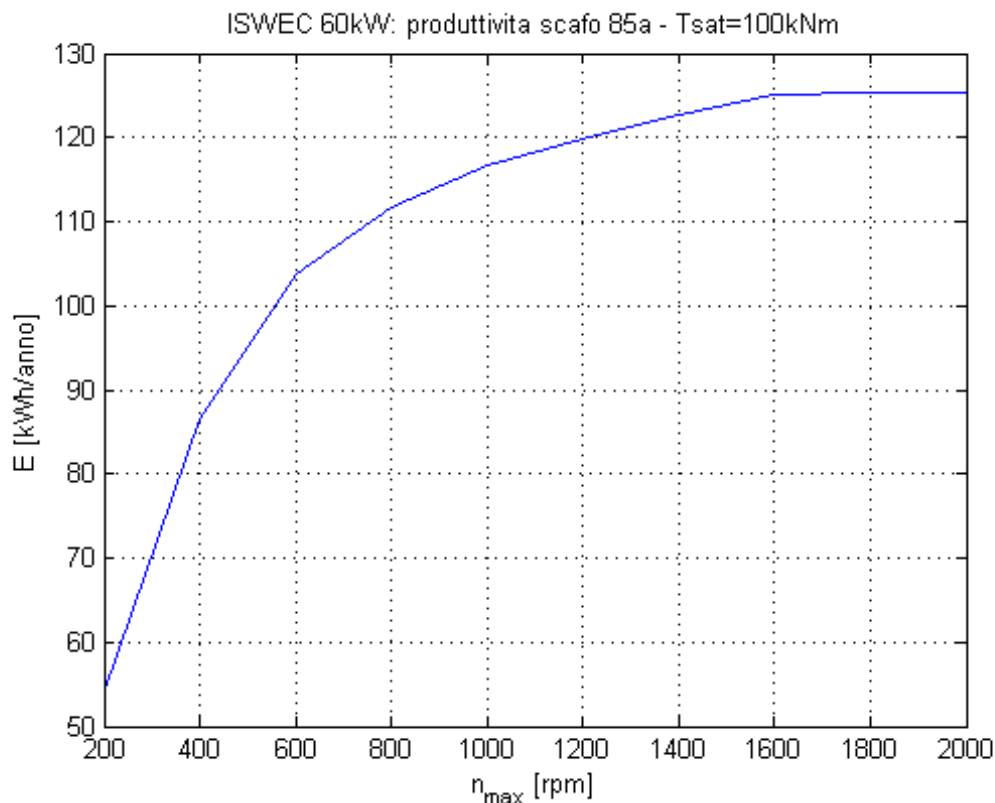


Fig. 25 - Macchina elettrica da 40rpm e 100kNm

Soluzione modulare con quattro gruppi

In seguito ad analisi di tipo logistico si è deciso di dotare il sistema di più gruppi giroscopici di dimensioni inferiori. Di fatto il dispositivo diventa un sistema modulare costituito da più gruppi volano-generatore. Sono state valutate le prestazioni di un sistema con quattro gruppi giroscopici gemelli, ciascuno con il rispettivo generatore, ognuno avente momento di inerzia pari ad un quarto del momento di inerzia del singolo volano studiato in precedenza. Ogni volano ha le seguenti caratteristiche:

Momento d'inerzia	$J = 3750 \text{ kgm}^2$ (15000/4)
Peso:	$m = 10 \text{ ton}$
Diametro:	$d = 2 \text{ m}$
Velocità:	$n = 500 \text{ rpm}$

Per quanto riguarda il generatore elettrico, anche in questo caso sono state considerate diverse taglie di potenza, scegliendo generatori con velocità massima sempre pari a 40rpm.

Nelle figure 26 e 27 viene riportata la produttività annua del singolo gruppo giroscopico al variare della velocità di rotazione del giroscopio.

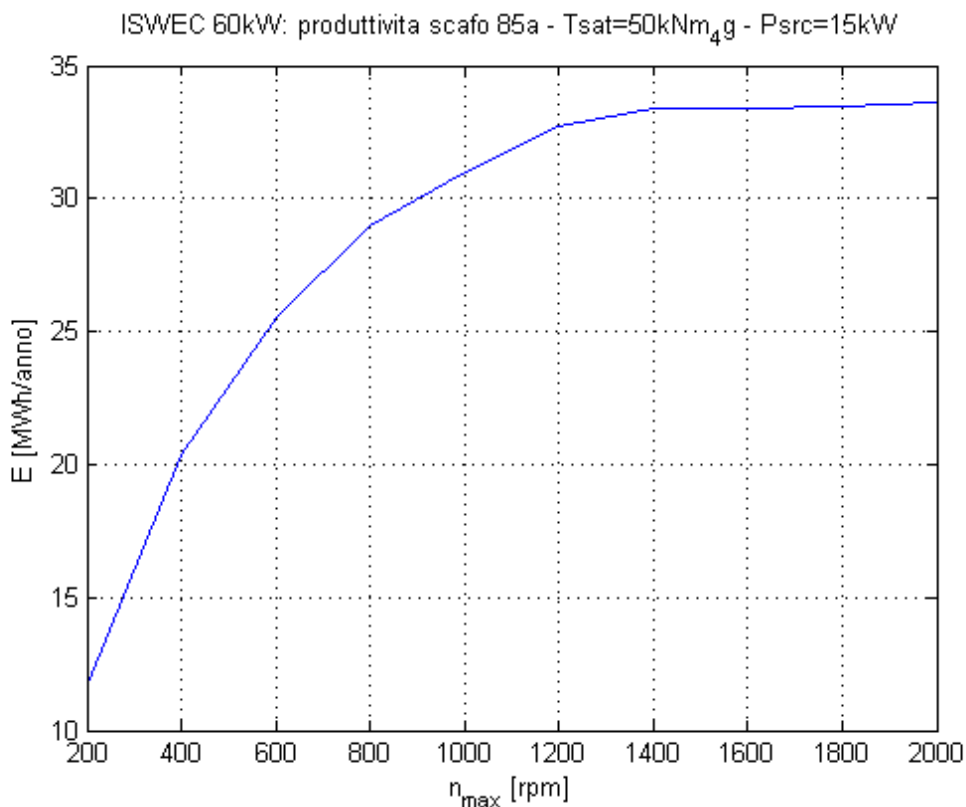


Fig. 26 - Macchina elettrica da 40rpm e 50kNm

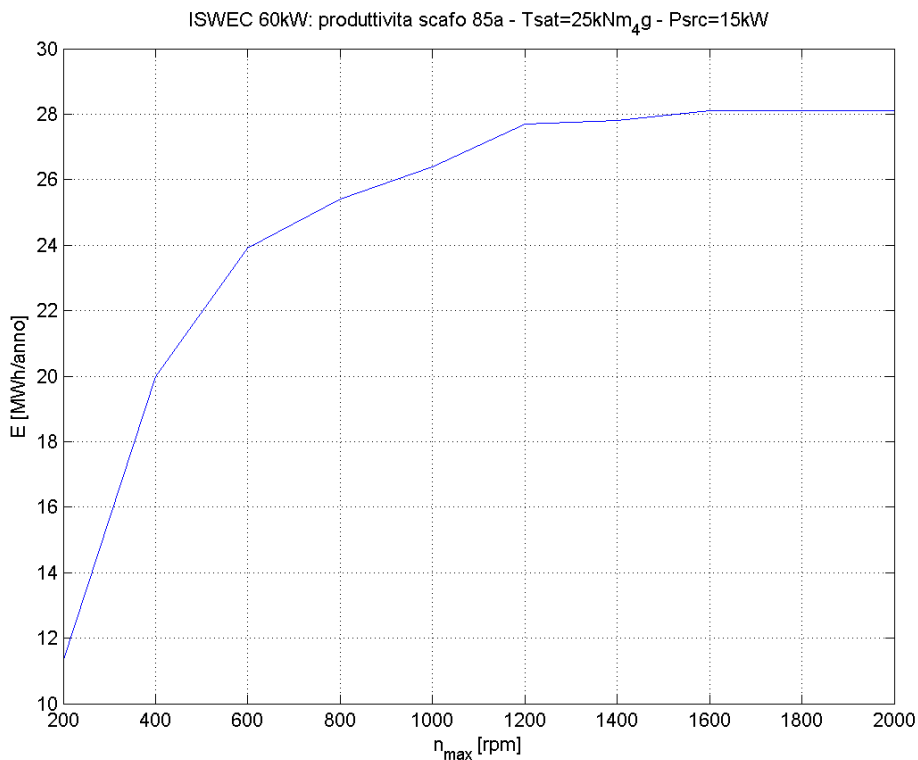


Fig. 27 - Macchina elettrica da 40rpm e 25kNm

Quest'ultima soluzione è stata scelta in quanto suddividendo il momento angolare su più giroscopi consente di utilizzare componenti facilmente reperibili e aventi un costo accettabile, semplificare le fasi di

realizzazione, trasporto e montaggio. Inoltre utilizzando più gruppi volano-generatore è possibile compensare gli effetti giroscopici di rollio ed imbardata. Questi effetti modificherebbero la dinamica del sistema introducendo moti dello scafo non utili per la produzione di energia. la compensazione di tali effetti consente inoltre di semplificare notevolmente il modello matematico del sistema.

2.5.3 SISTEMA ELETTRICO

La taglia della macchina elettrica è normalmente legata alla sua potenza. Nel caso di macchine ad elevata coppia generata (motori coppia) si considera come parametro di scelta la coppia massima erogabile. In particolare per il sistema in esame, la velocità angolare dipende dalla frequenza dell'onda in ingresso, ed è vincolata a 25rpm (asse non moltiplicato con riduttore), mentre per quanto riguarda la coppia, è stata fatta una analisi parametrica per individuarne il valore ottimale. Anche per quanto riguarda la massima potenza gestibile dall'elettronica di controllo sono stati valutati diversi valori di picco.

Dalle analisi effettuate con varie combinazioni di potenza e coppia massima, riassunte nella figura successiva, risulta che un buon compromesso tra produttività e costi si ottiene con una macchina elettrica avente coppia massima pari a 200kNm e con un'elettronica di controllo capace di gestire flussi di potenza fino a 200kW.

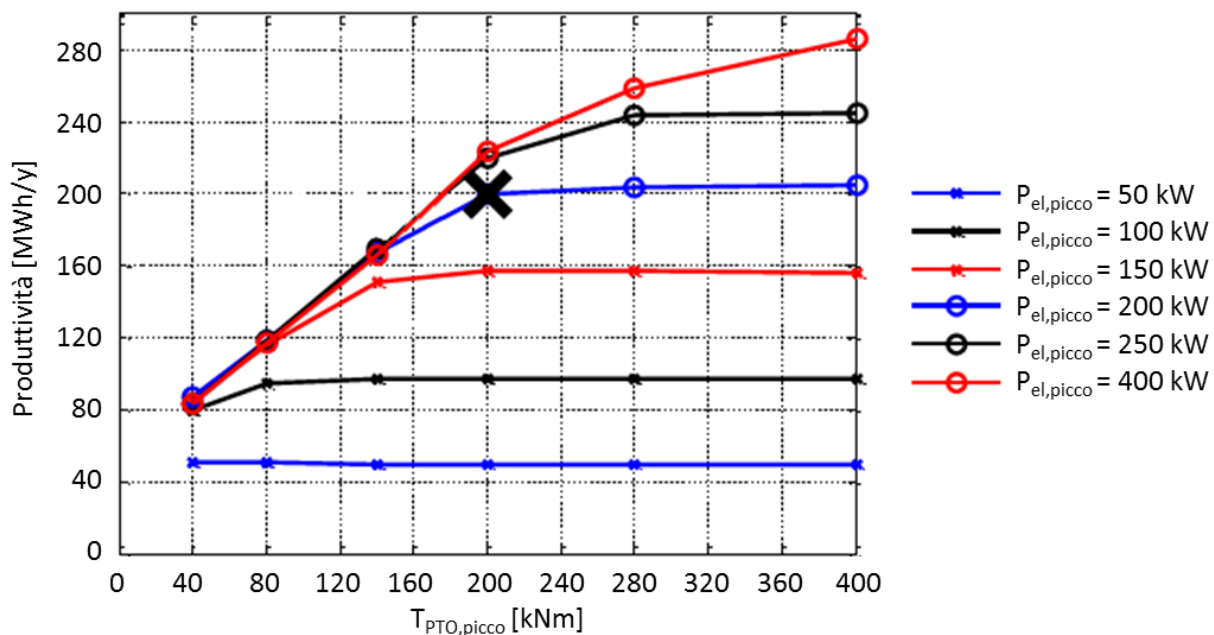


Fig. 28 – Analisi di produttività in funzione della taglia del generatore (PTO) e dell'elettronica di controllo

2.5.4 MINIMIZZAZIONE DEI CONSUMI DEL SISTEMA GIROSCOPICO

Il consumo del gruppo giroscopico è dovuto principalmente a tre fonti di dispersione:
 rendimento del motore elettrico
 resistenza viscosa dell'aria a contatto con il volano
 attrito volvente sui cuscinetti

la maggior parte della potenza persa è dovuta all'attrito sui cuscinetti di supporto del volano.

Motore per il volano

per quanto riguarda il motore elettrico, questo è stato scelto a catalogo al fine di avere un elevato rendimento in corrispondenza delle velocità di rotazione del volano che si presenteranno (200 – 800 rpm). È stato scelto un motore a catalogo per minimizzare i costi e massimizzare l'affidabilità del sistema. La coppia massima è stata scelta in modo tale da accelerare il volano da 0 a 500rpm in un'ora.

Resistenza viscosa

Le forze viscosse agenti sulla superficie del volano dipendono dalla velocità di rotazione e dalla pressione attorno al volano.

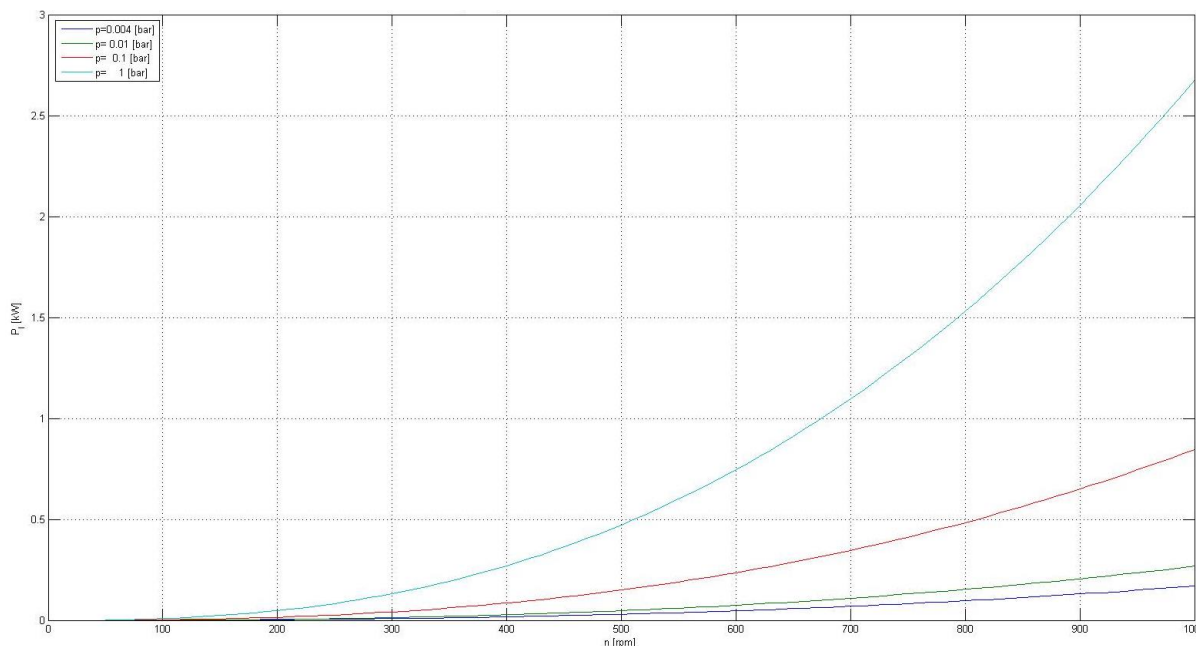


Fig. 29 – andamento delle perdite viscosse al variare della pressione e della velocità angolare

Per quanto riguarda l'effetto della pressione sulla potenza dissipata, come mostrato nella figura precedente, è stato stimato che riducendone il valore da 1 bar a 0,01 bar si ha una riduzione delle perdite attorno all' 80-90%. Una ulteriore riduzione di tale valore di pressione non è giustificata dal beneficio che se ne ricava. La pressione in camera viene quindi fissata a 0,01bar.

Attrito volvente sui cuscinetti

Data l'entità dei carichi agenti sui cuscinetti e delle conseguenti deformazioni dell'albero di supporto, conviene impiegare dei cuscinetti orientabili a rulli. Questo tipo di cuscinetto infatti ha una elevata capacità di carico ed allo stesso tempo può orientare il proprio asse di rotazione per seguire la linea elastica dell'albero inflesso senza opporre un momento di reazione. Quest'ultima caratteristica è molto utile per evitare sovraccarichi sui rulli dovuti proprio al momento di reazione che aumenterebbero notevolmente la

potenza dissipata oltre a ridurre la durata dei cuscinetti a causa dell'incremento dei carichi agenti su di essi. Nella figura seguente è riportato lo schema della tipologia di cuscinetto e del montaggio.

Per sopportare il carico assiale, principalmente dovuto al peso del volano, vengono impiegati dei reggispinta orientabili a rulli. In questo modo ogni cuscinetto lavora con il carico per il quale viene progettato. Questo consente di contenere il carico equivalente scaricato su ogni cuscinetto consentendo di ridurre il diametro, e quindi le perdite, senza diminuire la vita utile del componente.

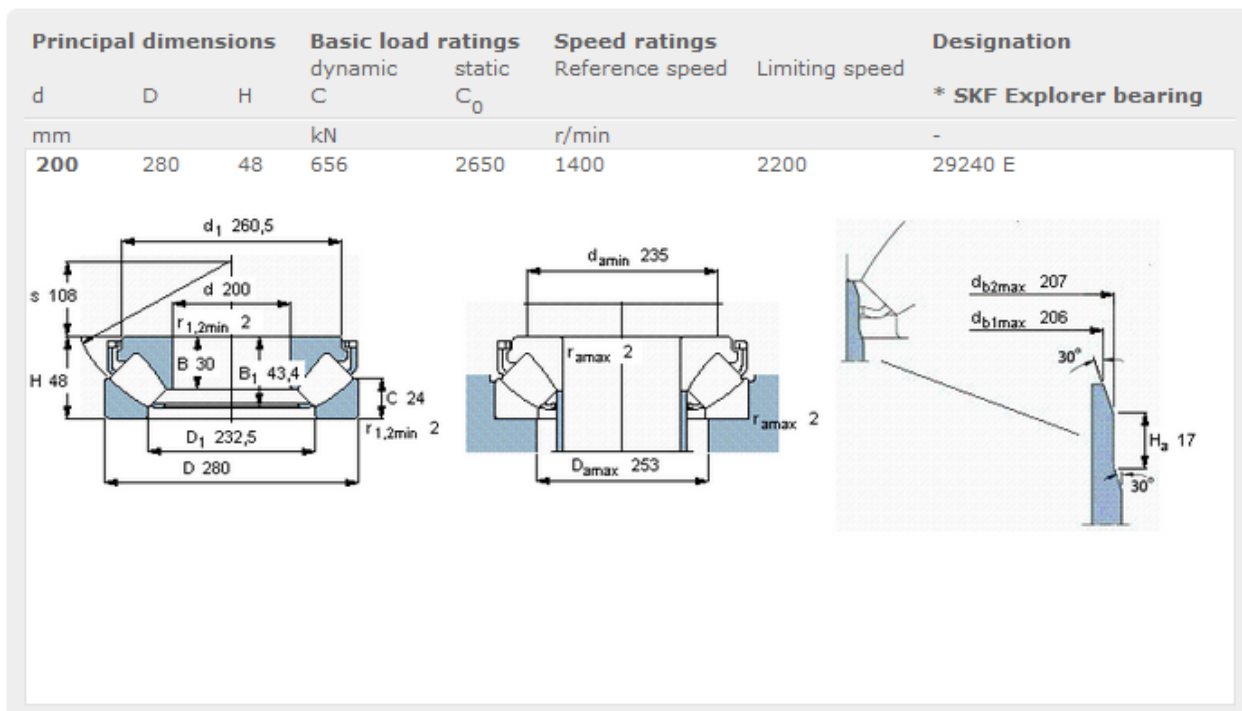
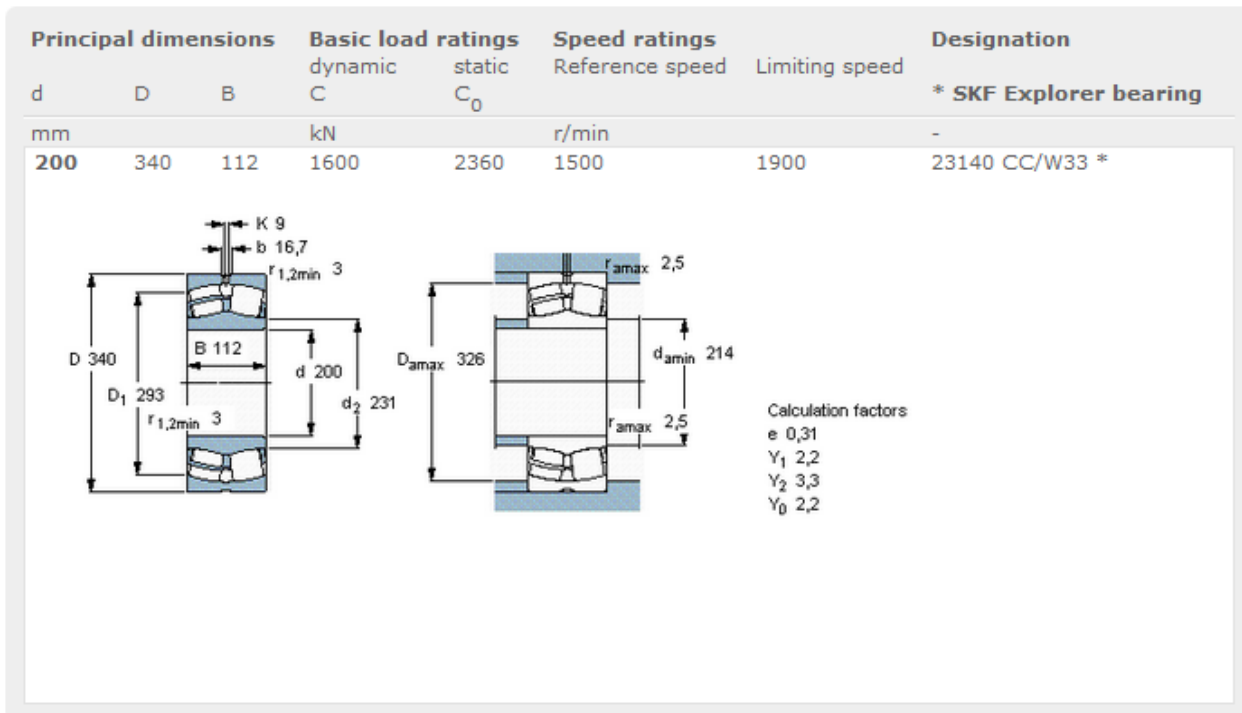


Fig. 30 – Tipologia di cuscinetti impiegati

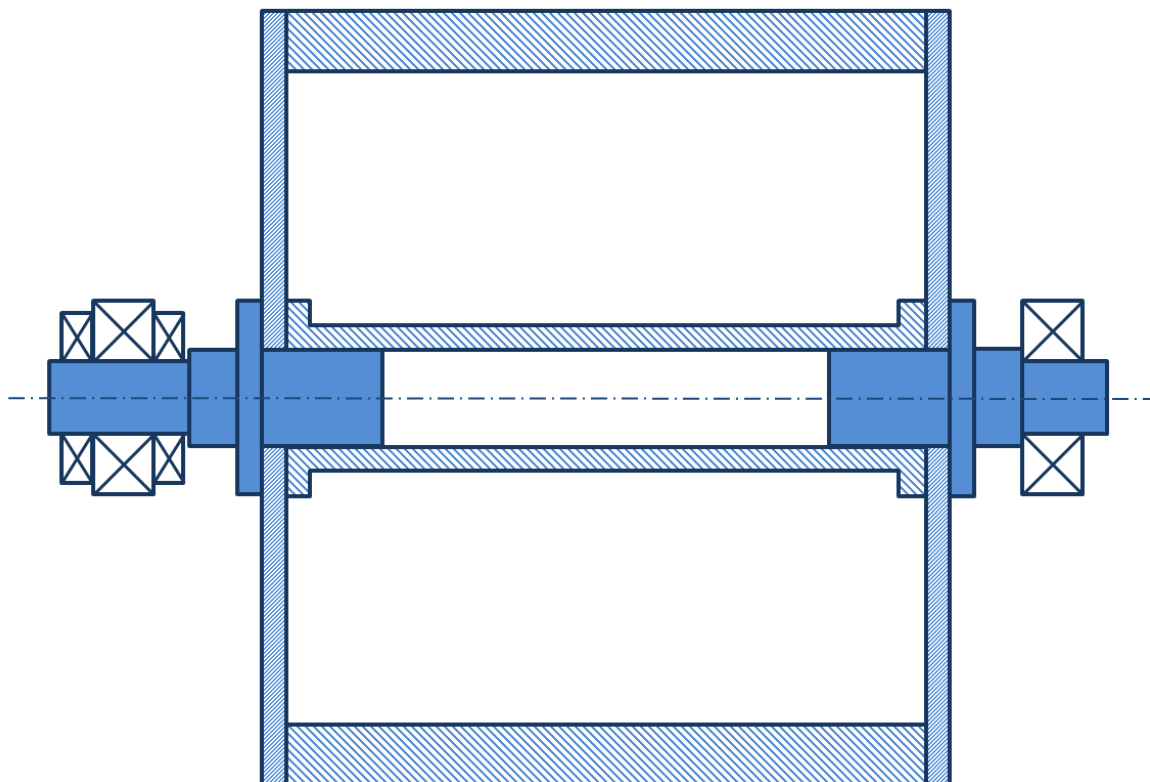


Fig. 31 – Schema di montaggio del volano

L'aggiunta del reggispinta assiale consente di incrementare notevolmente le prestazioni del sistema aumentandone l'efficienza.

È chiaro che la durata dipende dal coefficiente di carico dinamico del cuscinetto, mentre le dissipazioni sono influenzate dalla dimensione dello stesso e in particolare dal diametro. Per scegliere i cuscinetti da impiegare si cerca quindi di mantenere il coefficiente di carico dinamico il più alto possibile, minimizzando il diametro compatibilmente con il dimensionamento a fatica.

Ottimizzazione dei consumi dei cuscinetti

Per limitare le perdite sui cuscinetti si può agire in diverse direzioni:

- Ridurre il diametro
- Ridurre i carichi
- Scegliere cuscinetti con rendimento maggiore

La scelta sul tipo di cuscinetto è vincolata a caratteristiche precedentemente esposte.

Per quanto riguarda il diametro, come anticipato, è stato scelto il cuscinetto avente il diametro minimo disponibile tra quelli che presentano il coefficiente di carico dinamico sufficiente a sopportare i carichi calcolati con il modello matematico.

Per quanto riguarda i carichi, è stato riscontrato che controllando il sistema in modo da limitare il carico massimo sui cuscinetti si ottengono due effetti:

- Il primo effetto è quello di limitare la potenza massima estratta
- Il secondo effetto consiste in un aumento dell'efficienza tra la potenza immessa in rete e la potenza meccanica disponibile all'asse del generatore elettrico.

L'effetto globale è il seguente: nonostante la produttività lorda diminuisca nelle condizioni di moto ondosso con maggior potenza, a causa delle limitazioni imposte, riducendo i carichi è possibile scegliere cuscinetti di dimensioni inferiori migliorando l'efficienza in tutte le condizioni di funzionamento meno energetiche.

Questo effetto è evidente confrontando i grafici riportati nella figura 32 (con limitazione del carico massimo sui cuscinetti a 2.6 MN, che equivale a non avere limitazioni sul carico, ottimizzando il sistema in ogni possibile condizione di funzionamento) e nella figura 33 (con limitazione del carico massimo sui cuscinetti a 0.8 MN). In entrambi i casi il valore massimo della velocità angolare del volano è pari a 1000 rpm.

In particolare la zona in cui il bilancio tra potenza prodotta e potenza consumata è negativo (zone bianche nei grafici di figura 32 e figura 33) si riduce di dimensioni. Questo consiste nell'aggiungere condizioni di funzionamento produttive durante l'anno ed aumentare l'efficienza delle zone con media e bassa energia disponibile, che sono anche le più frequenti.

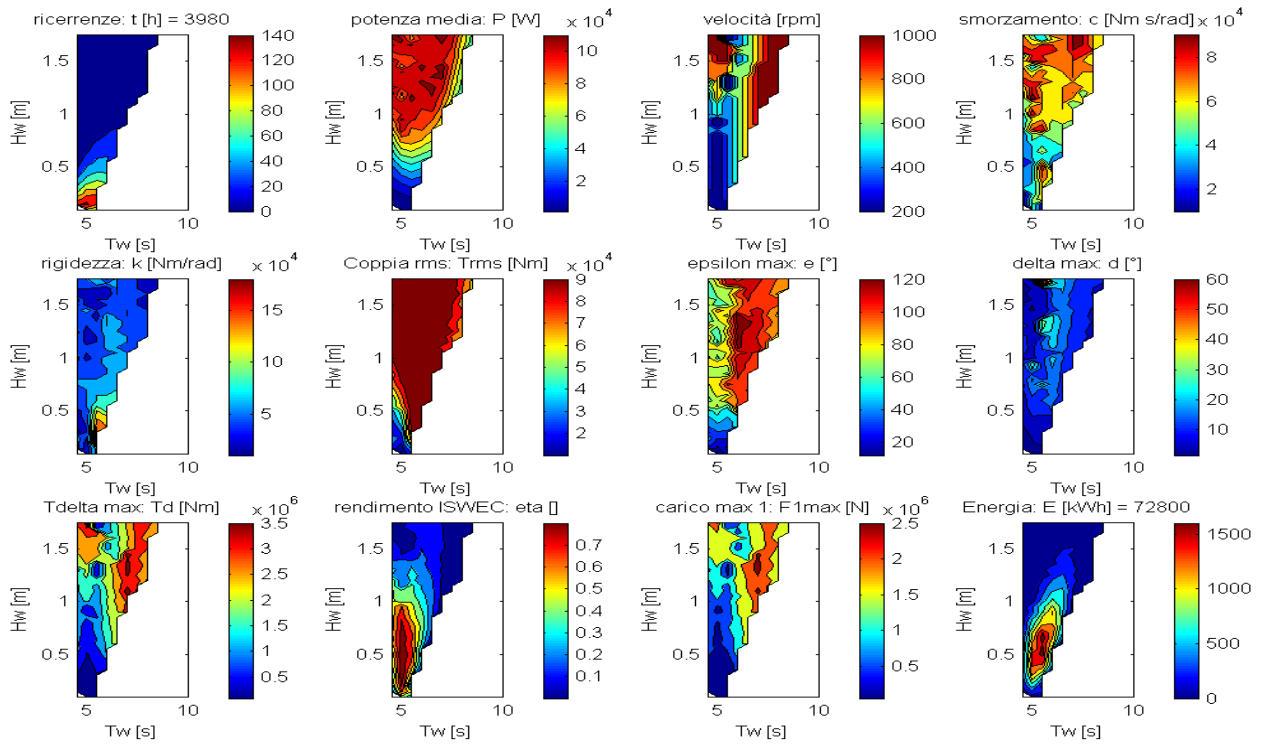


Fig. 32 – Grandezze caratteristiche: $n_{max}=1000rpm$, $F_{max}=2.6MN$ (non limitata)

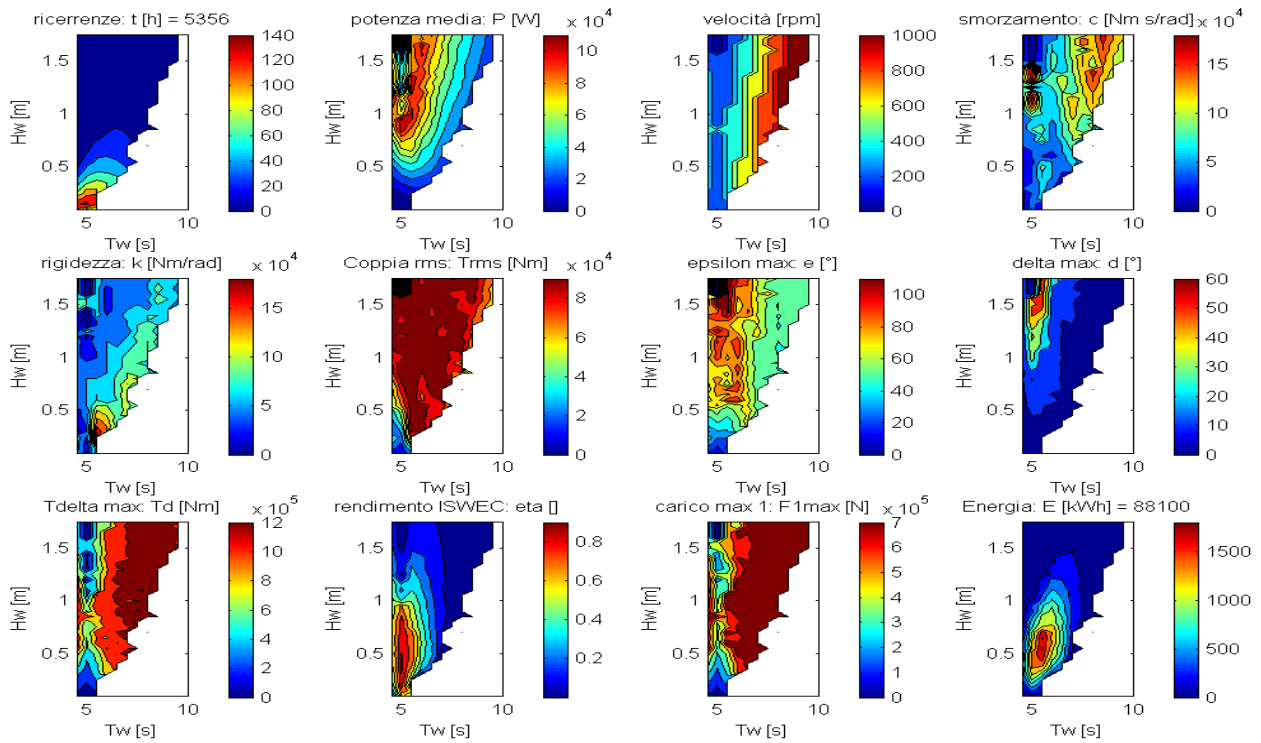


Fig. 33 – Grandezze caratteristiche: $n_{max}=1000rpm$, $F_{max}=0.8MN$ (limitata)

Quello che si ottiene è un aumento della produttività netta a fronte di una riduzione del carico massimo sui cuscinetti, come mostrato dal grafico di figura 34. In questo grafico la produttività lorda è calcolata solo

nelle celle a rendimento maggiore di zero, quindi vengono scartate tutte le celle in cui le dissipazioni superano l'energia prodotta (zona bianca).

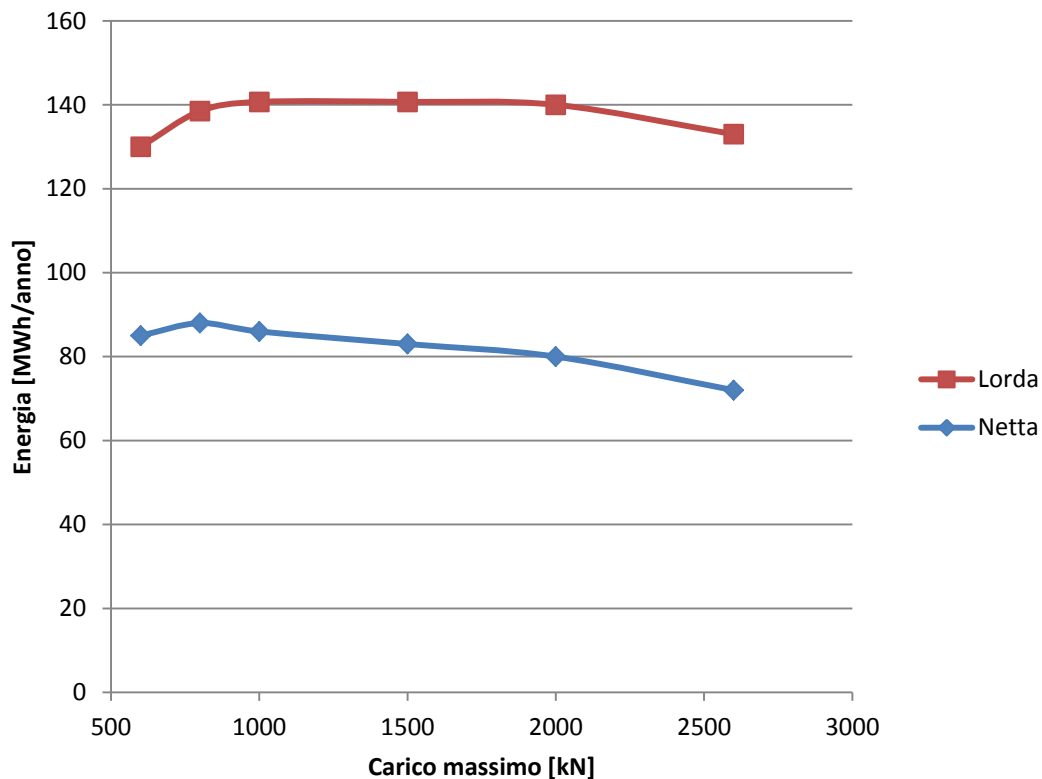


Fig. 34 – Produttività lorda e netta sulle sole celle a rendimento maggiore di zero

Con la limitazione dei carichi sui cuscinetti la zona di scattering table sfruttata è maggiore rispetto al caso con carichi non limitati e la produttività netta passa da 73 ad 88 MWh/anno con un incremento del 20%.

In sintesi si può osservare come i carichi massimi siano localizzati in una certa zona della scattering table, quindi riducendo il valore dei carichi massimi ammissibili si va a perdere produttività lorda solo in quelle celle, mentre in tutte le altre si ha un vantaggio dovuto alla riduzione delle perdite sui cuscinetti. Altro vantaggio si ha perché la zona avente rendimento negativo si restringe scegliendo cuscinetti più piccoli. Bisogna anche considerare che all'interno della zona bianca è ancora possibile trovare delle condizioni di lavoro produttive riducendo a 700 rpm la velocità angolare massima del volano. Infatti, come si può vedere dai grafici nella figura 35, la zona produttiva si estende notevolmente aumentando la produttività di un ulteriore 13% da 88 a 100MWh/anno limitando i carichi massimi pari a 1MN.

Tutto questo si traduce in un incremento netto del 37% mantenendo una durata dei cuscinetti superiore alle 30000 ore, pari a circa 4 anni.

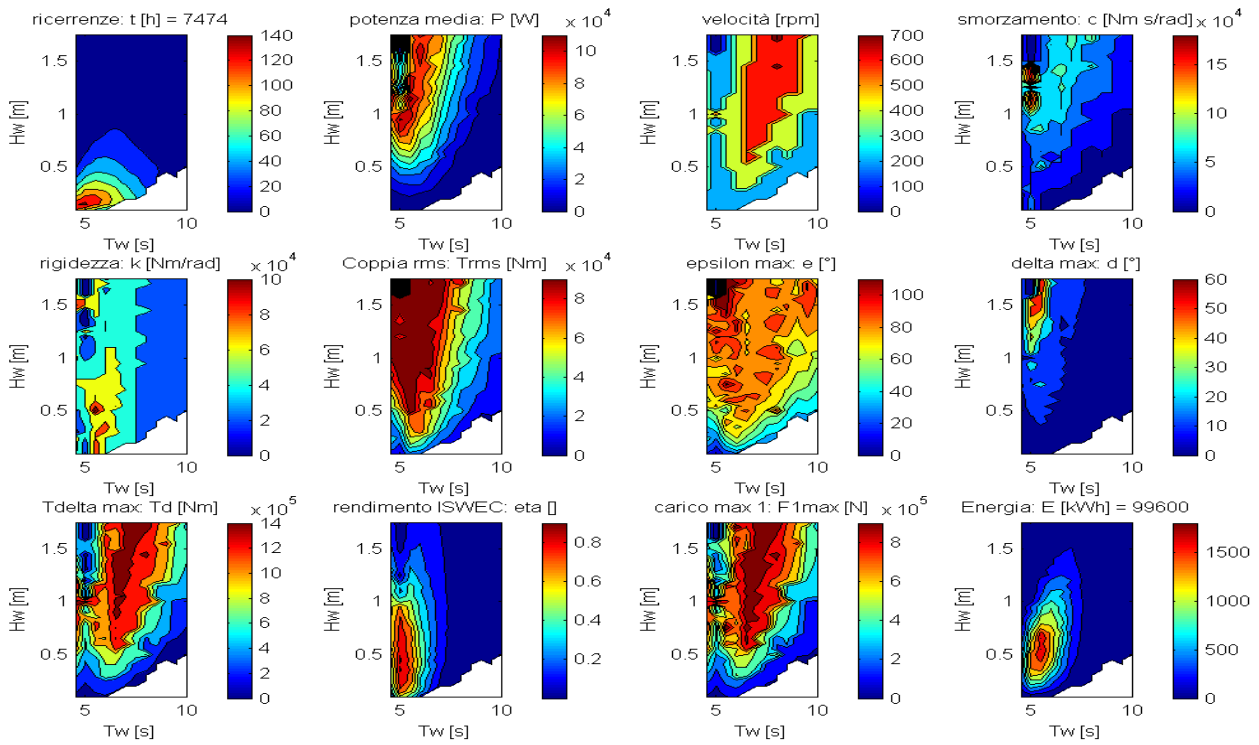


Fig. 35 – Grandezze caratteristiche: $n_{max}=700\text{rpm}$, $F_{max}=1\text{MN}$

Si definisce quindi la zona in cui il sistema è in grado di lavorare e quella in cui le dissipazioni superano l'energia prodotta (zona bianca sul grafico).

2.5.5 PROGETTAZIONE STRUTTURALE DEL VOLANO

In base ai risultati ottenuti dalle precedenti analisi si è deciso di ripartire il momento angolare su due gruppi giroscopici gemelli. Ogni volano presenta quindi un momento d'inerzia $J = 7500 \text{ kgm}^2$

Il dimensionamento del volano è stato fatto partendo da esigenze di ingombri e limiti di massa dovuti ad equilibratura e trasportabilità. Come mostrato in precedenza, in seguito alle simulazioni è stato determinato il momento angolare del gruppo giroscopico che consente di ottimizzare la produttività del sistema. La ripartizione del momento angolare tra momento d'inerzia e velocità angolare è stata fatta sulla base delle seguenti considerazioni:

- Un'elevata velocità angolare comporta elevate perdite per attrito sui cuscinetti, ma consente di ridurre il momento d'inerzia del volano, riducendone i costi.
- Un elevato momento d'inerzia consente viceversa di ridurre la velocità angolare del volano, ma ne aumenta il costo e le dimensioni in modo importante.

Il miglior compromesso è stato ottenuto con un volano avente le seguenti dimensioni di massima:

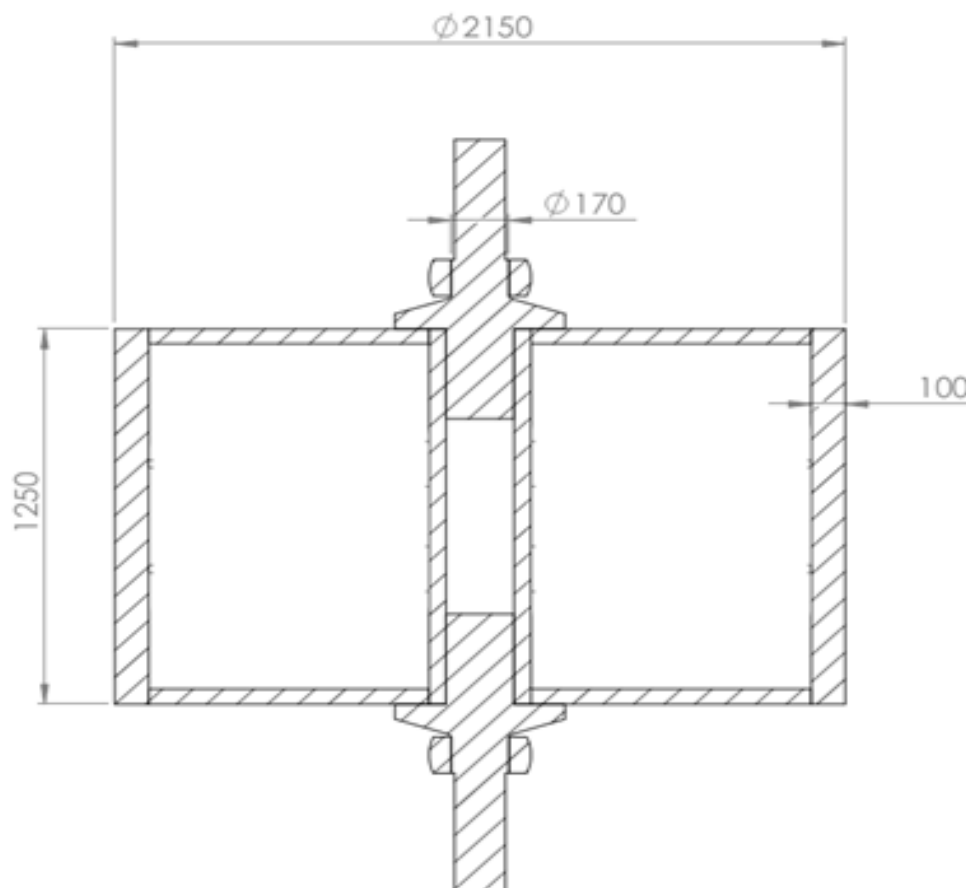


Fig. 36 – Volano – schema di base

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

$$J = 7500 \text{ kgm}^2$$

$$D = 2 \text{ m}$$

$$M = 10 \text{ t}$$

Sono state effettuate una serie di simulazioni al fine di individuare la soluzione di miglior compromesso tra il livello di sollecitazione del materiale, le deformazioni che ne conseguono, la fattibilità costruttiva nonché economica. In particolare sono state valutate diverse modalità di rinforzo interno per mantenere le sollecitazioni e gli spostamenti ai valori minimi possibili. Qui di seguito sono riportate le varie soluzioni analizzate ed i risultati di tensione e spostamento per le geometrie proposte in seguito all'applicazione dei carichi dinamici (sollecitazione centrifuga, coppie giroscopiche, peso) massimi ottenuti dalle simulazioni per l'ottimizzazione della produttività. Queste condizioni di carico vedono un'ipotesi di vincolo ideale, in cui il sistema di supporto del giroscopio è di cedevolezza trascurabile.

Soluzioni costruttive – analisi sollecitazioni centrifughe

Soluzione 1a

Rinforzi: nessun rinforzo

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 8900 kg

Momento inerzia = 7725 kgm^2

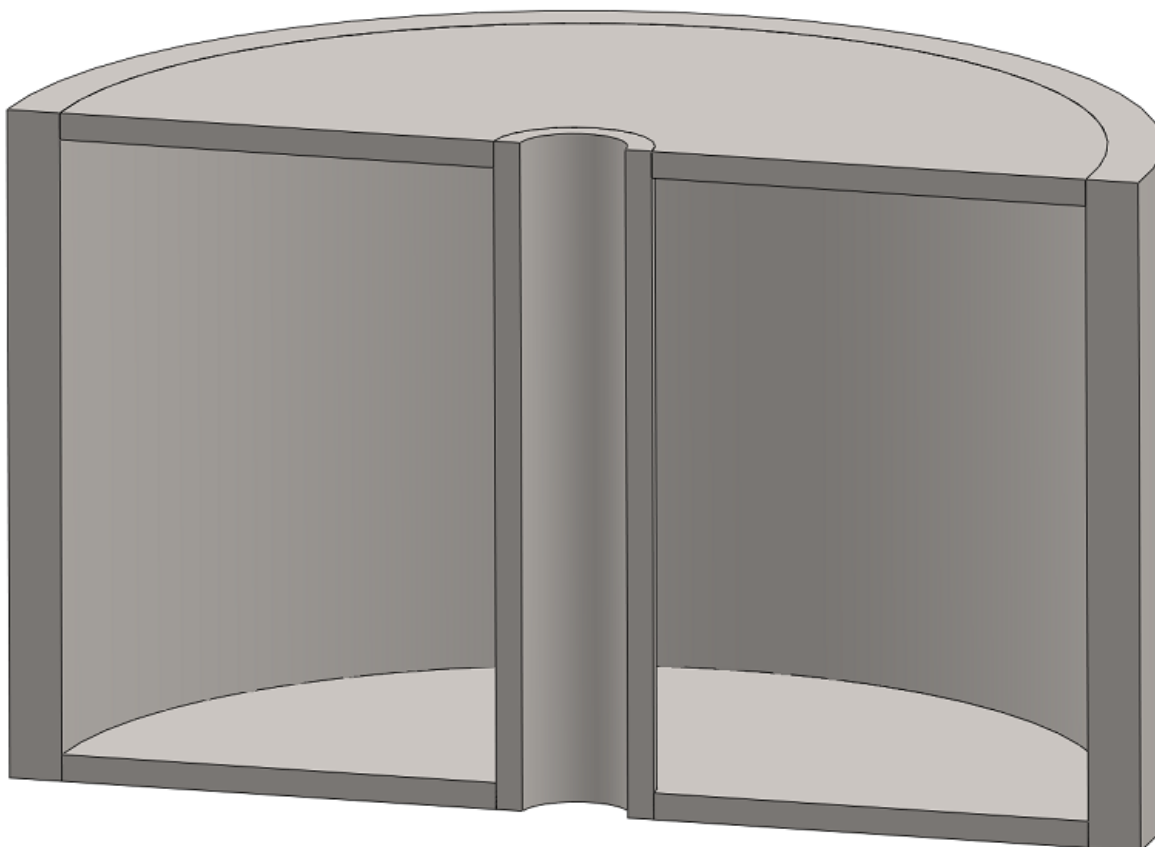


Fig. 37 – Volano – soluzione base

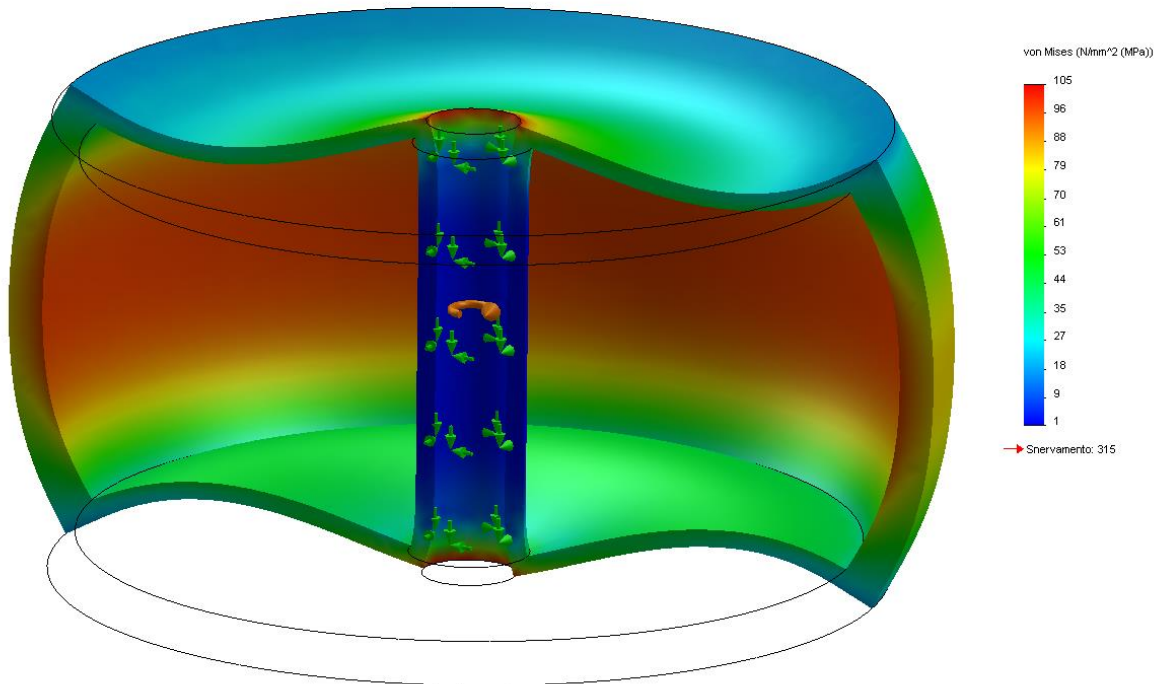


Fig. 38 – Volano soluzione1, 1000rpm - tensioni

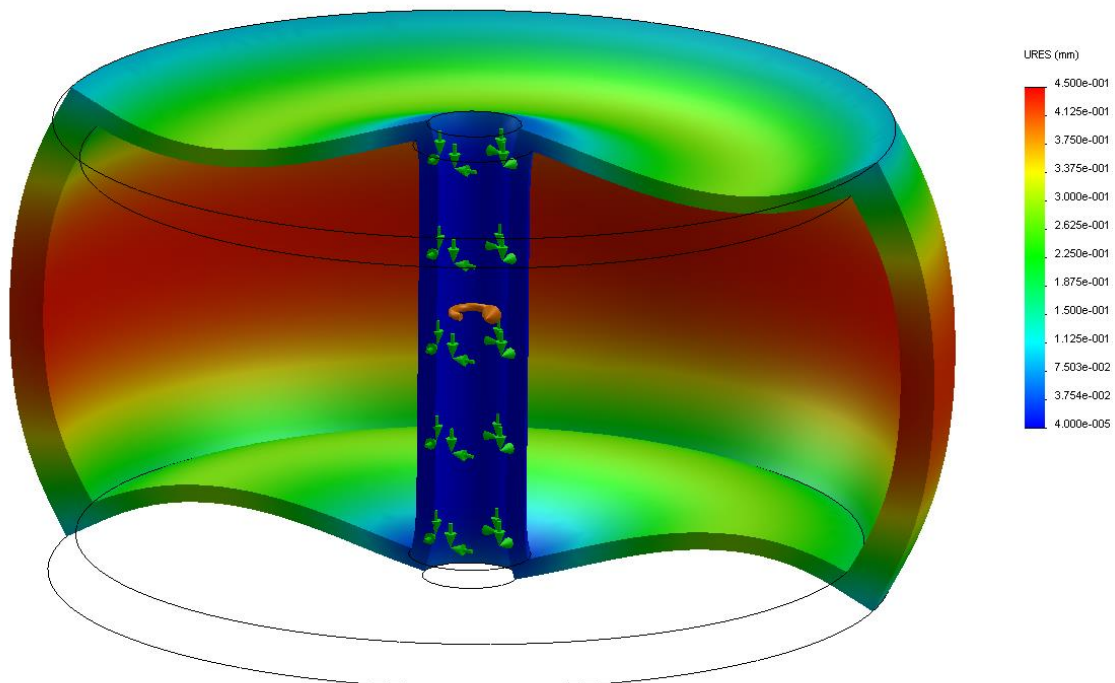


Fig. 39 – Volano soluzione1, 1000rpm - spostamenti

Soluzione 1b

Rinforzi: nessun rinforzo
n = 700 rpm

Peso = 8900 kg

Momento inerzia = 7725 kgm²

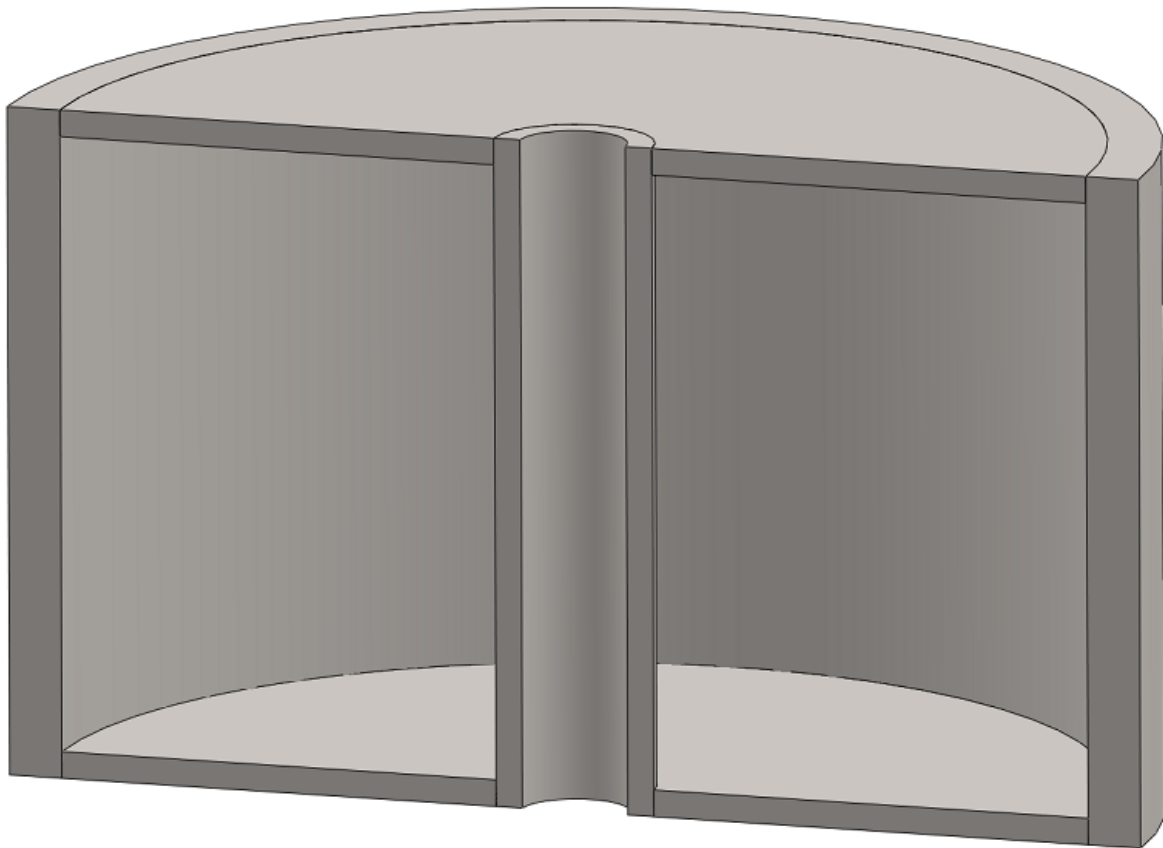


Fig. 40 – Volano – soluzione base

Si nota dalle figure seguenti che portando la velocità da 1000rpm a 700rpm le sollecitazioni e le deformazioni si dimezzano. Questo vale per tutte le geometrie considerate, quindi se si vuole valutare carico e deformazione con velocità di 700 rpm è sufficiente dimezzare i risultati di sollecitazione e deformazione ottenuti per una velocità di 1000 rpm

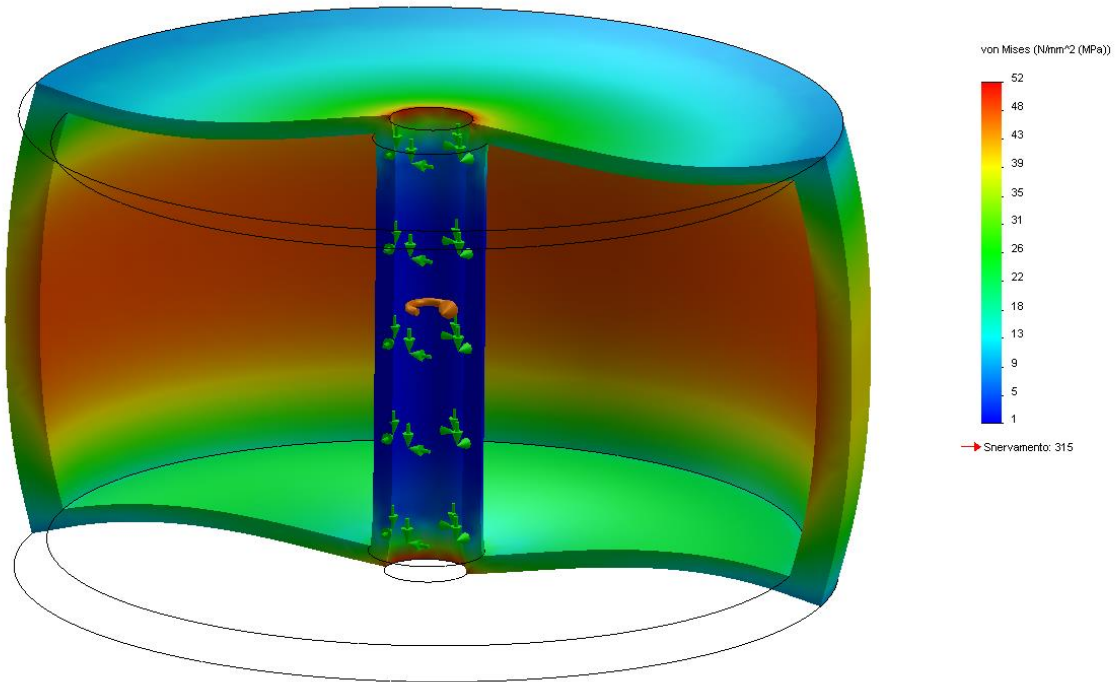


Fig. 41 – Volano soluzione1, 700rpm – tensioni

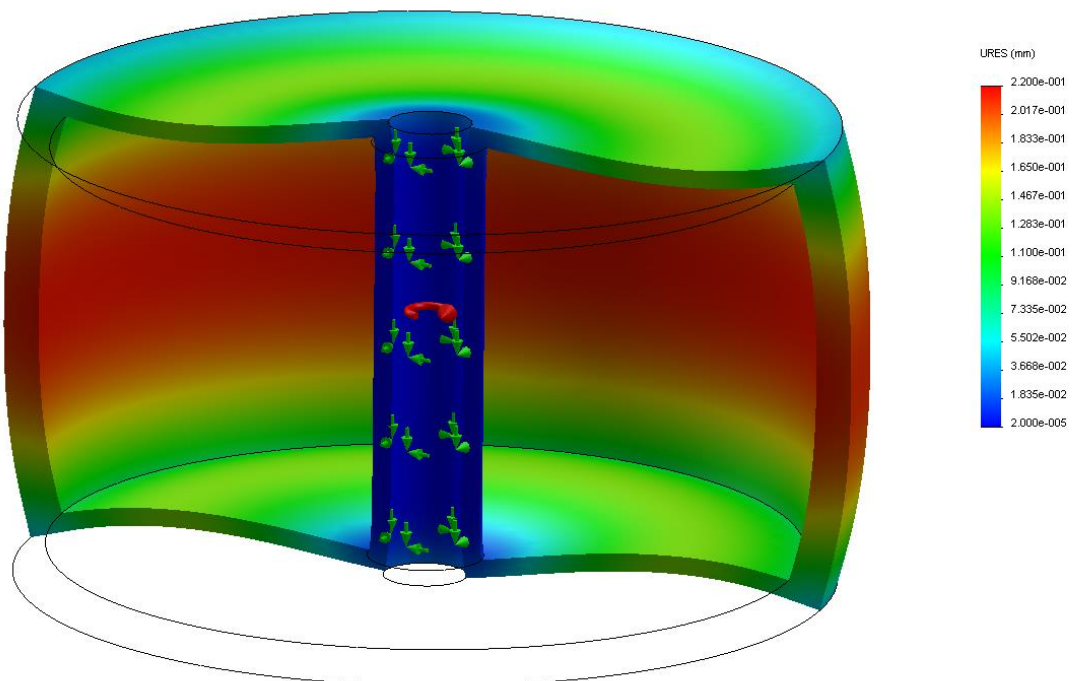


Fig. 42 – Volano soluzione1, 700rpm – spostamenti

Soluzione 2

Rinforzo: un rinforzo circonferenziale piano. Diametro interno 1000 mm

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 9800 kg

Momento inerzia = 8250 kgm^2

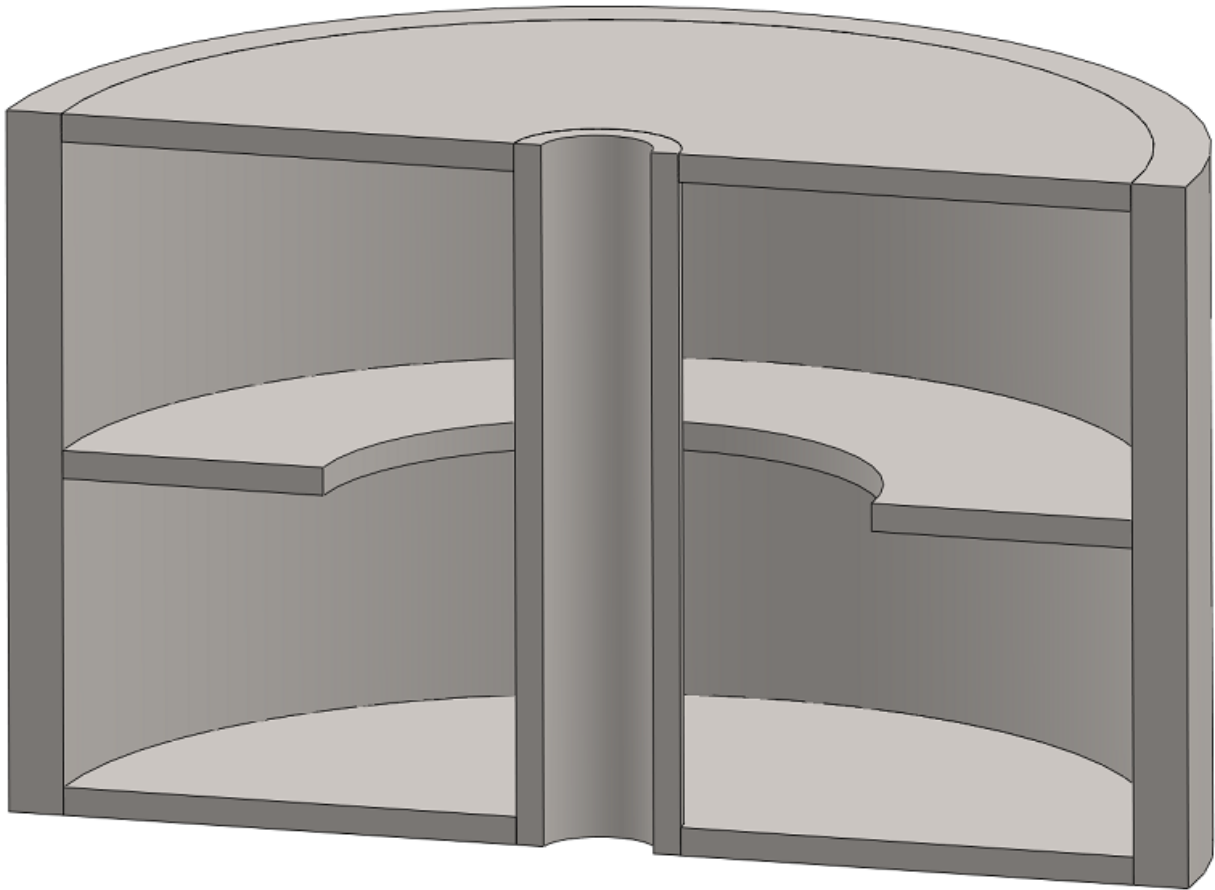


Fig. 43 – Volano soluzione 2

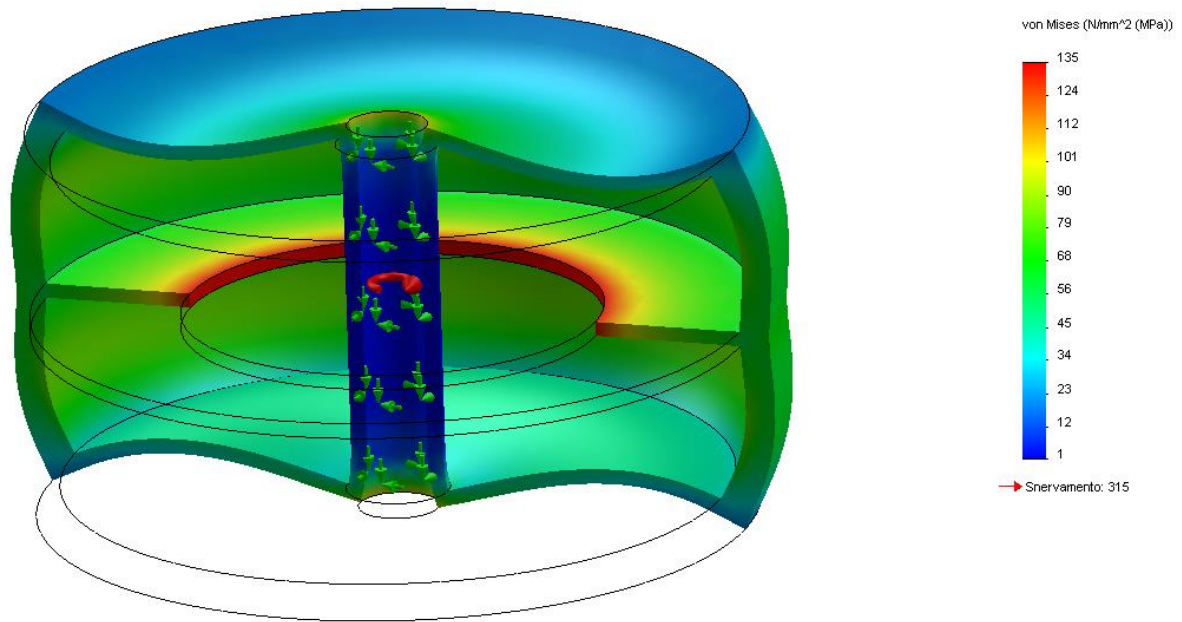


Fig. 44 – Volano soluzione 2 – tensioni

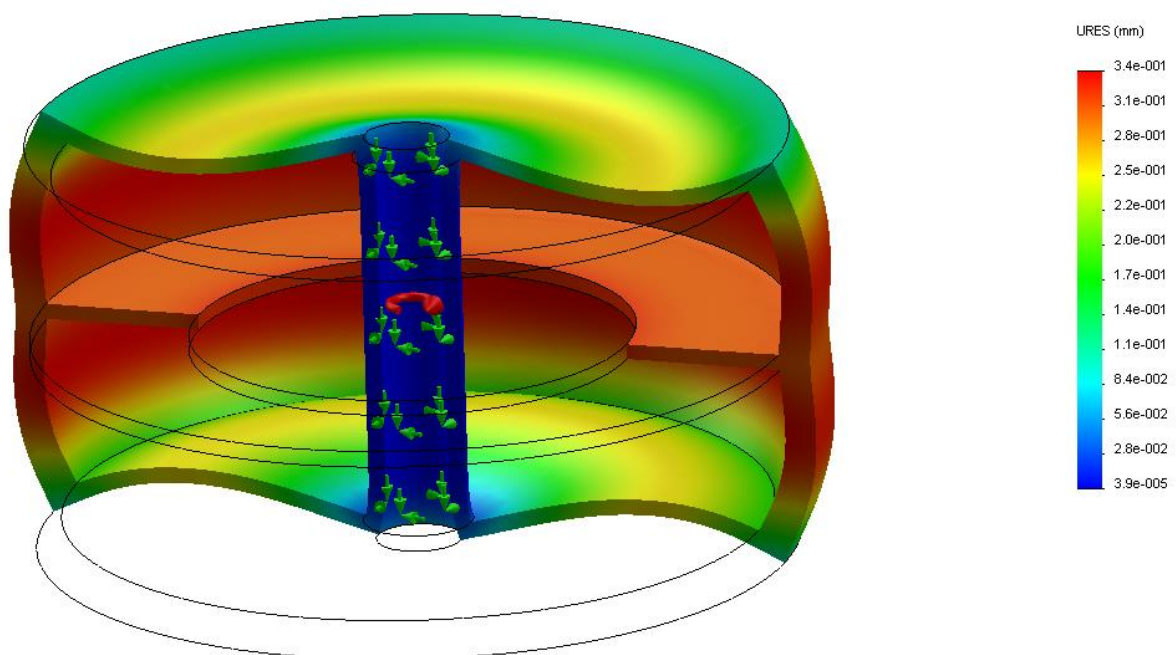


Fig. 45 – Volano soluzione 2 – spostamenti

Soluzione 3

Rinforzo: due rinforzi circolari con sezione a T. Diametro interno 1600 mm

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 9890 kg

Momento inerzia = 8370 kgm^2

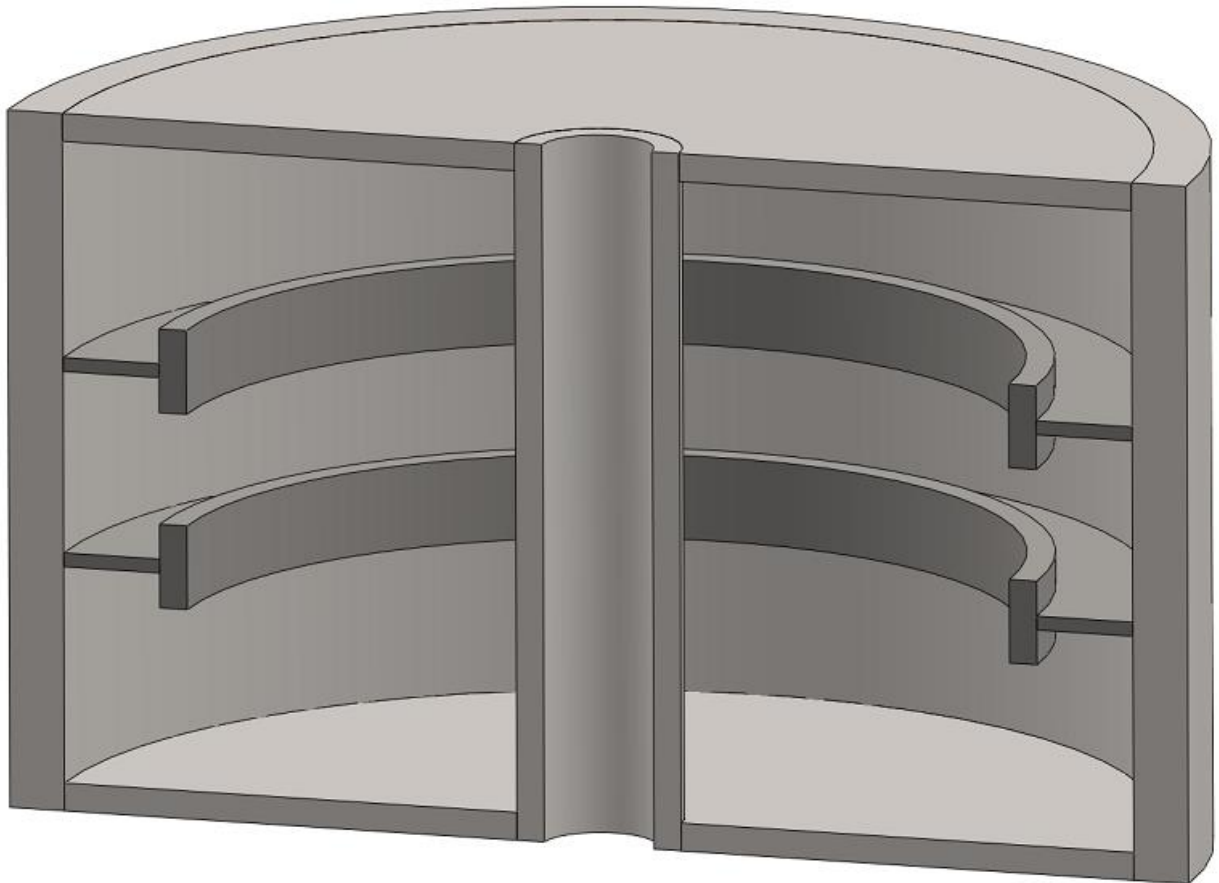


Fig. 46 – Volano soluzione 3

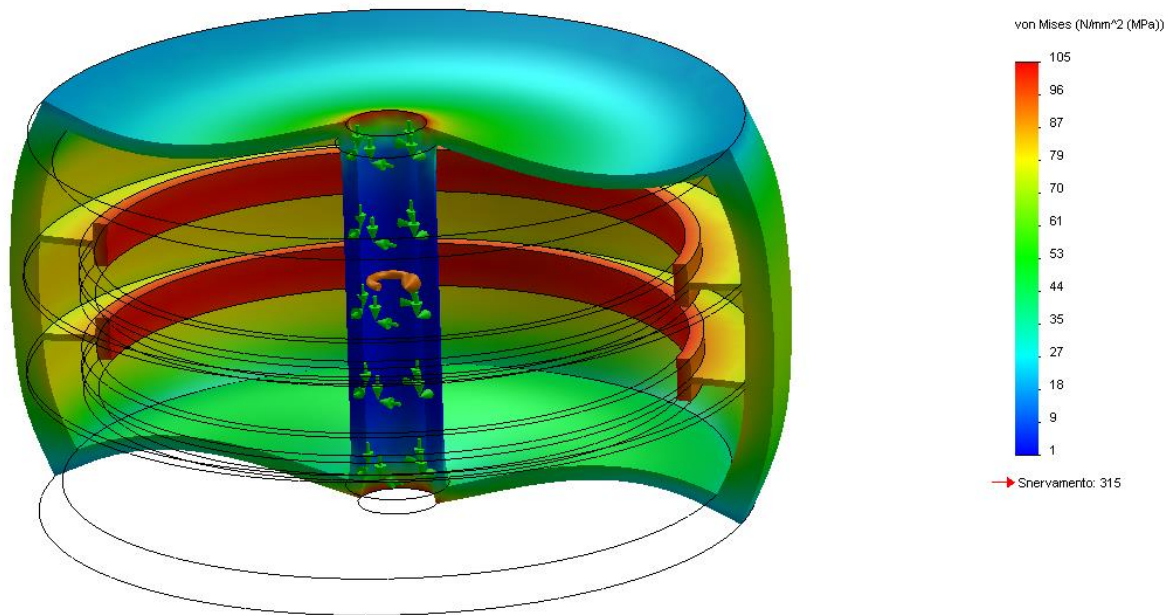


Fig. 47 – Volano soluzione 3 – tensioni

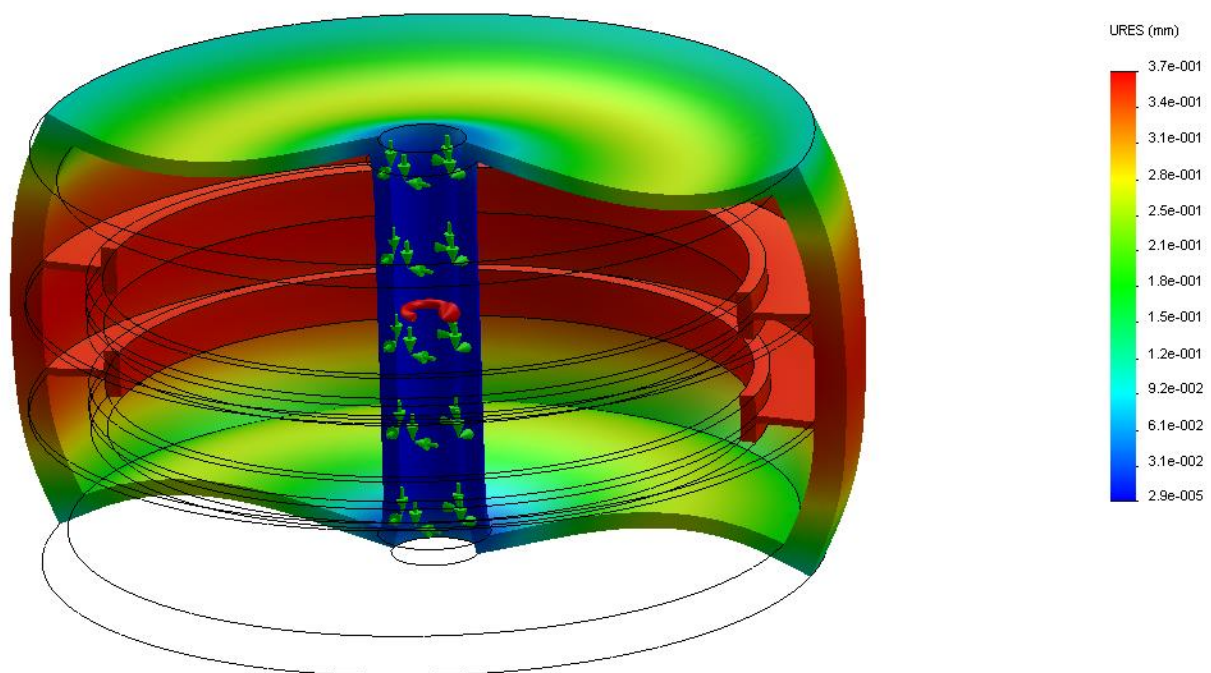


Fig. 48 – Volano soluzione 3 – spostamenti

Soluzione 4

Rinforzi: due rinforzi circolari con sezione a T. Diametro interno 1000 mm

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 10120 kg

Momento inerzia = 8330 kgm^2

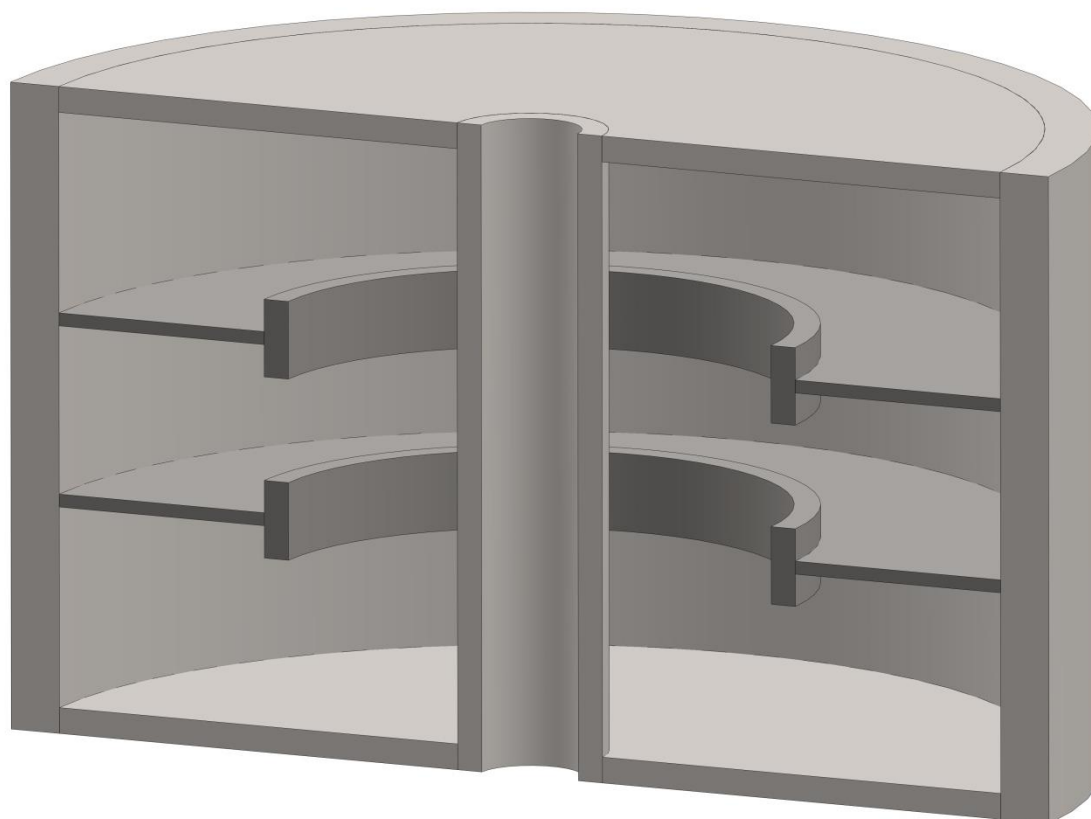


Fig. 49 – Volano soluzione 4

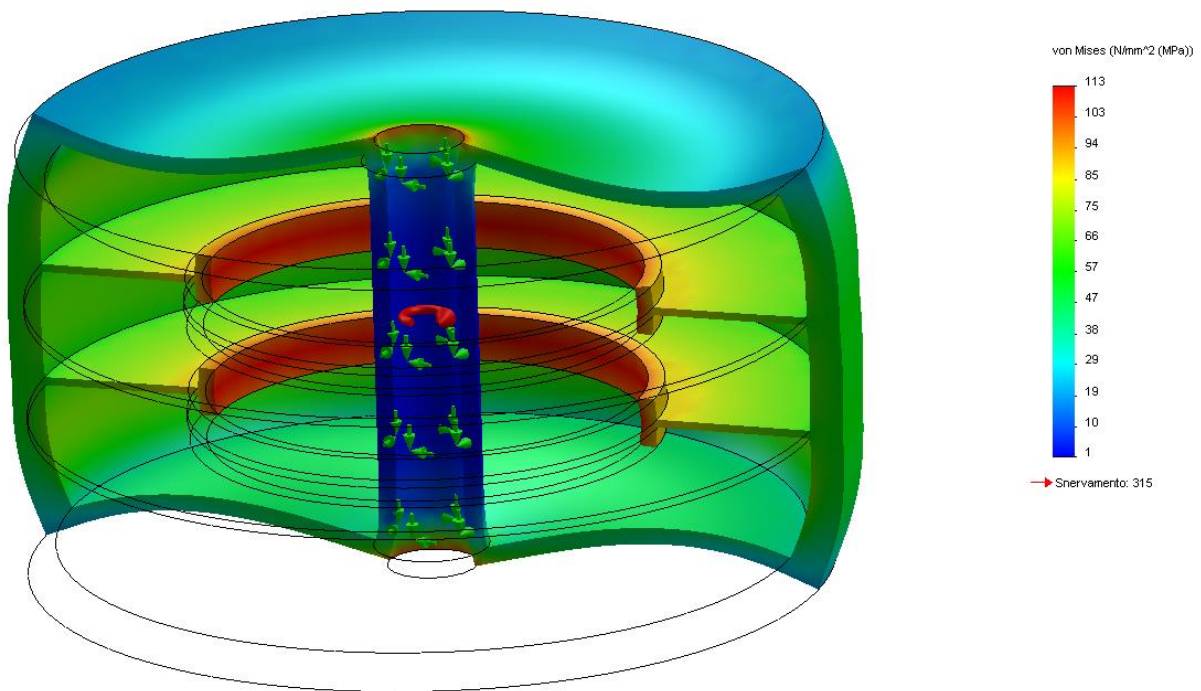


Fig. 50 – Volano soluzione 4 – tensioni

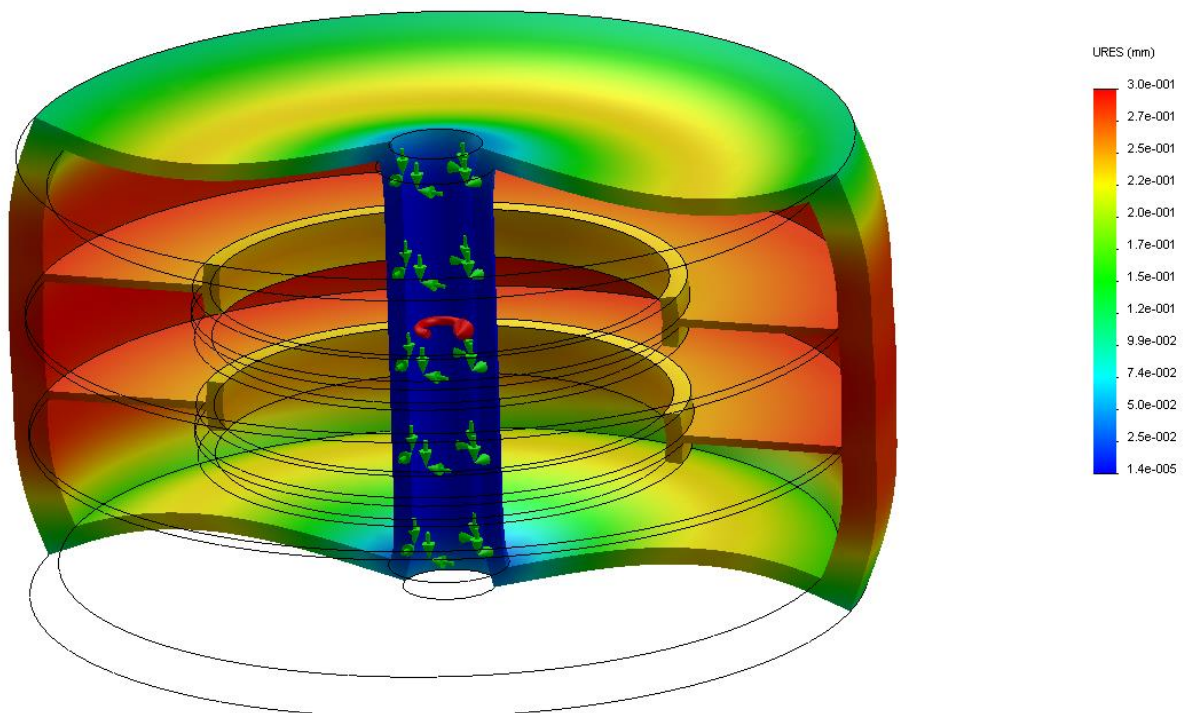


Fig. 51 – Volano soluzione 4 – spostamenti

Soluzione 5

Rinforzi: due rinforzi circolari con sezione a T. Diametro interno minimo

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 10180 kg

Momento inerzia = 8280 kgm^2

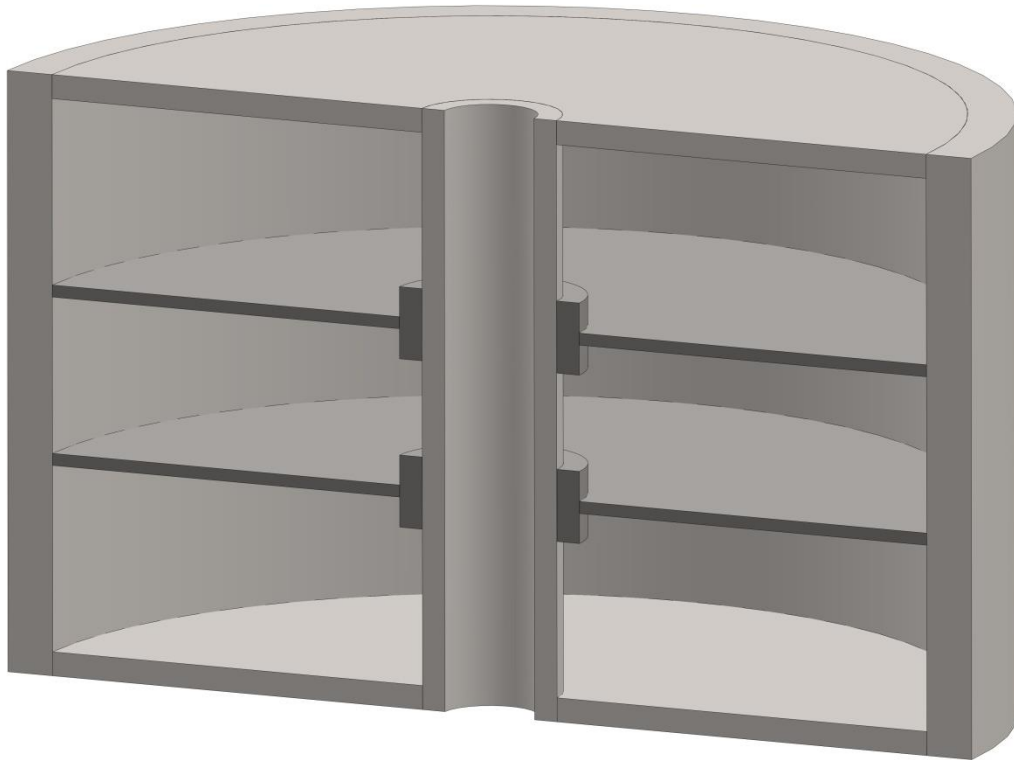


Fig. 52 – Volano soluzione 5

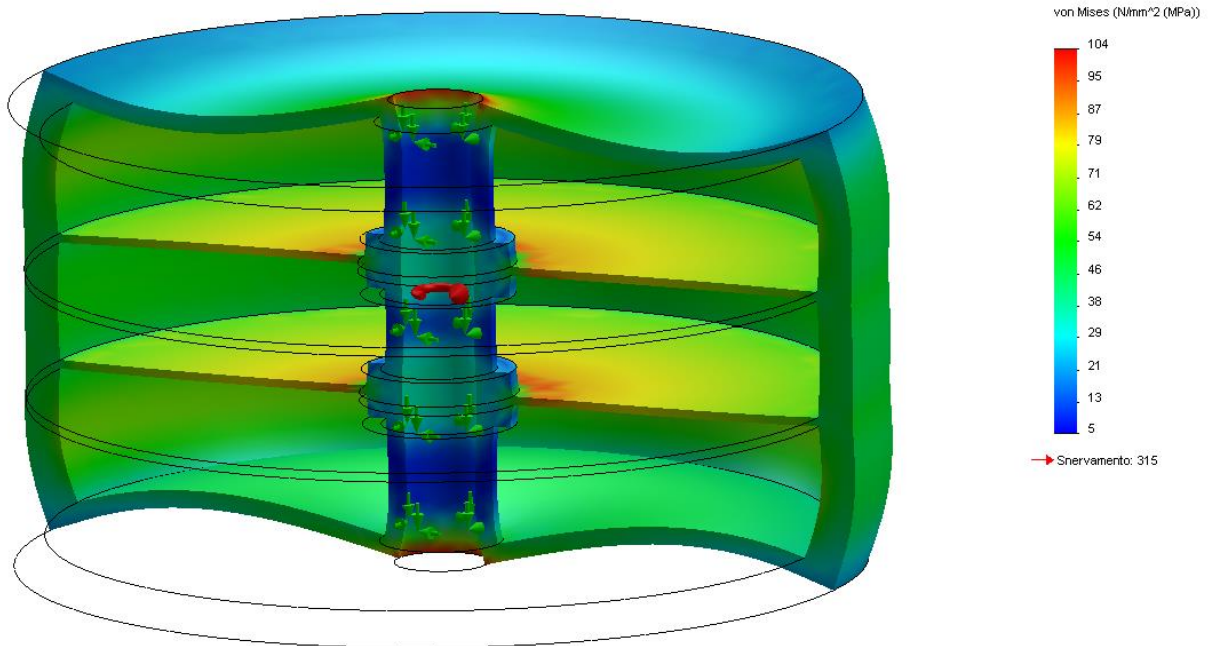


Fig. 53 – Volano soluzione 5 – tensioni

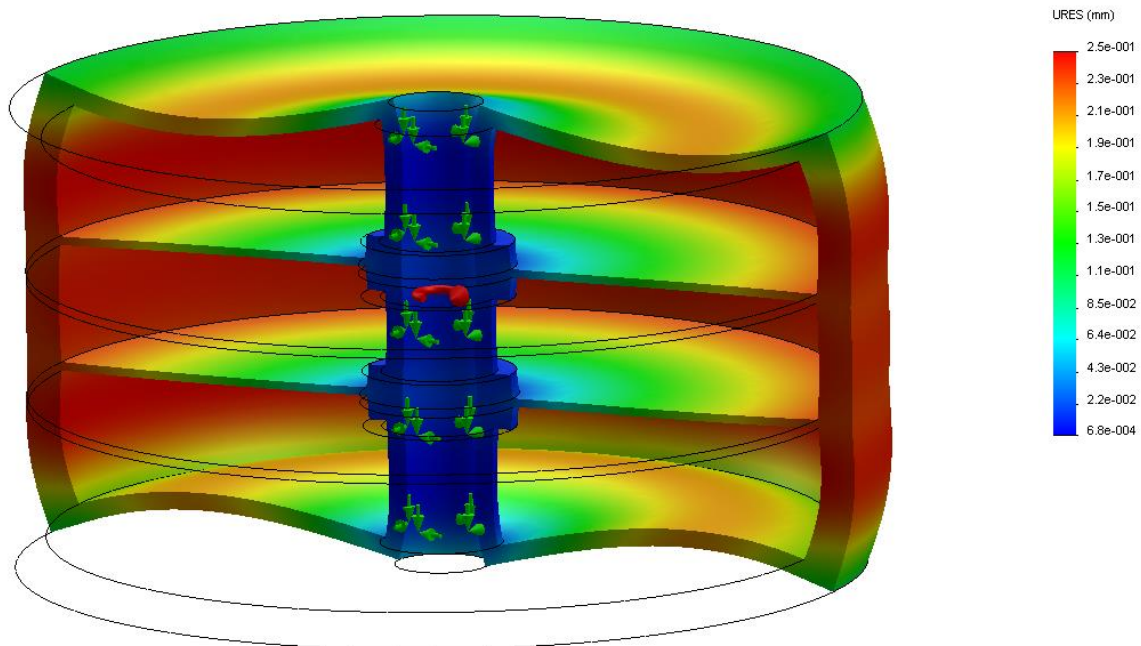


Fig. 54 – Volano soluzione 5 – spostamenti

Soluzione 6a

Rinforzi: due rinforzi circolari a raggiera.

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 9710 kg

Momento inerzia = 8050 kgm^2

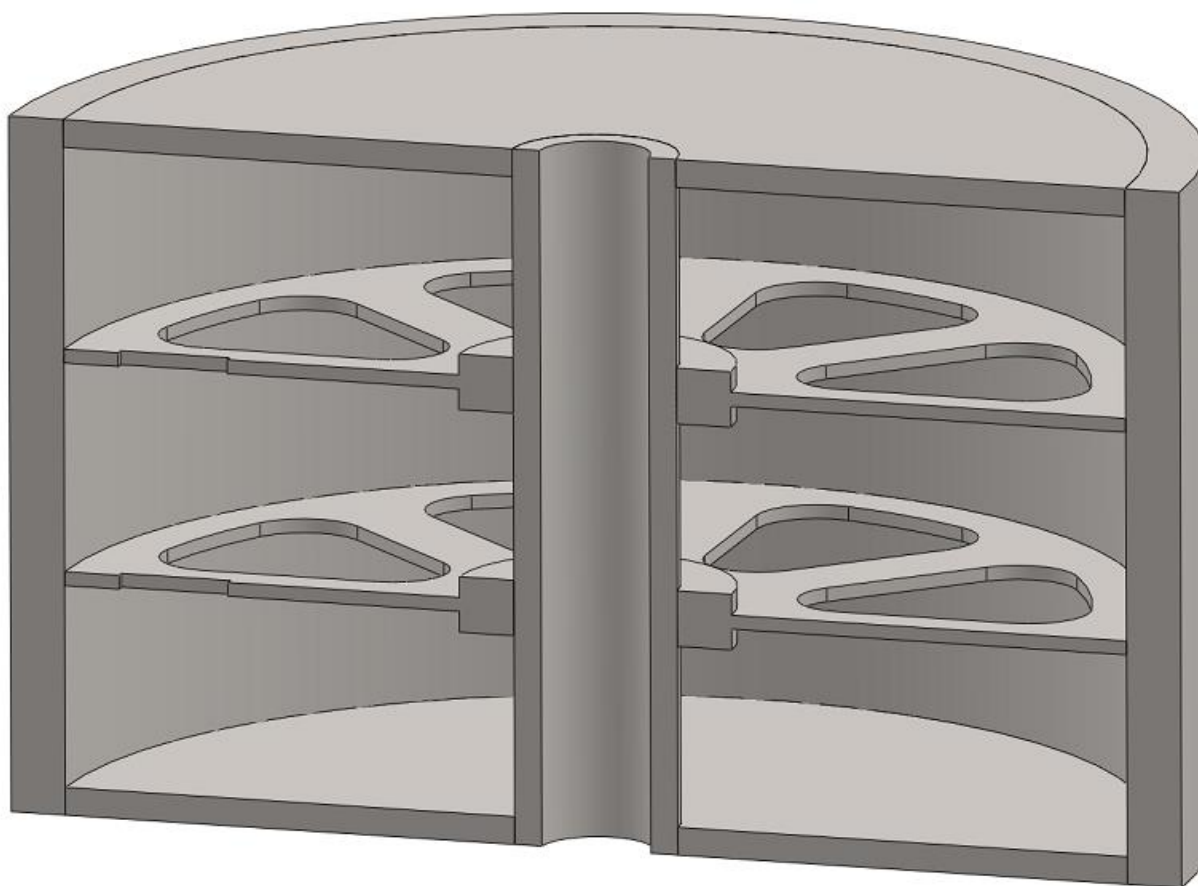


Fig. 55 – Volano soluzione 6a

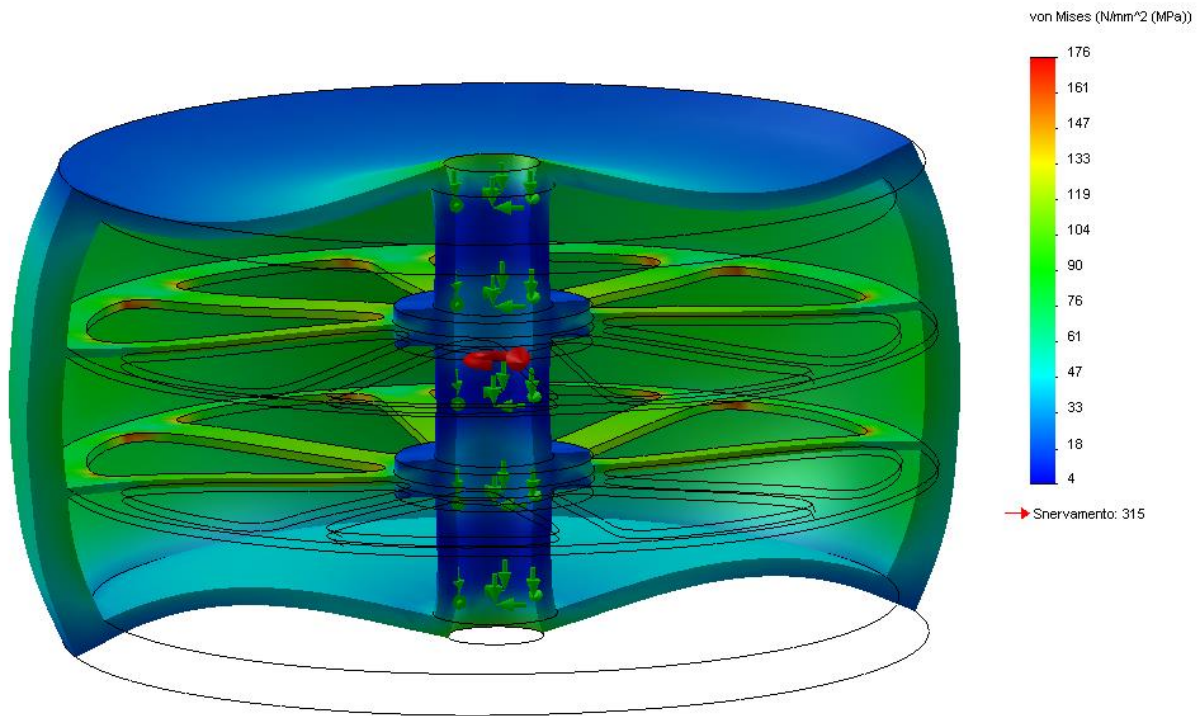


Fig. 56 – Volano soluzione 6a – tensioni

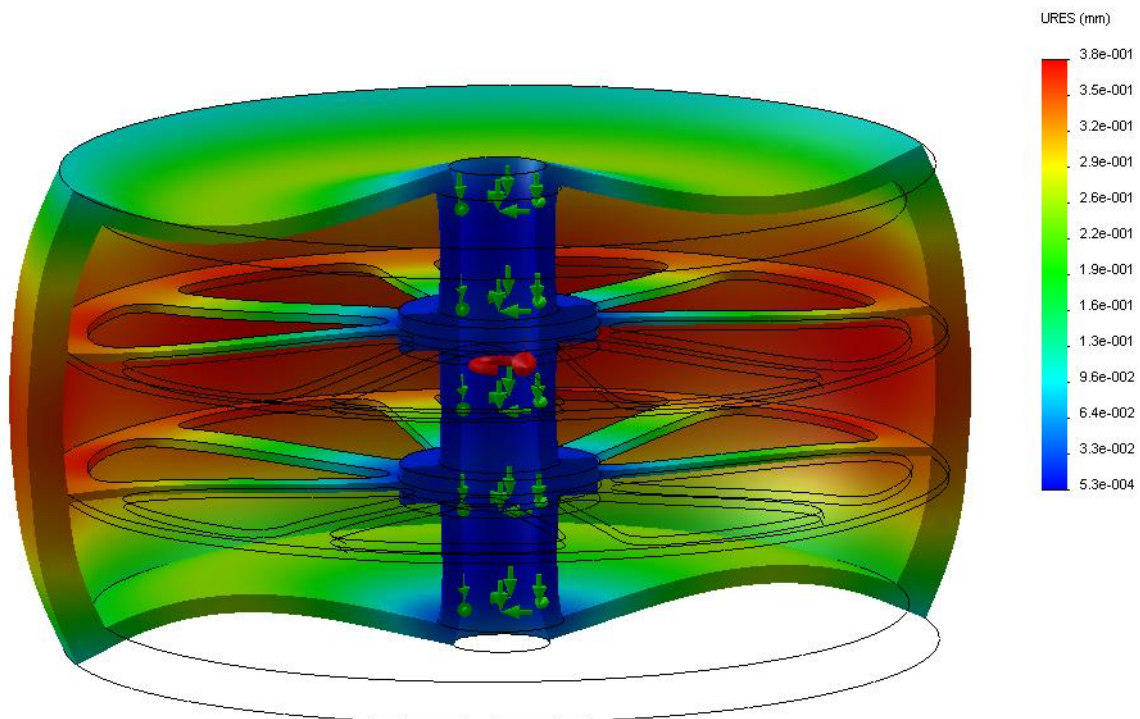


Fig. 57 – Volano soluzione 6a – spostamenti

Soluzione 6b

Rinforzi: due rinforzi circolari a raggiera con spessore maggiorato

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 10280 kg

Momento inerzia = 8370 kgm^2

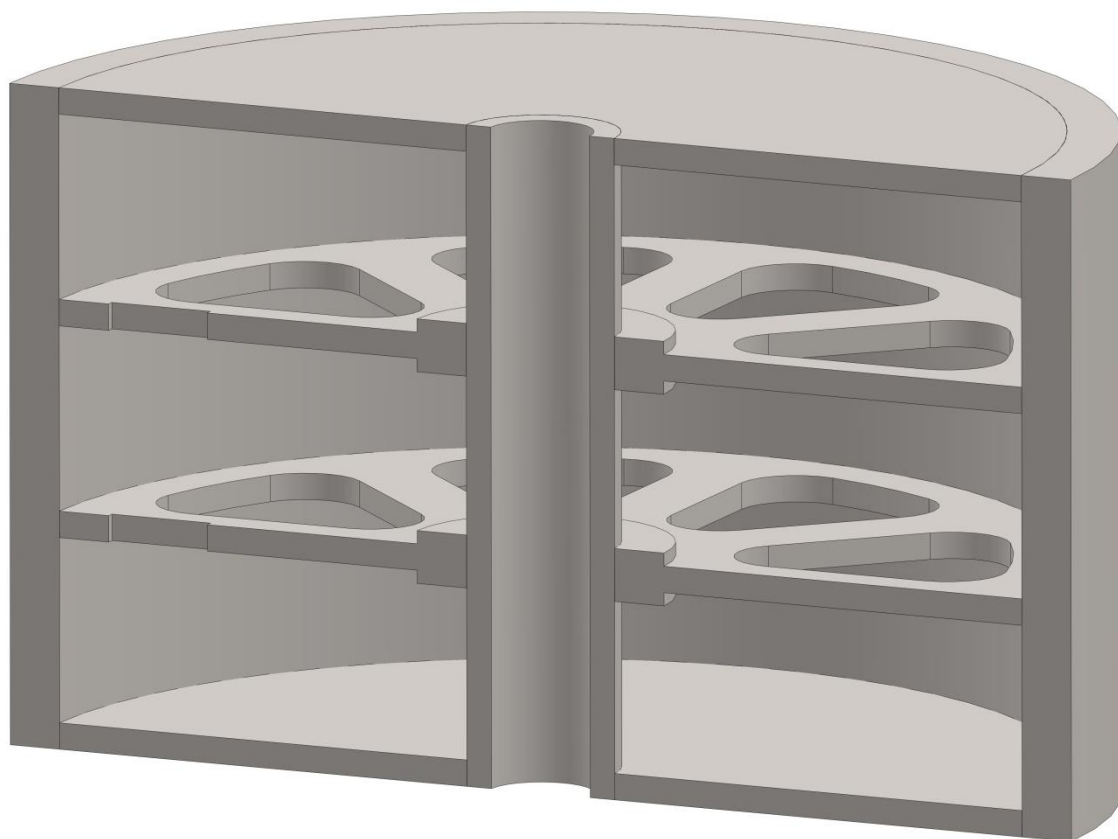


Fig. 58 –Volano soluzione 6b

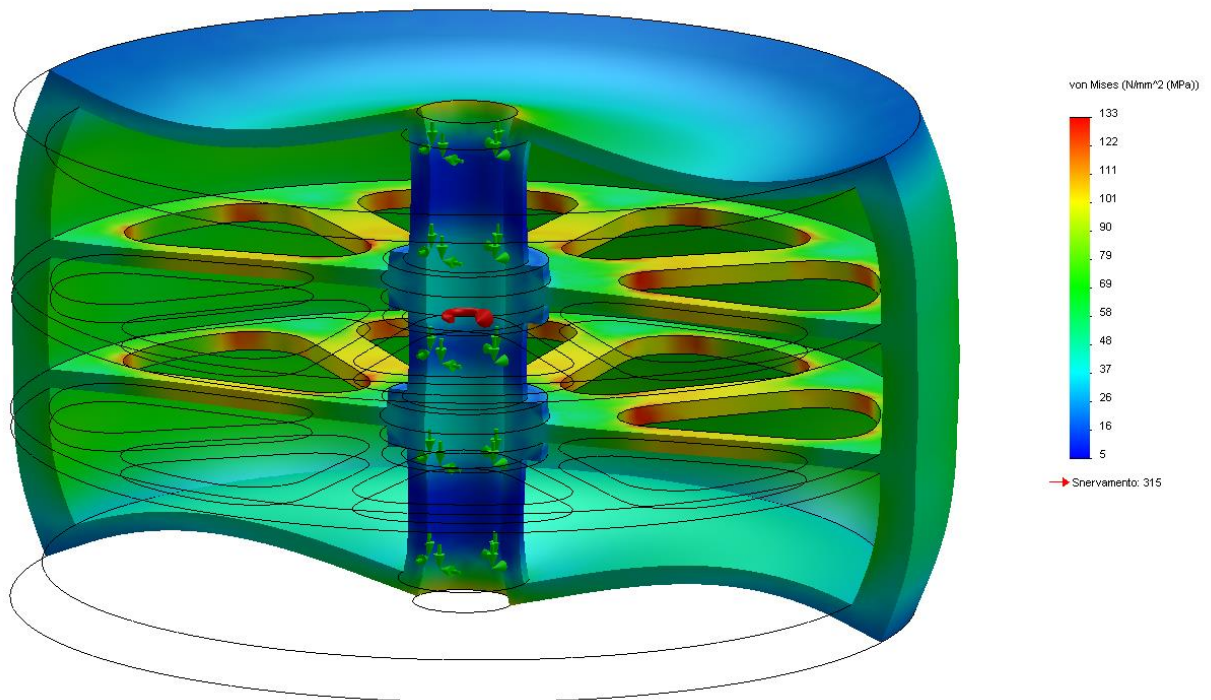


Fig. 59 – Volano soluzione 6b – tensioni

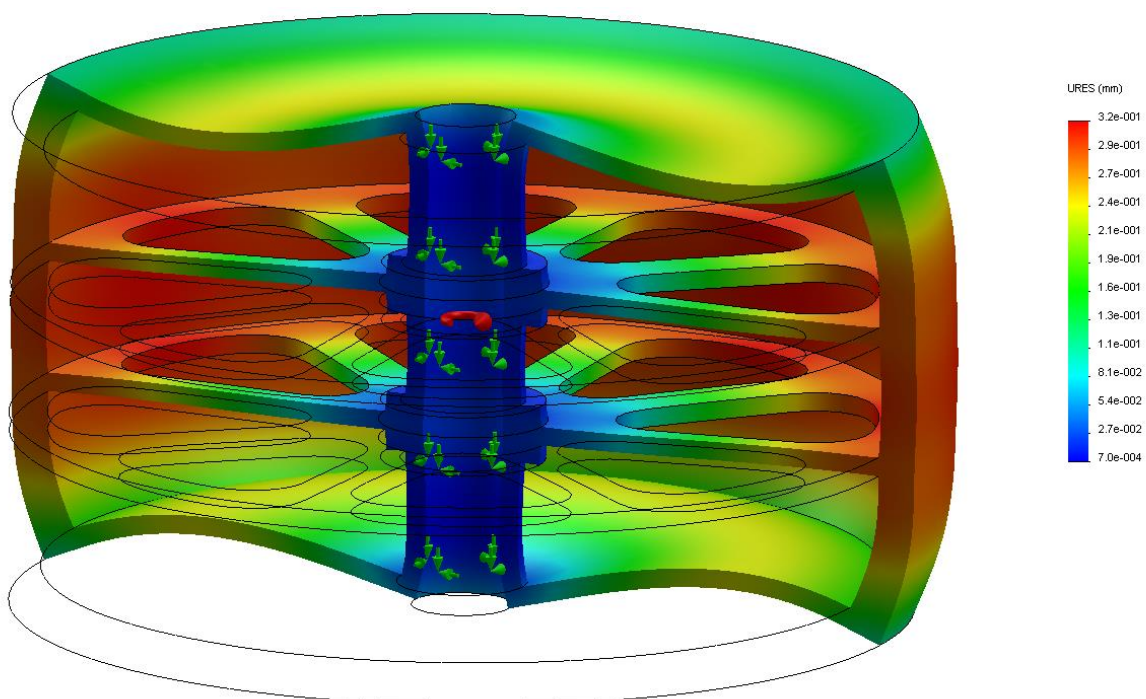


Fig. 60 – Volano soluzione 6b – spostamenti

Soluzione 7

Rinforzi: tre rinforzi circolari a raggiera

$n = 1000 \text{ rpm}$

Peso = 10100 kg

Momento inerzia = 8215 kgm^2

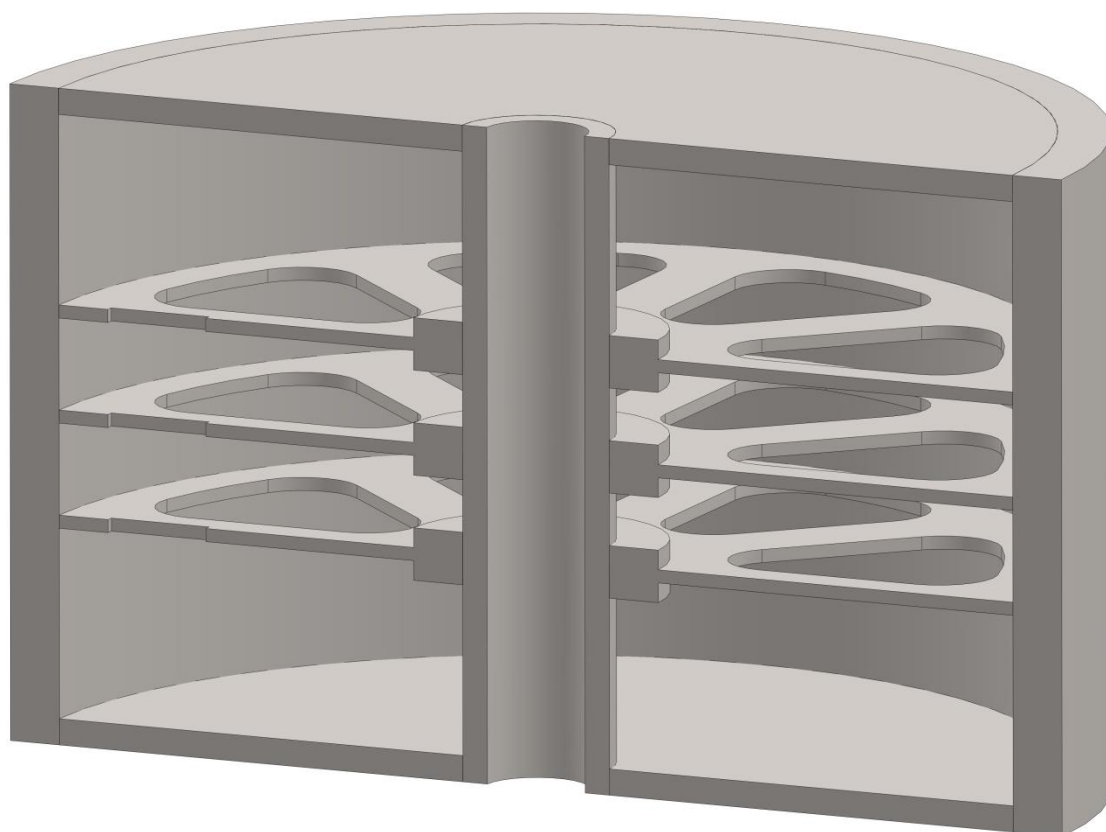


Fig. 61 – Volano – soluzione 7

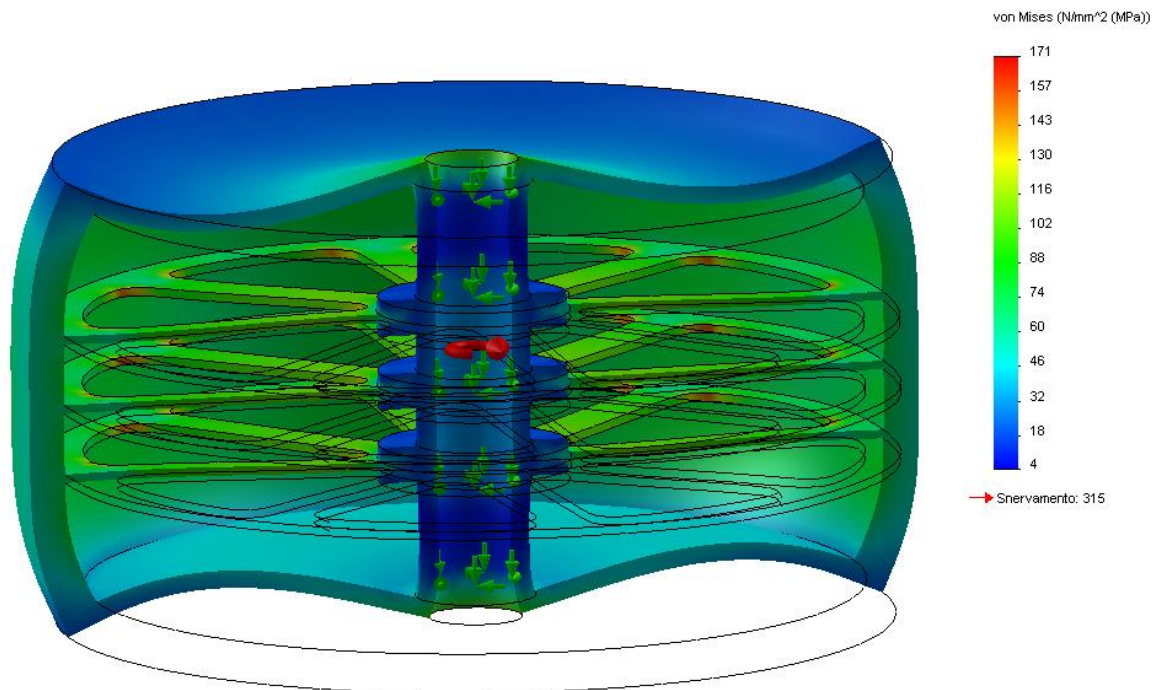


Fig. 62 – Volano soluzione 7 – tensioni

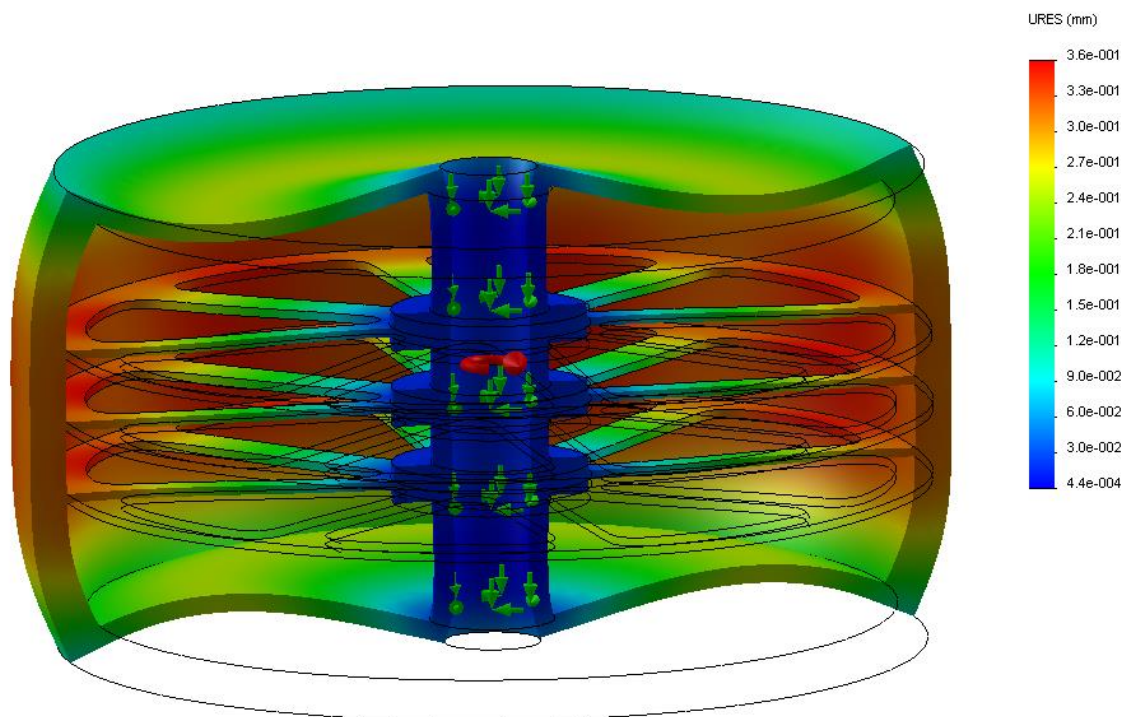


Fig. 63 – Volano soluzione 7 – spostamenti

Soluzioni costruttive – analisi delle sollecitazioni giroscopiche

Dalle analisi precedenti e da considerazioni di fattibilità costruttiva ed economica è stata scelta la soluzione finale con un solo rinforzo avente sezione a T. Per analizzare le sollecitazioni dovute agli effetti giroscopici si inseriscono gli alberi dimensionati per sopportare i carichi determinati in precedenza. Qui di seguito lo schema del volano con i semi-alberi:

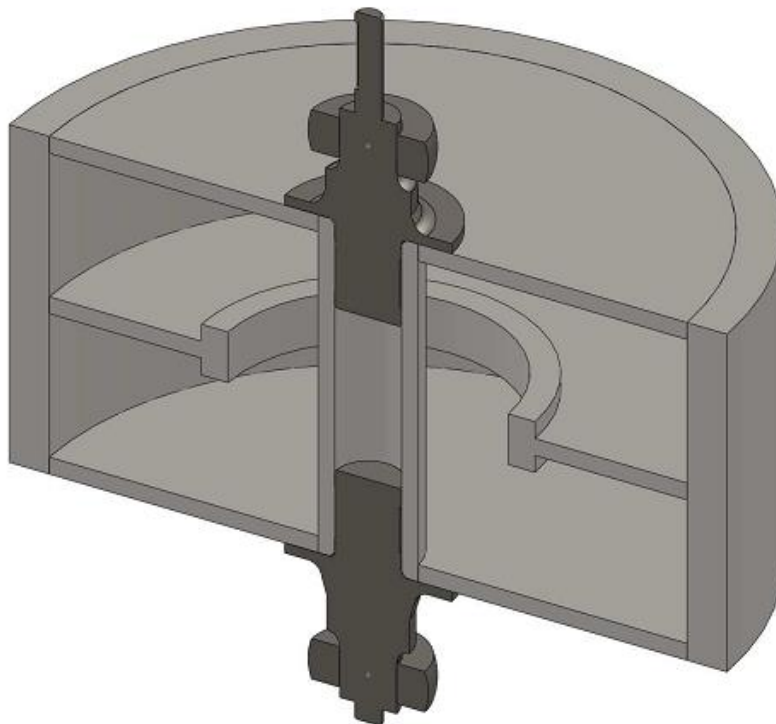


Fig. 64 – Vista in sezione del volano con semialberi

Come mostrato nelle due figure successive si ottiene una tensione massima di 110MPa sul raccordo vicino al cuscinetto (punto indicato dalla freccia) ed uno spostamento massimo di 0.54mm sul mantello. Lo spostamento angolare dell'albero in corrispondenza dei cuscinetti arriva a 3,5 centesimi di grado.

Aggiungendo la forza centrifuga si ottengono i diagrammi di tensione e spostamento mostrati nella terza e quarta figura, nei quali la tensione massima sale a 125MPa in corrispondenza del punto di collegamento tra la flangia dell'albero e le piastre. In questo caso la simulazione non è fedele alla realtà perché bisogna inserire i collegamenti filettati, però quello indicato rimane un punto critico. Lo spostamento sale a 0.63mm .

1_02
03
#stazione nodale Sollecitazioni1

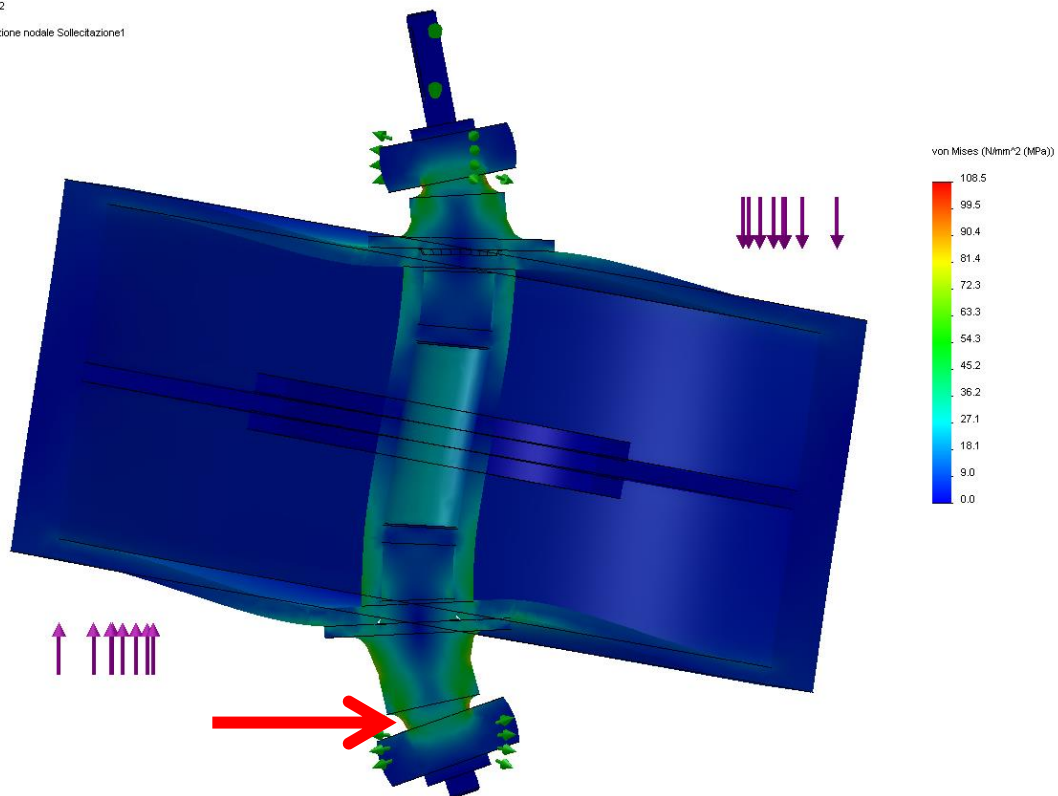


Fig. 65 – Volano con carico giroscopico - tensioni

1_02
03
#statico Spostamenti1

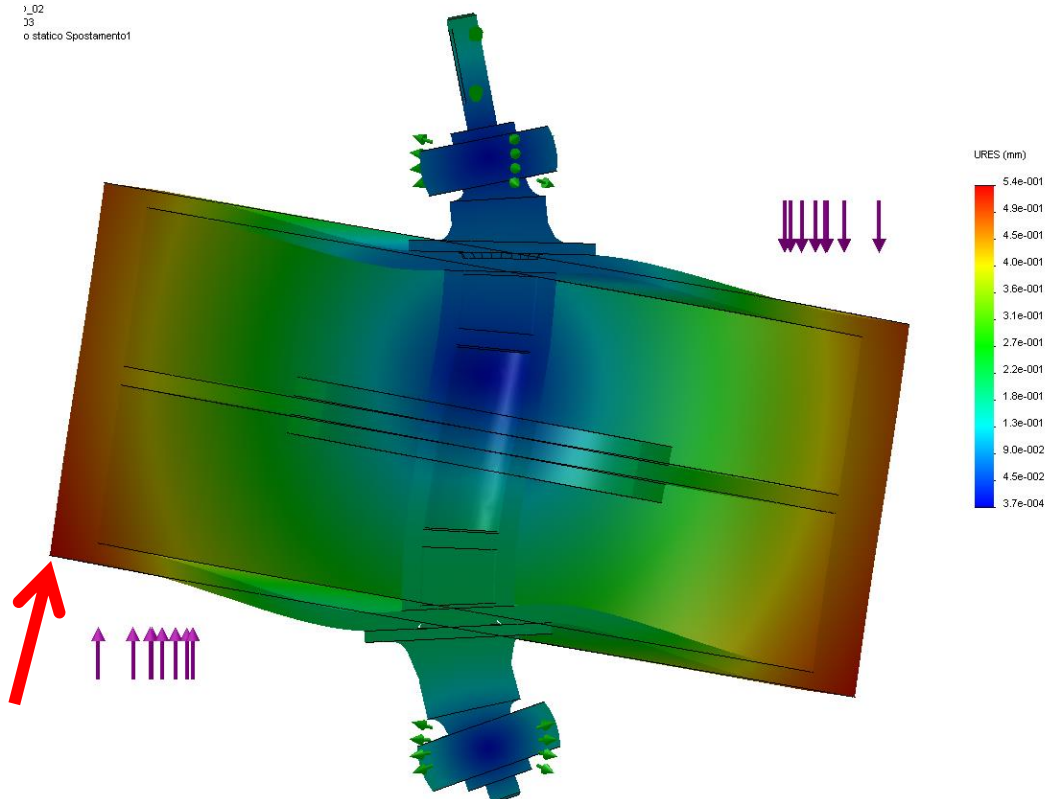


Fig. 66 – Volano con carico giroscopico - spostamenti

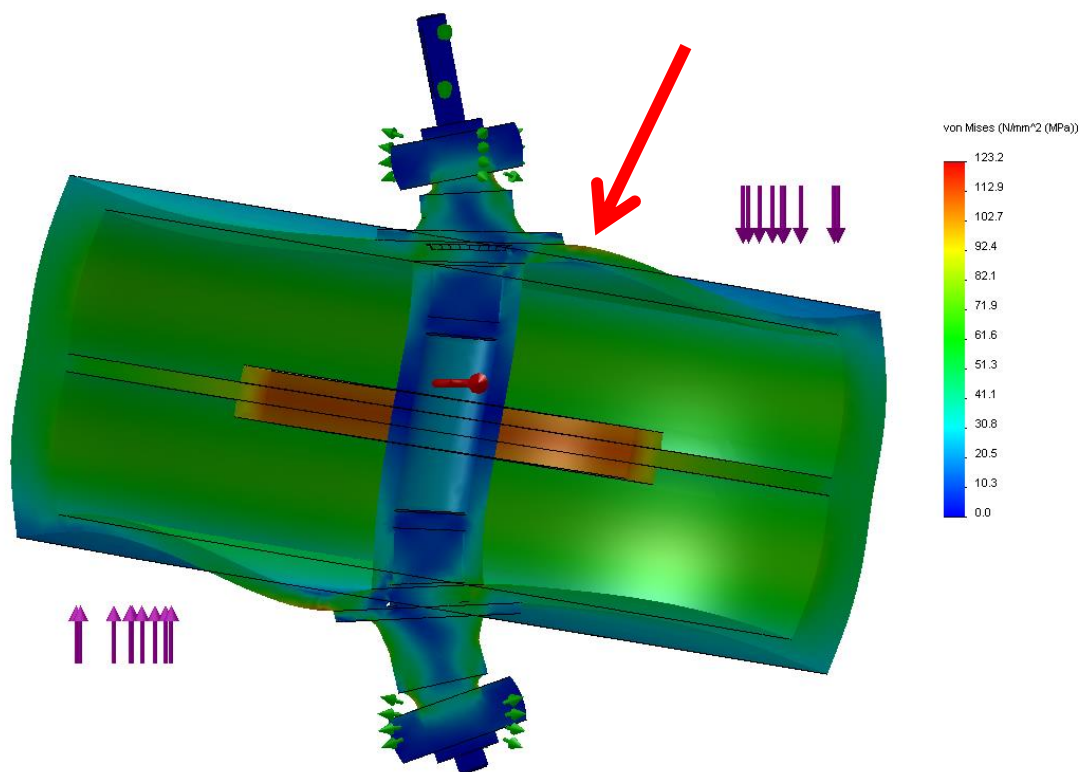


Fig. 67 – Volano con carico giroscopico e velocità di rotazione 1000rpm - tensioni

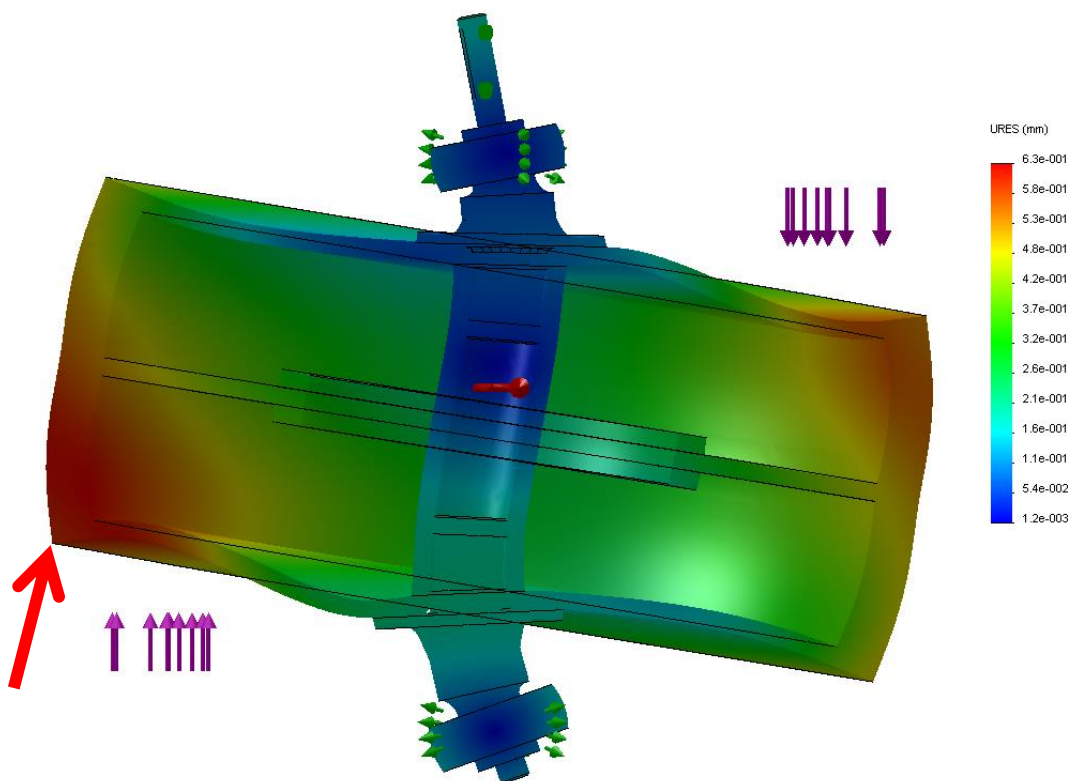


Fig. 68 – Volano con carico giroscopico e velocità di rotazione 1000rpm - deformazioni

Per quanto riguarda la flangia bullonata, è stata svolta la verifica di resistenza senza il calettamento dei semialberi all'interno del tubo centrale del volano, per verificare che, anche se quest'ultimo dovesse essere inefficace, la serie di bulloni è sufficiente a reggere il carico. Supponendo una serie di 18 bulloni M20 precaricati a 10kN si ottengono i seguenti grafici:

Nome del modello: VOLANO_02
Nome studio: Carico - bulloni
Tipo di grafico: Static sollecitazione nodale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 200

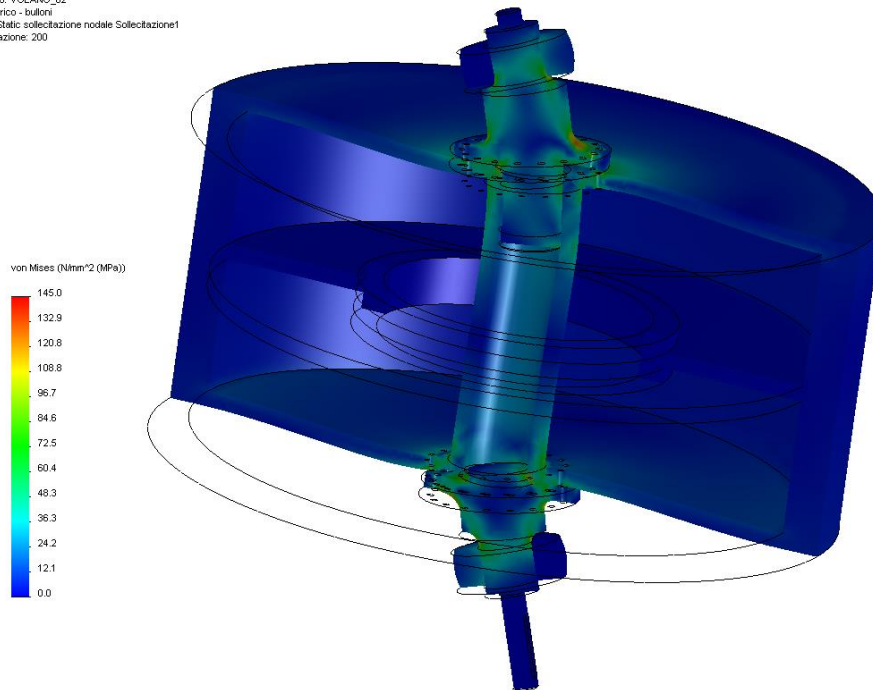


Fig. 69 – Verifica della bullonatura al carico giroscopico - tensioni

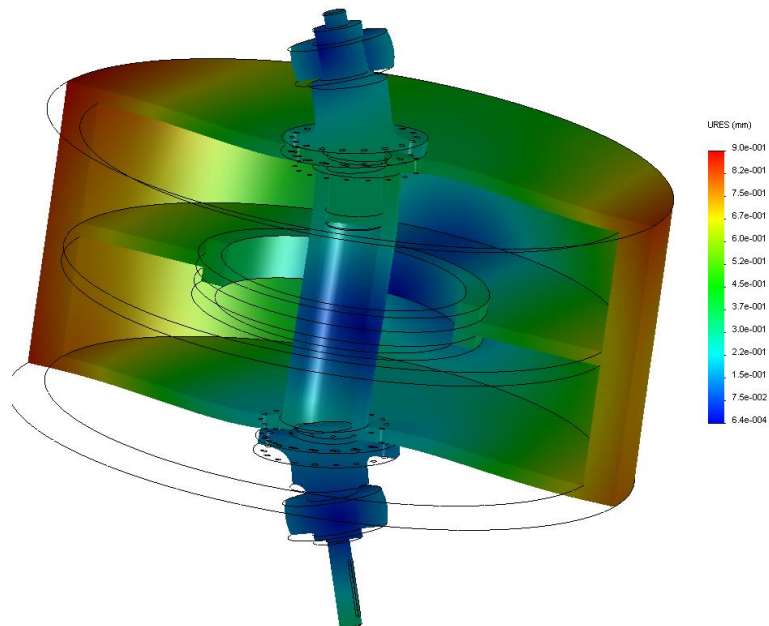


Fig. 70 – Verifica della bullonatura al carico giroscopico - spostamenti

Analizzando i particolari dell'albero inferiore senza piantaggio:

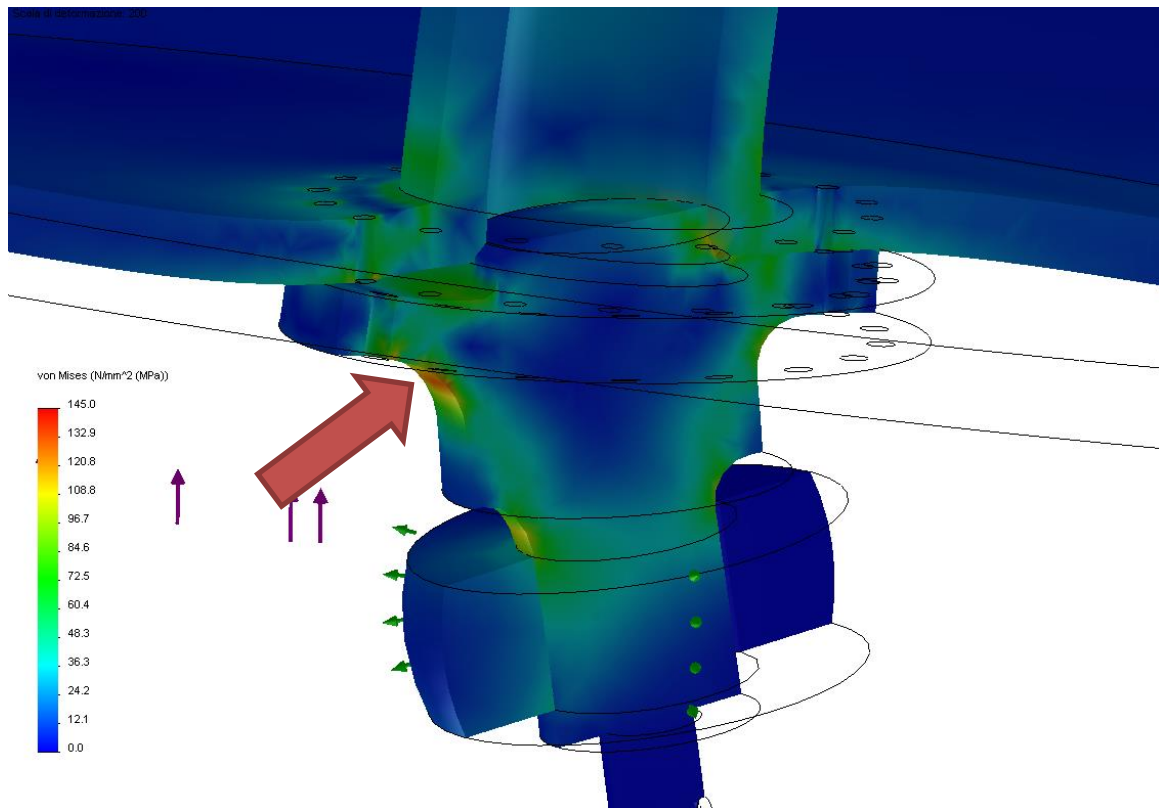


Fig. 71 – Particolare di tensione sul semialbero imbullonato – raccordo esterno

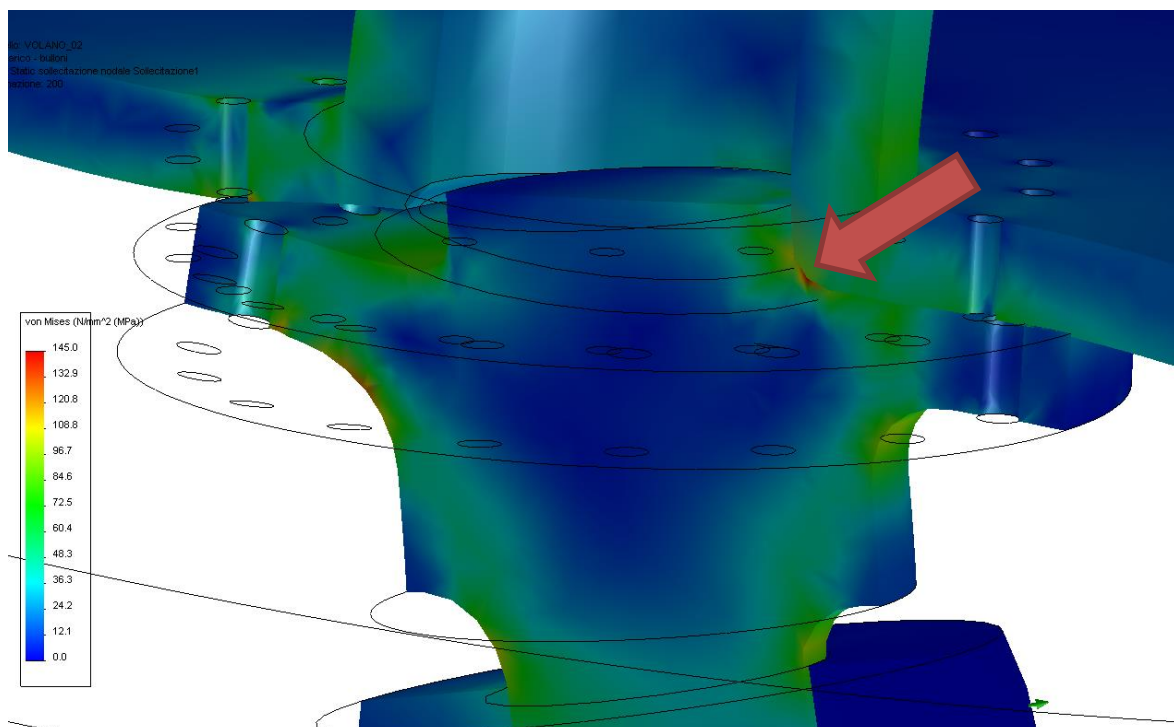


Fig. 72 – Particolare di tensione sul semialbero imbullonato – raccordo interno

3.8 Logica di controllo del sistema

In condizioni operative il sistema si troverà a funzionare in condizioni simili a quelle previste in fase progettuale. Sono stati definiti i limiti di funzionamento del sistema individuando sulla scattering table il limite superiore (cut-off: rosso) il limite sinistro (esistenza delle onde: verde) ed il limite inferiore (cut-in: viola) legato all'efficienza globale del sistema.

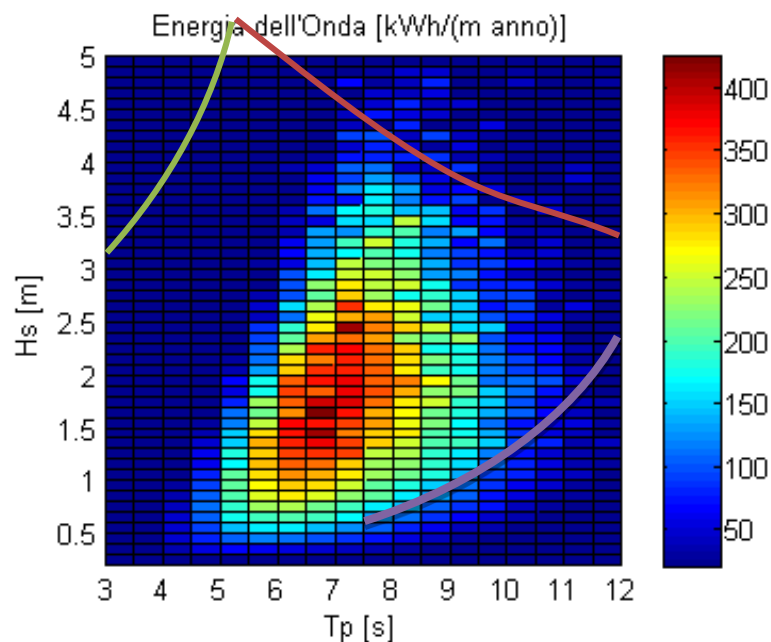


Fig. 73 – Zona di lavoro del sistema

All'interno di questa zona sono stati individuati i parametri ottimali (c , k , ϕ) che consentono di massimizzare l'energia prodotta rispettando i limiti fisici del sistema. questi stessi parametri verranno utilizzati durante il funzionamento del sistema in funzione dello stato di mare acquisito da un ondometro e sulla base di previsioni a breve/medio termine. La previsione a breve termine viene effettuata mediante algoritmi previsionali in grado di stabilire l'evoluzione del moto ondoso relativamente a due/tre periodi futuri. Sulla base di tale previsione vengono regolati i parametri di controllo del PTO (c, k) per l'assorbimento di potenza. La previsione a medio termine verrà invece fornita su base giornaliera e verrà utilizzata per la regolazione della velocità angolare del giroscopio.

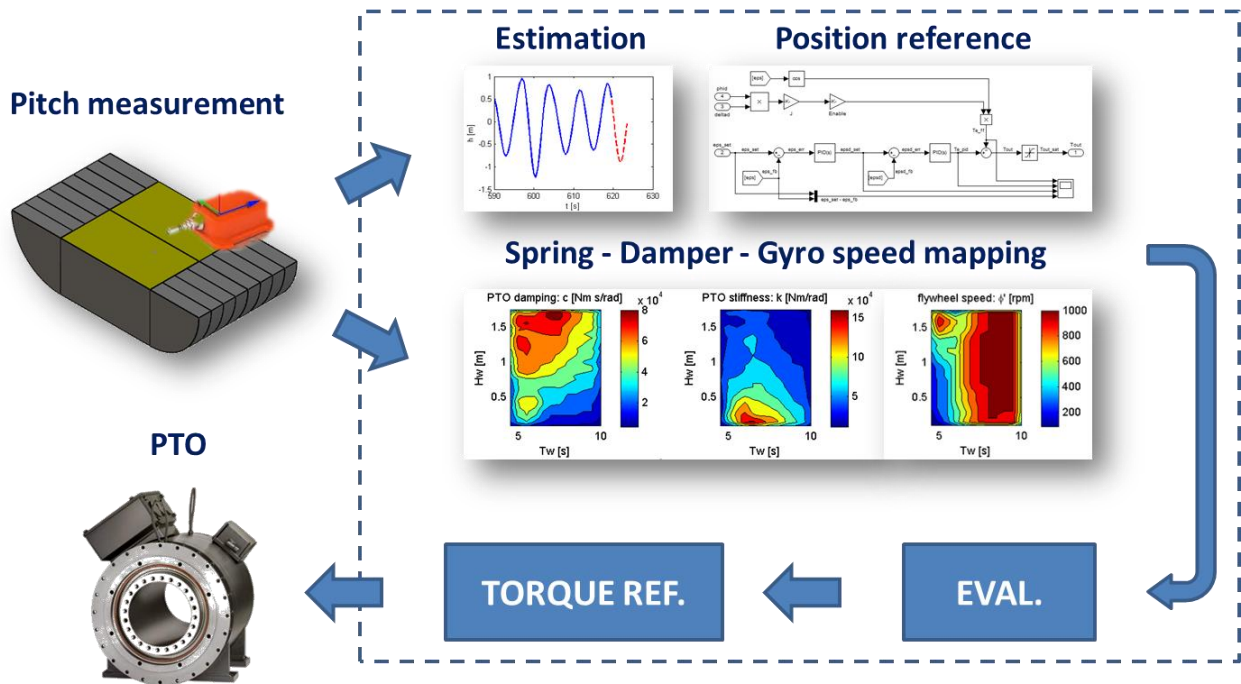


Fig. 74 – schema di funzionamento del sistema di controllo

Nel caso in cui si preveda un eccessivo ingrossamento del mare, tale da portare il sistema fuori dalle condizioni di sicurezza, il giroscopio verrebbe arrestato, annullando di fatto l'effetto giroscopico e quindi le sollecitazioni dinamiche dovute al volano.

2.6 Criticità

Per quanto riguarda la realizzazione di generatori elettrici dedicati, è stato riscontrato un impatto economico proibitivo che ha reso impossibile il l'impiego di componenti realizzati ad hoc. Pertanto nella progettazione del sistema si è scelto di utilizzare un generatore a catalogo con stadio di moltiplicazione meccanico avente rapporto di trasmissione 1:10, in modo tale da ridurre la coppia ed aumentare al velocità all'asse della macchina elettrica. In questo modo si avrà una leggera riduzione del rendimento finale, ma il costo realizzativo complessivo risulta più accettabile.

3 Conclusioni

Il risultato delle attività consiste nell'aver definito una metodologia progettuale per un sistema di produzione di energia da moto ondoso e nell'aver applicato detta metodologia per la progettazione del sistema ISWEC in scala 1:1 da 60kW.

La fase progettuale parte dai parametri caratteristici delle condizioni di moto ondoso su base annua (fornite da ENEA) per valutare la produttività del sistema ISWEC sviluppato dal Politecnico di Torino.

Mediante una fase di ottimizzazione delle prestazioni è possibile individuare e quantificare i margini di miglioramento del sistema analizzando i costi/benefici derivanti dalla taglia degli elementi costituenti il sistema (PTO, volano, cuscinetti, scafo ecc).

L'ottimizzazione si basa sulla taratura dei parametri di controllo del sistema (c , k , $\dot{\phi}$) e nella verifica del rispetto dei limiti fisici imposti.

La mappa di ottimizzazione consente inoltre di definire una logica di controllo del sistema basata sulle previsioni dello stato di mare a breve/medio termine fornite sia da ENEA, sia da modelli previsionali a breve termine basati sulle acquisizioni effettuate in loco in fase di esercizio.

4 Riferimenti bibliografici

- [1] A. Muetze, J. G. Vining, —Ocean Wave Energy Conversion – A Survey , IEEE Industry Applications Conference Forty-First IAS Annual Meeting, Vol. 3, pp. 1410-1417, 2006.
- [2] A. Clement, P. McCullen, A. Falcao, A. Fiorentino, F. Gardner, K. Hammarlund, G. Lemonis, T. Lewis, K. Nielsen, S. Petroncini, M. T. Pontes, P. Schild, B. O. Sjoström, H. C. Sørensen, T. Thorpe, —Wave energy in Europe: current status and perspectives , Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 6 (5), pp. 405-431, 2002.
- [3] T. Torp, —A brief review of Wave Energy , AEA technology for the DTI, Crown copyright, 1999.
- [4] I. Russell, H. C. Sørensen, —Wave Dragon: Results From UK EIA and Consenting Process , Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto, Portugal, 2007.
- [5] F. Neumann, A. Brito-Melo, E. Didier, A. Sarmento, —Pico OWC Recovery Project: Recent Activities and Performance Data , Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto, Portugal, 2007.
- [6] M. G. de Sousa Prado, F. Gardner, M. Damen, H. Polinder, —Modelling and test results of the Archimedes wave swing , Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 220 (8), pp. 855 – 868, 2006.
- [7] M. J. French, —On the difficulty of inventing an economical sea wave energy converter: a personal view , Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol. 220 (3), pp. 149-155, 2006.
- [8] G. Bracco, E. Giorcelli, G. Mattiazzo, —Experimental testing on a one degree of freedom wave energy converter conceived for the Mediterranean Sea , TMM 2008, Liberec, Czech Republic, 2008.
- [9] G. Bracco, E. Giorcelli, G. Mattiazzo, M. Pastorelli, J. Taylor, —ISWEC: design of a prototype model with gyroscope , IEEE Conference Proceedings, ICCEP, Capri, Italy, 2009.
- [10] S. H. Salter, —The use of gyros as a reference frame in wave energy converters", The 2nd International Symposium on Wave Energy Utilization, 1982.
- [11] H. Kanki, S. Arii, T. Furusawa, T. Otoyō, —Development of advanced wave power generation system by applying gyroscopic moment , Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, 2009.
- [12] T. Perez, M. Santos-Mujica, J. P. Ruiz-Minguela, —Performance Analysis and Control Design of a Gyro-based Wave Energy Converter , Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, 2009.
- [13] E. Tedeschi, M. Molinas, "Control Strategy of Wave Energy Converters Optimized under Power Electronics Rating Constraints", 3rd international Conference on Ocean Energy (ICOE10), Bilbao (SP), 6-8 Oct.2010 , pp.1-6
- [14] J. Falnes, —Ocean waves and oscillating systems Cambridge University Press, Cambridge, 2002.
- [15] (2010) ISPRA - Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale (the Italian Institute for Environmental Protection and Research) website. [Online]. Available: www.idromare.it
- [16] D. Vicinanza, L. Cappiotti and P. Contestabile, —Assessment of wave energy around Italy , Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, 2009.
- [17] G. Bracco, E. Giorcelli, F. Marignetti, G. Mattiazzo, —ISWEC: application of linear tubular generators , IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE 2010), Bari (IT) July 4-7, 2010, pp. 5, pp. 2426-2430, 2010.
- [18] G. Bracco, E. Giorcelli, G. Mattiazzo, —ISWEC: Design of a Prototype for Wave Tank Test , Proceedings of the ESDA 2010, Istanbul, Turkey, 2010.
- [19] G. Bracco, —ISWEC: a Gyroscopic Wave Energy Converter , PhD Thesis, Politecnico di Torino, Torino, Italy, 2010.
- [20] W. H. Michel, "Sea Spectra Revisited", Marine Technology, Vol. 36 N.4, pp.211-227, 1999.
- [21] J. Hals, T. Bjarte-Larsson, J. Falnes, —Optimum reactive control and control by latching of a wave-absorbing semisubmerged heaving sphere", Proceedings of the 21th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE 2002), June 23-28, Oslo, Norway, pp.1-9, 2002.

- [22] M. Stalberg, R.Waters, O.Danielsson, M.Leijon, "Influence of Generator Damping on Peak Power and Variance of Power for a Direct Drive Wave Energy Converter", *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol 130, pp.1-4, 2008.
- [23] M. Ruellen, H. BenAhmed, B.Multon, C.Josset, A.Babarit, A.Clement, "Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter" , *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol.25, No.3, pp760-767, Sept. 2010.
- [24] G.A.Nolan, J.V. Ringwood, W.W..Leithead, S. Butler, "Optimal Damping Profiles for a Heaving Buoy Wave Energy Converter", *Proceedings of the 15th International Offshore and Polar Engineering Conference*, Seoul, Korea, June 19-24, pp.477-484, 2005.
- [25] J.K.H. Shek, D.E. Macpherson, M.A. Mueller, J. Xia, "Reaction force control of a linear electrical generator for direct drive wave energy conversion , *IET Renewable Power Generation*, Vol.1, No.1, pp17-24, March 2007.
- [26] T.K.A. Brekken, A.von Jouanne, Hai Yue Han, "Ocean Wave Energy Overview and Research at Oregon State university", *Proceedings of the Power Electronics and Machines in Wind Applications, PEMWA2009*, pp.1-7, June 2009.
- [27] G. Bracco, Tesi di Dottorato "ISWEC: a Gyroscopic Wave Energy Converter", 2011



INFORMAZIONI PERSONALI

Nome **MATTIAZZO GIULIANA**
Indirizzo **DIPARTIMENTO DI MECCANICA - POLITECNICO DI TORINO, C. DUCA DEGLI ABRUZZI 24, 10129 TORINO**
Telefono **+390110906949**
Fax **+390110906999**
E-mail **giuliana.mattiazzo@polito.it**

Nazionalità italiana
Data di nascita 21.12.1966

ESPERIENZA LAVORATIVA

- **Date** Dal marzo 2010
- **Tipo di azienda o settore** Spin off universitario che opera nel settore dell'energia da fonti rinnovabili
- **Tipo di impiego** Presidente del Consiglio di Amministrazione
- **Principali mansioni e responsabilità** Definizione specifiche prodotti, organizzazione delle attività, reperimento risorse.

- **Date** Dal 1.1.2000 ad oggi
- **Nome e indirizzo del datore di lavoro** Dipartimento di Meccanica - Politecnico di Torino, C. Duca degli Abruzzi 24, Torino
- **Tipo di azienda o settore** Università
- **Tipo di impiego** Ricercatore Confermato
- **Principali mansioni e responsabilità** Ricerca e Didattica
Le attività di ricerca riguardano l'analisi, lo studio e lo sviluppo di sistemi per la produzione di energia da fonti rinnovabili, concentrandosi in particolare su:
 - sistemi fotovoltaici di terza generazione con analisi di fattibilità di cogenerazione mediante lo sfruttamento del gradiente termico sulla cella fotovoltaica,
 - sviluppo di sistemi per la produzione di energia da moto ondoso
 - sviluppo di metodologie di modellazione di generatori eolici finalizzati alla progettazione di piattaforme galleggianti per applicazioni offshoreLe attività relative alla didattica riguardano i corsi di Servosistemi Meccatronici, Meccatronica e Meccanica Applicata alle Macchine.

- **Date (da – a)** 1994 - 2000
- **Nome e indirizzo del datore di lavoro** Dipartimento di Meccanica - Politecnico di Torino, C. Duca degli Abruzzi 24, Torino
- **Tipo di azienda o settore** Università
- **Tipo di impiego** Tecnico di laboratorio
- **Principali mansioni e responsabilità** Ricerca e Attività sperimentali

ISTRUZIONE E FORMAZIONE

- Date (da – a) 1991-1994
- Nome e tipo di istituto di istruzione o formazione Dottorato di Ricerca in Meccanica Applicata alle Macchine
 - Principali materie / abilità professionali oggetto dello studio Studio e all'analisi dei sistemi meccanici e di dispositivi meccanici controllati per applicazioni innovative nei quali sono fortemente integrate le funzionalità degli organi di attuazione a fluido, meccanica ed elettrica dei dispositivi di sensorizzazione e della parte di controllo.
 - Qualifica conseguita P.h.d.

- Date (da – a) 1985-1991
- Nome e tipo di istituto di istruzione o formazione Laurea in ingegneria Aerospaziale
 - Principali materie / abilità professionali oggetto dello studio Fluidodinamica, Analisi strutturale, Meccanica Applicata, Progetto di aeromobili
 - Qualifica conseguita Laurea Magistrale

CAPACITÀ E COMPETENZE PERSONALI

MADRELINGUA

ITALIANO

ALTRE LINGUA

INGLESE

- Capacità di lettura
- Capacità di scrittura
- Capacità di espressione orale

BUONO

BUONO

BUONO

CAPACITÀ E COMPETENZE ORGANIZZATIVE

NEL CORSO DEGLI ANNI DI ATTIVITÀ HA COLLABORATO ALL'ORGANIZZAZIONE ED ALLO SVILUPPO DI NUMEROSI PROGETTI DI RICERCA, OCCUPANDOSI SIA DEL REPERIMENTO DELLE RISORSE NECESSARIE PER IL LORO SVOLGIMENTO CHE DEGLI ASPETTI TECNICI E ORGANIZZATIVI DEL GRUPPO DI LAVORO.

CAPACITÀ E COMPETENZE TECNICHE

Lo svolgimento delle attività di ricerca vede l'applicazione di competenze di progettazione funzionale, analisi statica e dinamica dei componenti e dei sistemi, simulazione e sperimentazione.

Applica le proprie competenze nelle aree di ricerca relative ai dispositivi per lo sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili ed ai servomotori intelligenti. La sua attività si sviluppa sia attraverso iniziative autonome di ricerca, sia tramite collaborazioni di r&d con industrie private.

In particolare le attività di ricerca degli ultimi anni, e ancora attualmente in fase di sviluppo, hanno riguardato:

- sviluppo di un sistema galleggiante per la produzione di energia da moto ondoso idoneo all'impiego in mari chiusi (Mediterraneo). L'architettura sviluppata prevede l'utilizzo di sistemi giroscopici per la conversione dell'energia delle onde in energia meccanica, la successiva conversione in energia elettrica avviene attraverso generatori elettrici opportunamente controllati. Nel corso delle attività sono stati sviluppati i modelli matematici del sistema di conversione, lo studio della dinamica del galleggiante, le metodologie per il controllo del generatore elettrico e l'analisi di interfacciamento del dispositivo ai sistemi di distribuzione di energia elettrica.
- sviluppo di sistemi fotovoltaici di terza generazione: nel corso delle attività sono state analizzate diverse tecniche per la concentrazione dell'irraggiamento solare, sono stati sviluppati e realizzati prototipi di inseguitori solari caratterizzati da elevata precisione di posizionamento ed affidabilità utilizzati per determinare le caratteristiche di funzionamento delle celle fotovoltaiche al variare dei parametri di concentrazione; attualmente è in fase di studio la possibilità di sfruttare l'elevato gradiente termico presente sulla cella fotovoltaica, generato dalla concentrazione, per ottenere sistemi di cogenerazione.
- analisi di prestazione di sistemi microeolici: definizione di set up sperimentali per prove in galleria del vento finalizzate alla determinazione delle prestazioni di generatori eolici ad asse orizzontale. Analisi dei dati e determinazione delle caratteristiche di funzionamento. Sviluppo di banchi sperimentali dedicati all'analisi dei sistemi elettrici di conversione dell'energia.
- sviluppo di metodologie di calcolo per la determinazione delle forze scambiate tra generatori eolici e sistemi galleggianti in applicazioni off shore finalizzati alla determinazione di logiche di stabilizzazione dei supporti galleggianti.

I finanziamenti relativi alle attività sopra indicate vengono riportati in quanto segue:

- SVILUPPO DI SISTEMI PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA DA MOTO ONDOSO: Regione Piemonte – Bando Ricerca 2006, durata 2007-2009
- SVILUPPO DI INSEGUITORI SOLARI PER SISTEMI FOTOVOLTAICI A CONCENTRAZIONE: dal 2006, Attività di ricerca condotta autonomamente
- ANALISI SPERIMENTALI PER LA DETERMINAZIONE DELL'EFFICIENZA DI GENERAZIONI EOLICI PER MICROGENERAZIONE: Committente Deltatronic 2008, durata 2008 - 2010
- STUDIO DI SISTEMI GALLEGGIANTI PER IL SUPPORTO DI GENERATORI EOLICI IN APPLICAZIONI OFF-SHORE: 2009, attività di ricerca condotta autonomamente
- STUDIO DI SENSORI IDONEI A PROCESSI INDUSTRIALI PER INCREMENTARE LA TRACCIABILITÀ DEL PRODOTTO: Committente Pirelli 2008, durata 2008 - 2010
- STUDIO E REALIZZAZIONE DI UN SISTEMA DI POSIZIONAMENTO A TRE GRADI DI LIBERTÀ AD ARCHITETTURA PARALLELA: 2005, attività di ricerca condotta autonomamente
- SVILUPPO DI MODELLI MATEMATICI PER DISPOSITIVI DI POSA DI TUBAZIONI SOTTOMARINE: committente REMACUT Srl 2005, durata 2005-2006

PROGETTI ATTUALMENTE IN FASE
DI SVILUPPO

ATTUALMENTE E' RESPONSABILE SCIENTIFICO DI ATTIVITÀ DI RICERCA RELATIVE A:

- SELF POWERD FLOATING DEVICE FOR SEA TRAFFIC DETECTION AND TRANSMISSION:
Bando Sistemi Avanzati di Produzione, Regione Piemonte 2008
- GRETA (Green Taxi Boat) - PRIN 2008
- ANALISI DI PRODUTTIVITA' DI UN SISTEMA DI PRODUZIONE DI ENERGIA DA MOTO
ONDOSO NEL MEDITERRANEO – Collaborazione con ENEA
- ANALISI METODOLOGICA PER LA PROGNOSTICA DI MACCHINE GABBIETTATRICI –
Robino & Galandrino
- RIDUZIONE DEL CONSUMO DI MACCHINE PER L'ASCIUGATURA DI BOTTIGLIE: OMAR

PARTECIPA INOLTRE ALLE SEGUENTI ATTIVITÀ DI RICERCA:

- ANALYSIS, DESIGN, DEVELOPMENT AND PRODUCTION METHODS OF LOW COST EOLIC
GENERATORS FOR MICROGENERATION

PATENTE O PATENTI

- BRACCO G, GIORCELLI E, MATTIAZZO G., PASTORELLI M (2009). CONVERTITORE DI ENERGIA
MARINA. TO2009A000422
- MATTIAZZO G., GIORCELLI E, BRACCO G (2008). CONVERTITORE DI ENERGIA MARINA.
TO2008A000444
- BRACCO G, GIORCELLI E, MATTIAZZO G., PASTORELLI M (2010). WAVE ENERGY CONVERTER.
PCT/IB2010/052433
- BELFORTE G., COSTAMAGNA A., MATTIAZZO G. (2006): PRUNING MACHINE PCT7IB2007700912