



Ricerca di Sistema elettrico

Studio preliminare di sorgenti neutroniche alternative da 14 MeV

D. Bernardi, P.C. Camprini, M. Granieri

Con il contributo di:
R. Lo Frano, G. Pugliese

STUDIO PRELIMINARE DI SORGENTI NEUTRONICHE ALTERNATIVE DA 14 MEV

D. Bernardi, P.C. Camprini, M. Granieri (ENEA)

Con il contributo di:

R. Lo Frano, G. Pugliese (Università di Pisa)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Produzione di Energia Elettrica e Protezione dell'Ambiente

Progetto: Attività di fisica della Fusione complementari a ITER

Obiettivo: Forniture ed implementazioni comuni per progettazione completa di target assembly per IFMIF

Responsabile del Progetto: Ing. Aldo Pizzuto, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DEL BERSAGLIO ROTANTE	5
3 ANALISI STRUTTURALE DEL BERSAGLIO.....	10
3.1 MODELLO FEM	10
3.2 ANALISI DI STEADY STATE E RISULTATI	13
4 CONCLUSIONI.....	17
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	18

Sommario

Nell'ambito delle attività sullo sviluppo dell'energia da fusione nucleare è riconosciuta l'esigenza di progettare e costruire una sorgente neutronica per l'irraggiamento e la qualifica di materiali di potenziale interesse per i futuri reattori a fusione. Tale sorgente dovrà essere in particolare caratterizzata da uno spettro energetico il più possibile prossimo a quello associato alla reazione di fusione D-T (con valore di picco a 14 MeV) e da un'intensità tale da poter ottenere un significativo livello di danneggiamento (in termini di dpa) in un tempo sufficientemente contenuto.

A questo proposito, è stato recentemente proposto da parte di ENEA lo studio di una sorgente neutronica di più semplice concezione rispetto alla macchina IFMIF e basata su tecnologie già mature, in grado di ottenere, entro il prossimo decennio, un primo set di dati utili con cui poter procedere alla progettazione del reattore DEMO e dei futuri impianti a fusione di potenza. Tale soluzione prevede l'adozione di un fascio misto di ioni D(50%)-T(50%) che, accelerati e inviati contro un bersaglio caricato con gli stessi ioni D-T del fascio, innescano le reazioni di fusione nucleare. Il target, costituito da una ruota che porta fissate alla periferia le piastrine bersaglio, viene mantenuto in rotazione al fine di diminuire la densità di potenza termica (mediata su un periodo) incidente sul target. Allo scopo di effettuare una valutazione preliminare dello stato di sforzo che grava sulla struttura portante della ruota che sorregge le piastrine bersaglio, è stata eseguita un'analisi della struttura stessa mediante un modello tridimensionale agli elementi finiti implementato tramite il codice di calcolo commerciale ANSYS®.

I risultati dell'analisi mostrano che lo stato tensionale che si instaura è tale da poter escludere una crisi strutturale su larga scala del sistema e che in generale la ruota a cui sono fissate le piastrine che costituiscono il bersaglio vero e proprio, non sembra soggetta ad uno stato di sollecitazione tale da richiedere una revisione approfondita del dimensionamento preliminare. Si osserva tuttavia come il valore delle tensioni di Von Mises, nei punti di attacco razze-mozzo e nella parte inferiore delle razze raggiunga quasi il limite di elasticità, mentre i valori di deformazione risultano essere comunque tali da non determinare stati di danneggiamento estesi. Valori simili di tensione sono stati calcolati anche in corrispondenza del collegamento razze-anelli esterni. Da quanto indicato si può concludere che un aggiornamento del design delle razze potrebbe essere necessario per incrementare il margine di sicurezza della struttura. Ulteriori approfondimenti si rendono comunque necessari al fine di analizzare più in dettaglio il comportamento del mozzo e degli anelli e dei collegamenti di questi ultimi con le razze.

1 Introduzione

Nell'ambito delle attività sullo sviluppo dell'energia da fusione nucleare [1] è riconosciuta l'esigenza di progettare e costruire una sorgente neutronica per l'irraggiamento e la qualifica di materiali di potenziale interesse per i futuri reattori a fusione [2]. Tale sorgente dovrà essere in particolare caratterizzata da uno spettro neutronico il più possibile prossimo a quello associato alla reazione di fusione D-T (con valore di picco a 14 MeV) e da un'intensità tale da poter ottenere un significativo livello di danneggiamento (in termini di dpa) in un tempo sufficientemente contenuto. A questo proposito, è allo studio presso l'ENEA una sorgente neutronica di più semplice concezione rispetto alla macchina IFMIF [3] e basata su tecnologie già mature [4,5], in grado di ottenere, entro il prossimo decennio, un primo set di dati utili con cui poter procedere alla progettazione del reattore DEMO e dei futuri impianti a fusione di potenza. La sorgente alternativa proposta da ENEA [6] è basata su un concetto di target rotante, sul quale si producono reazioni di fusione innescate da un fascio misto di ioni D (50%)-T (50%) accelerati contro la superficie del bersaglio caricato in ioni D e T dal fascio medesimo. La rotazione del bersaglio è necessaria al fine di diminuire la densità di potenza termica (mediata su un periodo) incidente sul target.

Il presente lavoro, condotto nell'ambito delle attività relative al presente Accordo di Programma MSE-ENEA (PAR 2013) inerenti lo sviluppo dell'energia da fusione nucleare, è finalizzato all'analisi strutturale del bersaglio rotante della suddetta sorgente neutronica alternativa da 14 MeV e intende contribuire alla progettazione concettuale di una facility basata su tale concetto per l'irraggiamento e la qualifica di materiali di potenziale interesse fusionistico.

Lo scopo dell'attività in oggetto è l'analisi meccanica statica ovvero di "steady state" del bersaglio rotante della sorgente. In particolar modo è stato studiato, in collaborazione col Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale dell'Università di Pisa, il comportamento della struttura portante della ruota, che sorregge le piastrine bersaglio, mediante lo sviluppo di una metodologia deterministico-predittiva, basata sull'utilizzo di codici di calcolo agli elementi finiti (FEM) strutturali e dinamico-strutturali.

Il punto di partenza è stato quindi l'implementazione e la creazione di un modello numerico tridimensionale rappresentativo dall'apparecchiatura allo studio a partire dai disegni preliminari sviluppati da ENEA nell'ambito di una prima fase di dimensionamento di massima del target.

I risultati in termini di tensioni e deformazioni sono presentati e discussi.

2 Descrizione del bersaglio rotante

La struttura portante della ruota che sorregge le piastrine bersaglio della sorgente (**Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**), oggetto del presente studio, è costituita da due anelli identici (non meccanicamente connessi tra loro) di acciaio maraging ATI C-350 [7] ad altissima resistenza (limite di elasticità pari a circa 2400 MPa), aventi un raggio di 4 m e diametro della sezione circolare pari a 30 mm.

Gli anelli sono collegati al mozzo centrale della ruota da una serie di razze a sezione circolare con un diametro di 10 mm (**Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**). Sia le razze che il mozzo sono costituiti, analogamente agli anelli, di acciaio maraging ATI C-350.

Tra il mozzo centrale e gli anelli esterni si estendono, oltre alle razze che assolvono unicamente funzioni di resistenza strutturale, anche i tubi di estrazione ed adduzione dell'acqua di raffreddamento da e verso le piastrine bersaglio (Fig. 2).

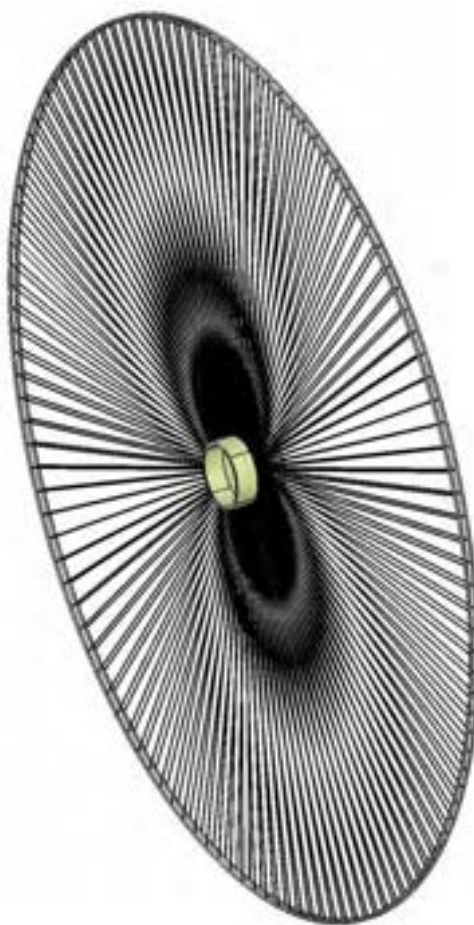


Figura 1. Schema della struttura portante della ruota

A ciascun anello sono rigidamente vincolate, lungo l'intera circonferenza, le piastrine bersaglio su cui incidono i fasci D-T (Fig. 2). Le piastrine sono ancorate agli anelli mediante un elemento di fissaggio a forma di gancio ad U posto alla base delle stesse. Le due serie di piastrine (una per ogni anello) sono disposte in modo tale da creare coppie contrapposte di elementi bersaglio separati da un gap di circa 3 cm all'interno del quale sono collocati i provini dei materiali da irraggiare (Fig. 3). Tale configurazione consente, inviando i fasci da direzioni contrapposte rispetto alle due piastrine affacciate, di sfruttare la sovrapposizione dei flussi neutronici che si generano all'interno del gap incrementando così le prestazioni della macchina in termini di dpa complessivi prodotti.

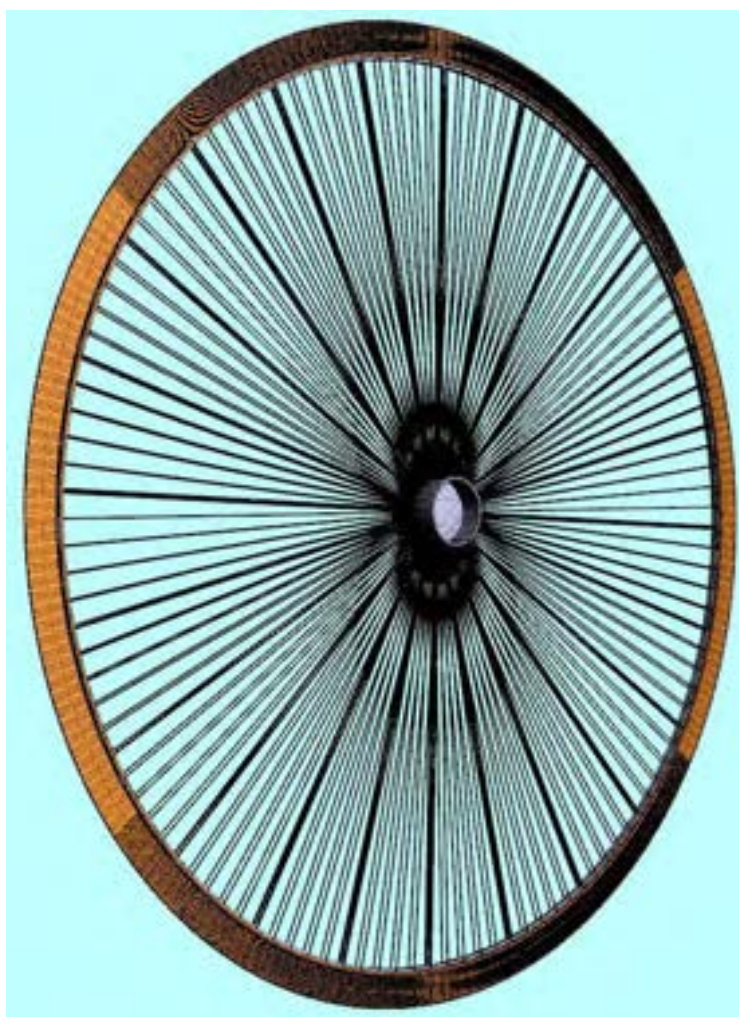


Figura 2. Schema complessivo della ruota con le piastrine bersaglio lungo la periferia (i raggi più sottili costituiscono le razze, quelli più spessi i tubi dell'acqua di raffreddamento)

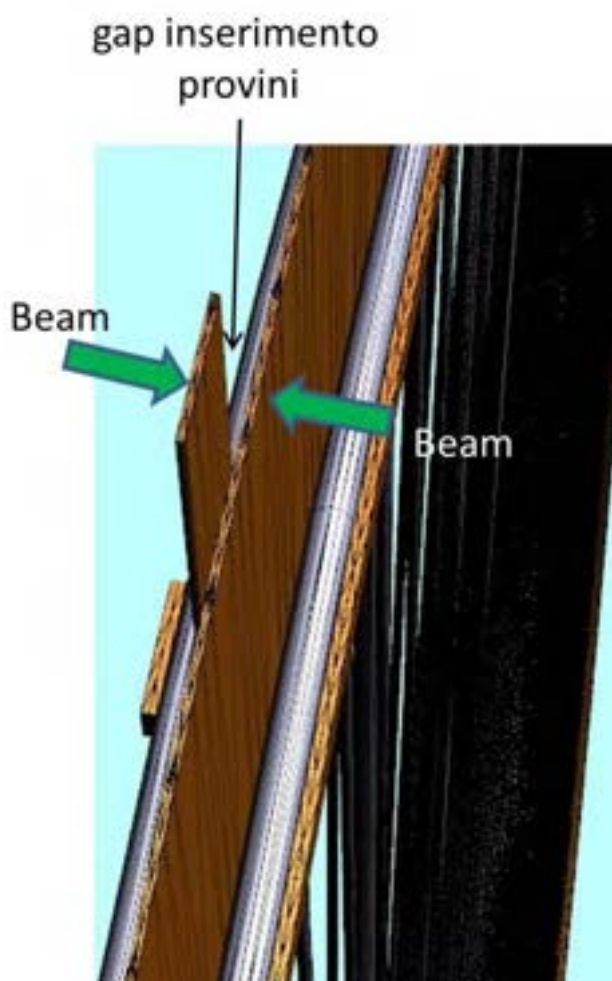


Figura 3. Dettaglio dei bersagli (per maggiore chiarezza sull'anello di sinistra è riportata una sola piastrina)

Lo schema della singola piastrina è mostrato in Fig. 4. In essa sono visibili l'elemento di fissaggio (a forma di U) all'anello e i tubi dell'acqua di raffreddamento. Per ogni tubo di mandata che porta l'acqua fredda all'interno della piastrina vi è il rispettivo tubo di ritorno, adiacente al primo, dal quale l'acqua calda è estratta e inviata tramite il circuito idraulico al sistema di reiezione del calore. L'immissione e l'estrazione dell'acqua dal centro alla periferia della ruota e viceversa sono effettuate mediante tubi radiali (riconoscibili dal maggiore diametro rispetto a quello delle razze nella Fig. 2, si veda a questo proposito anche la Fig. 5) collegati al mozzo della ruota (Fig. 5). L'incanalamento dei flussi di acqua calda e fredda dai tubi radiali alle singole piastrine è realizzato mediante opportuni collettori di forma anulare (non visibili nei disegni) fissati alla sommità dei tubi radiali.

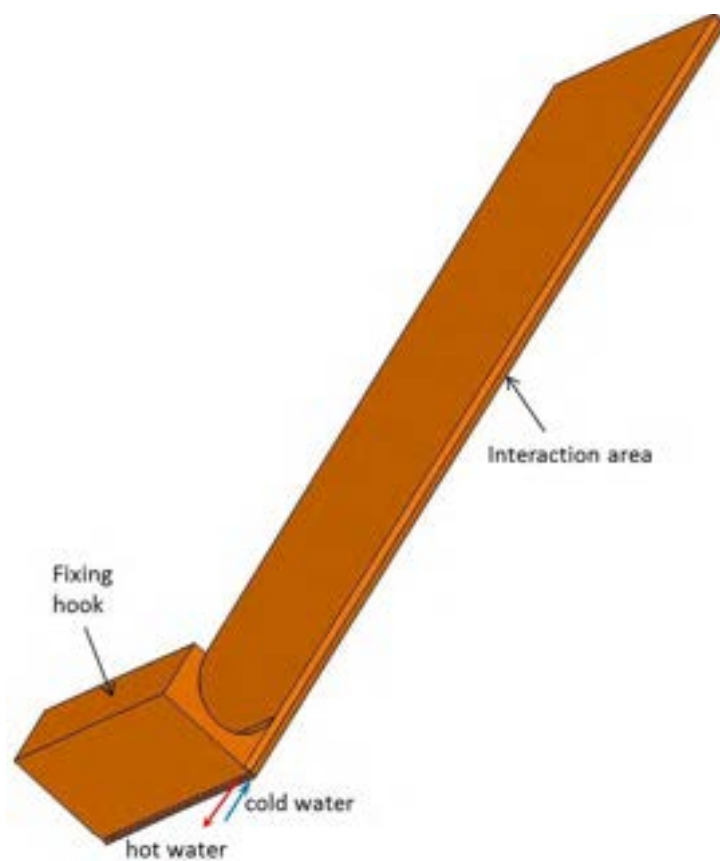


Figura 4. Piastrina bersaglio

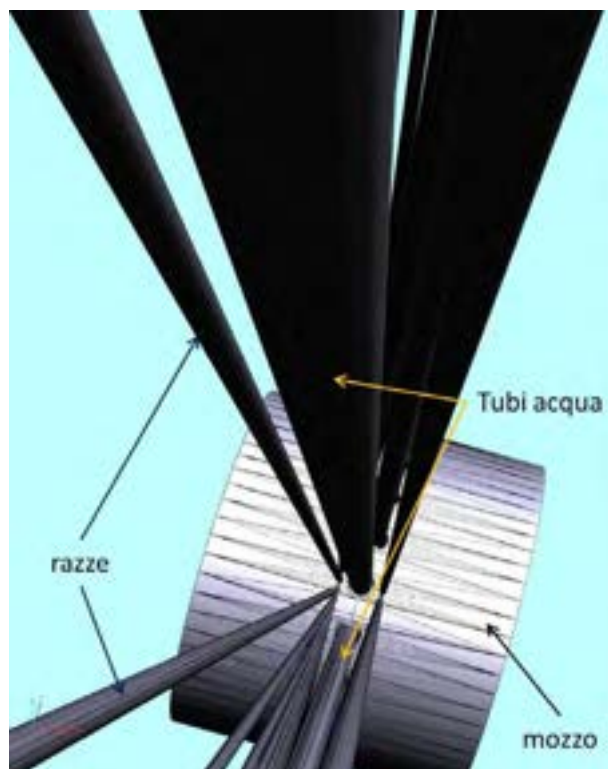


Figura 5. Dettaglio tubi acqua e razze

3 Analisi strutturale del bersaglio

3.1 Modello FEM

La valutazione del comportamento meccanico della struttura rotante, mediante l'esecuzione di analisi di steady state, in risposta alle sollecitazioni derivanti dalle condizioni di esercizio e in funzione delle caratteristiche del materiale costitutivo considerato, è stata effettuata mediante l'utilizzo del codice agli elementi finiti ANSYS®. Il criterio di accettazione, utilizzato per stabilire se la struttura sia in grado o meno di resistere alle sollecitazioni meccaniche che si originano nelle condizioni di esercizio, si basa sul confronto fra i valori dello stato di sforzo equivalente (Von Mises) e quelli di stress ammissibile (assunti pari al limite di elasticità) e tra i valori della deformazione totale e i valori di allungamento percentuale a rottura.

Al fine di sviluppare un adeguato modello di calcolo agli elementi finiti capace di simulare il comportamento statico del sistema rotante, sono stati preliminarmente definiti la geometria del target da considerare nell'analisi (Fig. 6), le proprietà del materiale (Tabella 1), le condizioni iniziali ed al contorno e i dati geometrici ed operativi di input (Tabella 2). Il comportamento del materiale è stato considerato isotropico ed elastico lineare.

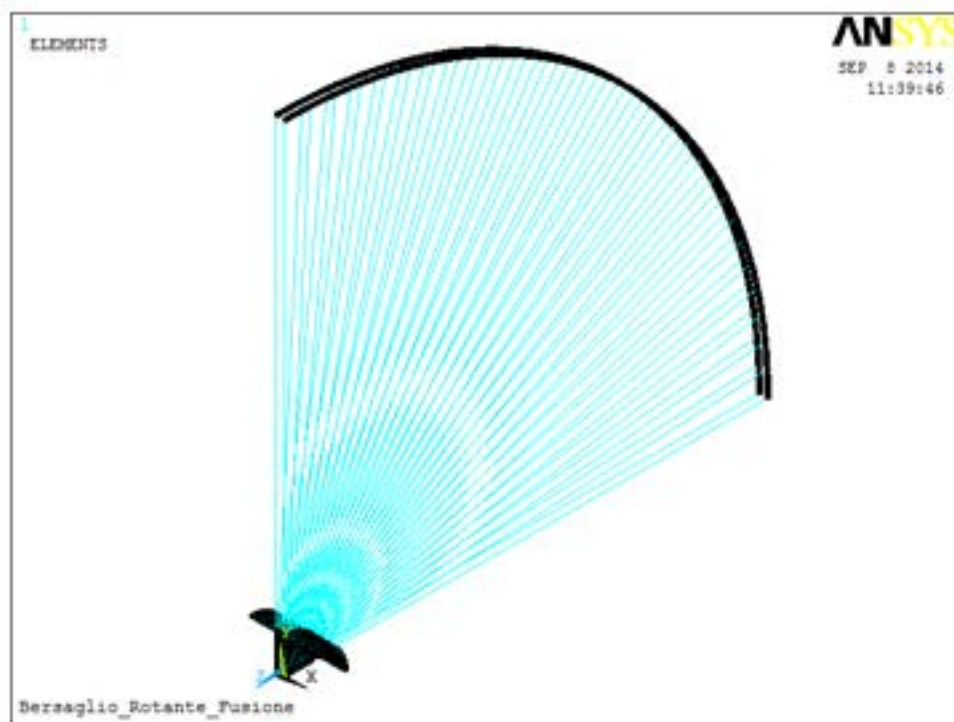


Figura 6. Modello FEM della struttura rotante - vista 3D

Tabella 1. Dati di input materiale

Young Modulus [GPa]	200
Poisson's ratio	0.3
Density [kg/m ³]	8100
Yield Stress [MPa]	2400

Nello specifico, i vincoli sono stati definiti considerando la geometria del bersaglio rotante la cui configurazione è caratterizzata da simmetria polare e la condizione di contatto esistente fra le razze ed il mozzo e fra le razze e la ruota. In particolare, è stata applicata la configurazione di vincolo rappresentata in Fig. 7 per quanto riguarda il possibile collegamento mozzo-cuscinetti¹. Tale configurazione prevede l'adozione di una coppia di cuscinetti in grado di garantire l'isostaticità del sistema mediante un bloccaggio sia assiale che radiale in A e solo radiale in B. L'implementazione del suddetto sistema di vincoli nel modello FEM è mostrato in Fig. 8.

Per quanto concerne invece il sistema di sforzi applicati, sono stati considerati i seguenti carichi meccanici (Tab. 2):

- forza volumetrica centrifuga indotta dalla rotazione della ruota su tutta la struttura
- carico uniformemente distribuito sulla circonferenza degli anelli, risultante dall'effetto centrifugo indotto sulle piastrine (effetto "pala di turbina")
- carico uniformemente distribuito sulla circonferenza degli anelli, risultante dalla pressione dell'acqua di raffreddamento agente sul "tappo" di chiusura posto in testa alla piastrina
- pressione dell'acqua all'interno del mozzo
- peso proprio

A = tutti gli spostamenti bloccati

B = tutti gli spostamenti bloccati tranne lungo l'asse del mozzo

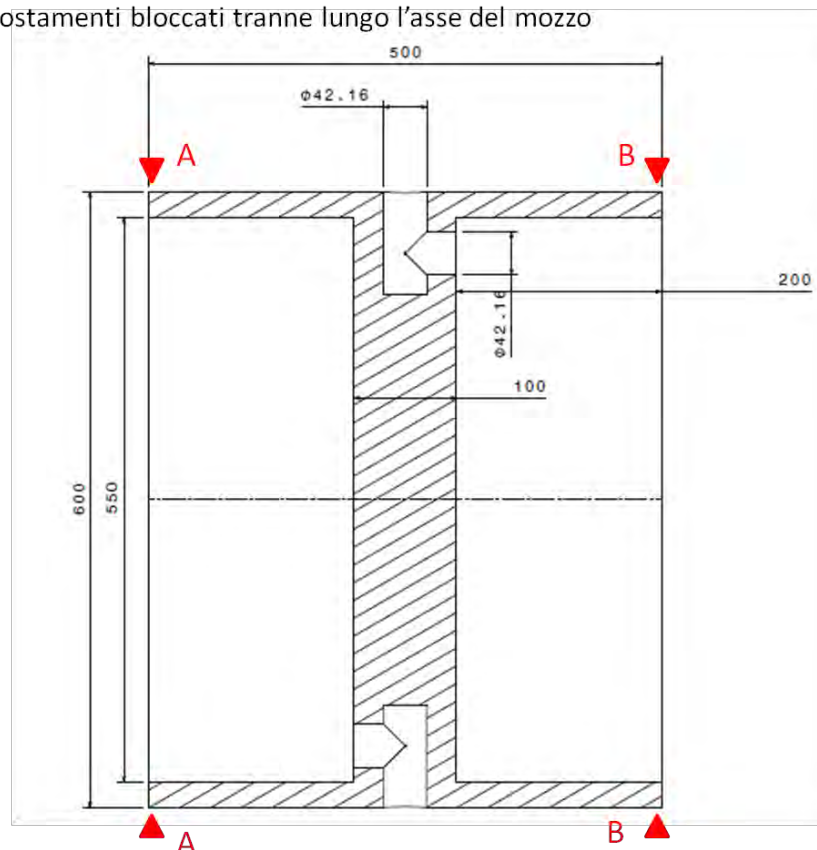


Figura 7. Condizione di vincolo per il collegamento mozzo-cuscinetti (vedi Figura 8 seguente)

¹ Si fa notare che, al momento, il design di questa parte del target non è ancora stato definito e dunque ai fini del presente modello è stata considerata una soluzione ipotetica di riferimento

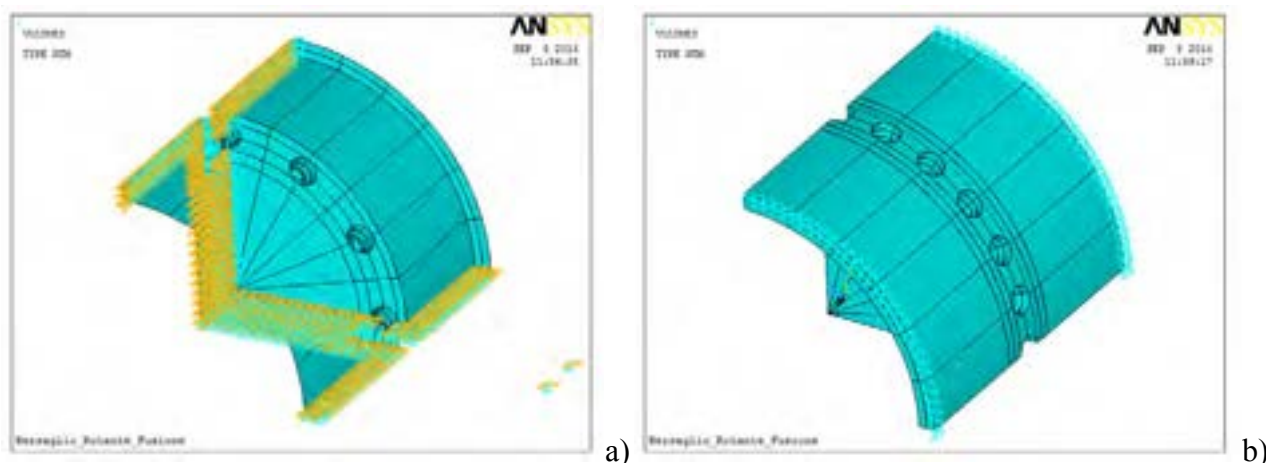


Figura 8. Vincoli: di simmetria a) e collegamento mozzo - cuscinetti b)

Tabella 2. Dati geometrici ed operativi di input

Dati geometrici			
raggio dell'anello	R_a	[m]	4
diametro sezione circolare dell'anello	Φ_a	[mm]	30
diametro sezione circolare delle razze	Φ_r	[mm]	10
Parametri operativi e carichi meccanici esterni			
frequenza rotazione ruota	f	[rpm]	800
pulsazione	ω	[rad/s]	83,78
carico lineare totale (uniformemente distribuito) sull'anello in direzione radiale	q_{tot}	[N/mm]	411
pressione acqua nel mozzo	p	[MPa]	3
Proprietà del materiale (acciaio maraging ATI C-350)			
densità	ρ	[kg/m ³]	8100
modulo elastico	E	[GPa]	200
coefficiente di Poisson	ν	-	0,3
yield strength	YS	[MPa]	2400
Carichi meccanici considerati nell'analisi			
forza di volume dovuta al carico centrifugo		[N/m ³]	$\rho\omega^2r$
forza di volume dovuta al peso proprio		[N/m ³]	ρg
carico lineare uniformemente distribuito sull'anello (in direzione radiale e diretto verso l'esterno)	q_{tot}	[N/mm]	411
pressione esercitata dall'acqua all'interno del mozzo	p	[MPa]	3

La fase iniziale della simulazione numerica è consistita nella modellazione della ruota e dei suoi componenti principali, quali il mozzo e le razze: poichè tutti i componenti sono caratterizzati da simmetria polare, il

primo passo è stato la realizzazione ed implementazione di una parte (settore angolare) di tale struttura in ambiente FEM.

Il modello realizzato, visibile in Fig. 9, è costituito da 50.350 elementi "SOLID" tipo brick ad 8 nodi, e 930 elementi "Beam" a 2 nodi. Al fine di garantire una migliore corrispondenza tra il modello e la struttura in progetto, è stata rispettata la geometria della struttura rotante tenendo conto dei fori ricavati nel mozzo per la distribuzione dell'acqua di raffreddamento.

Il numero di elementi e la tipologia degli stessi sono stati scelti previa analisi di sensibilità mirante a determinare l'influenza di tali parametri sui risultati ottenuti.

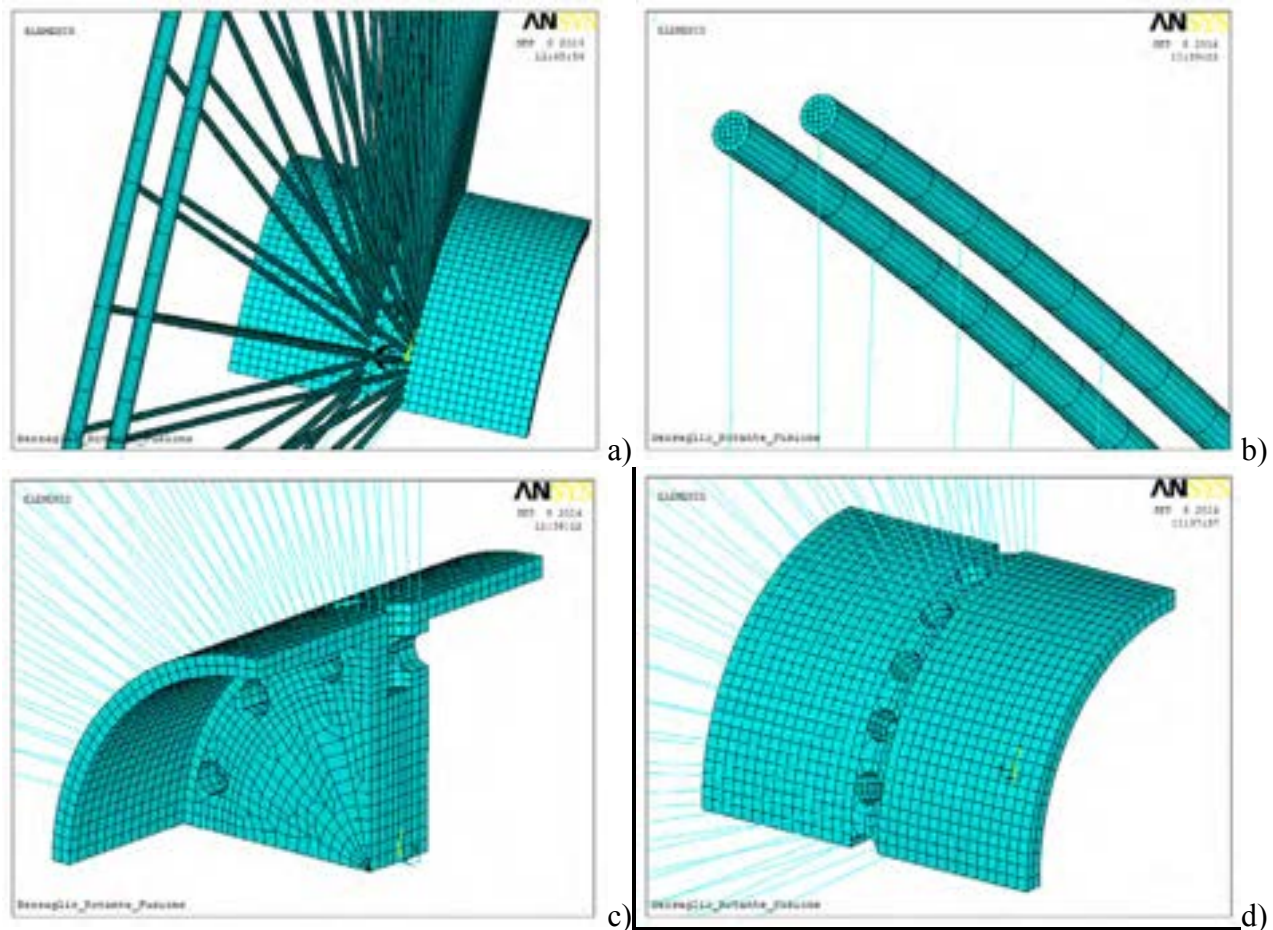


Figura 9. Modello FEM della struttura rotante: vista dall'alto a); particolare anelli con vista solida delle razze b); particolari mozzo c) e d) e dei fori per il circuito di raffreddamento

3.2 Analisi di steady state e risultati

In quanto segue (Figs. 10-16) sono riportati i principali risultati ottenuti dalle analisi di steady state eseguite utilizzando un metodo di integrazione diretta e solutore con formulazione implicita. Vengono in particolare riportate le distribuzioni delle tensioni di Von Mises (in Pa) e quelle degli spostamenti (in m) ottenute per l'insieme della struttura e per le singole componenti: mozzo, razze ed anelli.

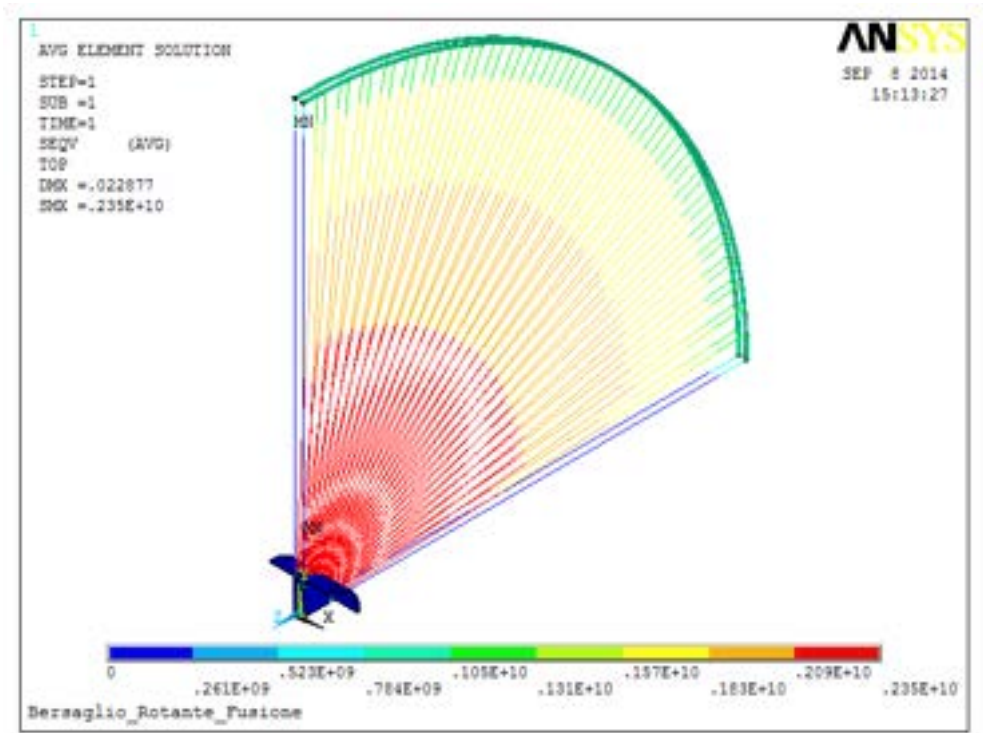


Figura 10 – Distribuzione delle tensioni di Von Mises sulla struttura rotante – vista isometrica

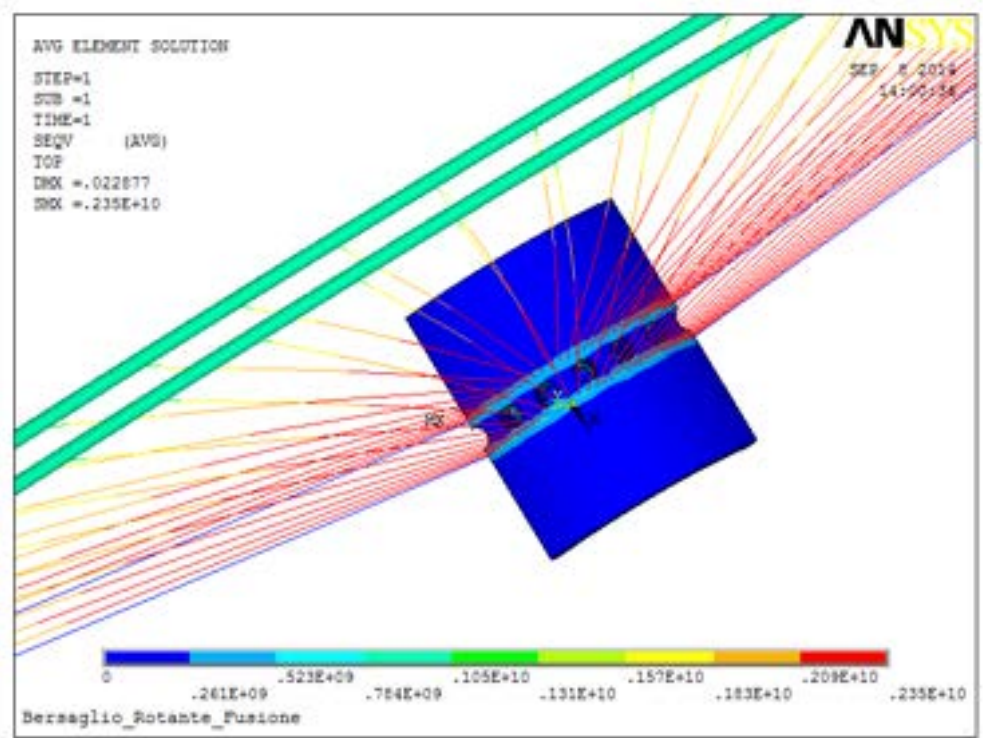


Figura 11. Distribuzione delle tensioni di Von Mises sulla struttura rotante – vista dall’alto

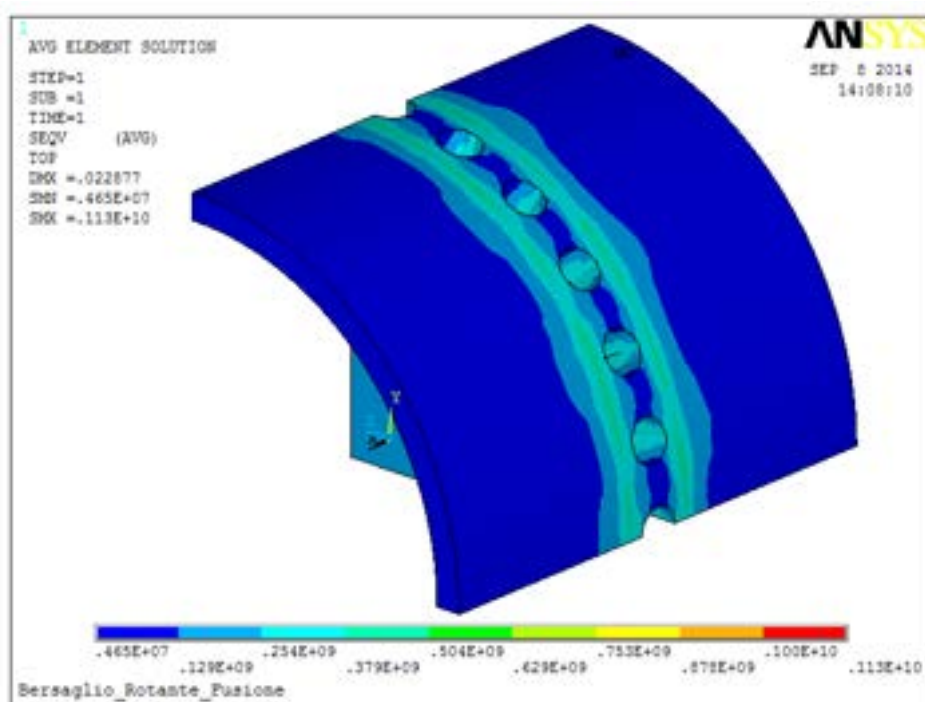


Figura 12. Distribuzione delle tensioni di Von Mises sul mozzo – vista esterna

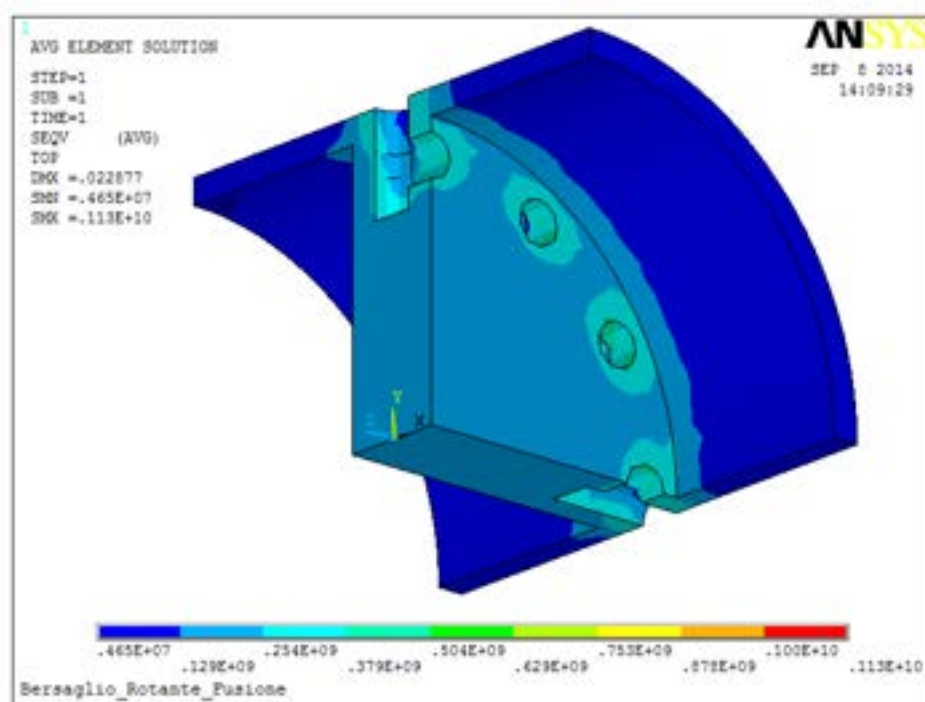


Figura 13. Distribuzione delle tensioni di Von Mises sul mozzo – vista interna

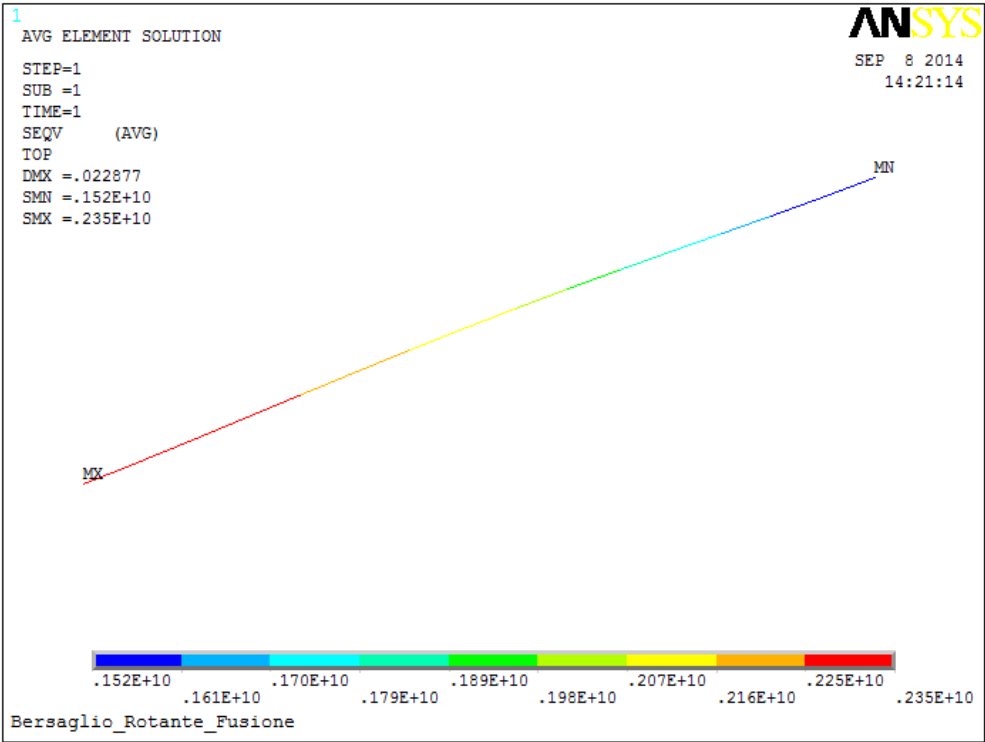


Figura 14. Distribuzione delle tensioni di Von Mises sulle razze

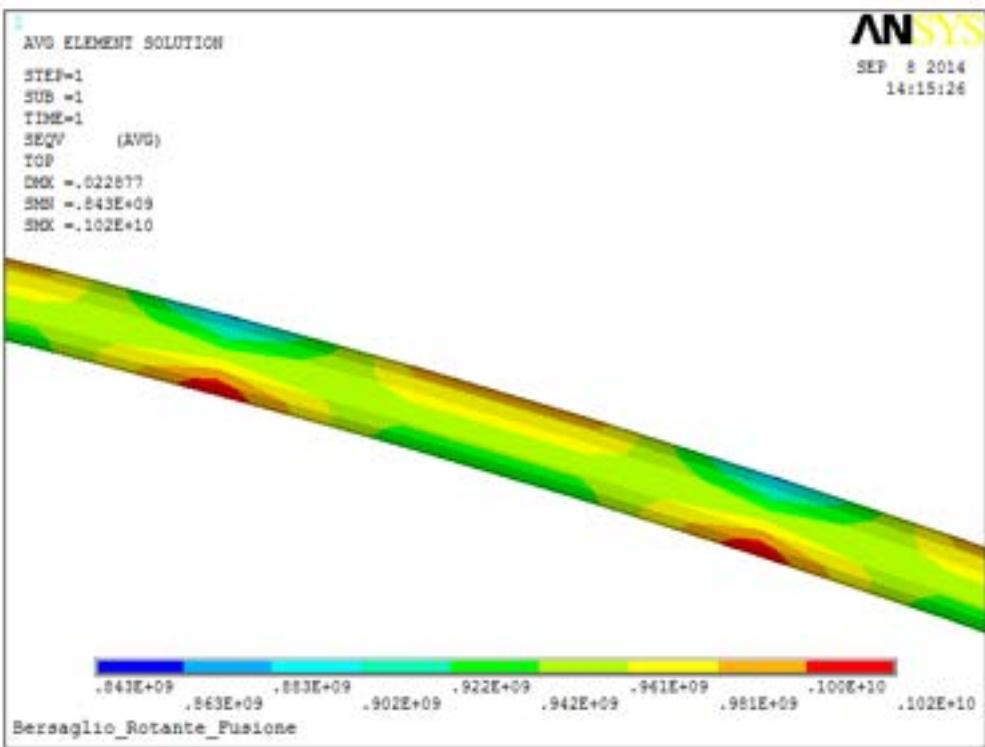


Figura 15. Distribuzione delle tensioni di Von Mises sugli anelli

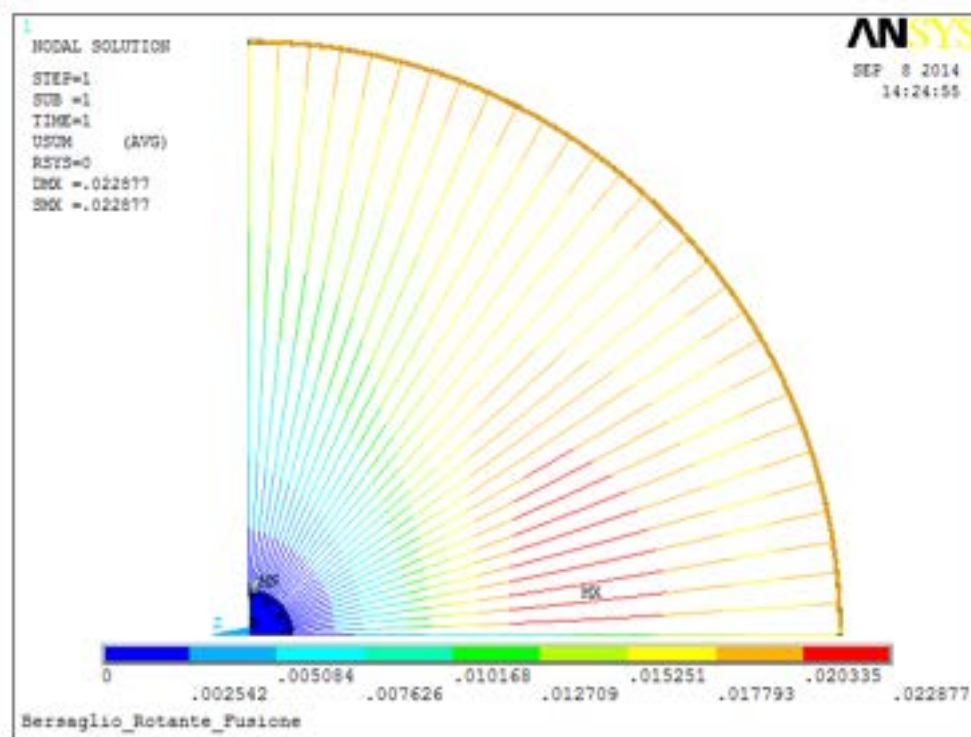


Figura 16. Somma degli spostamenti sulla struttura

4 Conclusioni

I risultati ottenuti mostrano la distribuzione delle tensioni (valori mediati sugli elementi) sull'intera struttura e sui principali componenti: si può osservare come il valore delle tensioni di Von Mises, nei punti di attacco razze-mozzo e nella parte inferiore delle razze raggiunga quasi il limite ultimo di elasticità, mentre i valori di deformazione risultano essere comunque tali da non determinare stati di danneggiamento estesi. Valori simili di tensione sono stati calcolati anche in corrispondenza del collegamento razza-anelli esterni.

Da quanto indicato si può concludere che un aggiornamento del design delle razze potrebbe essere necessario per incrementare il margine di sicurezza della struttura.

Più in generale, l'analisi svolta sembra indicare che la ruota, a cui sono fissate le piastrine che costituiscono il bersaglio vero e proprio, non appare soggetta ad uno stato di sollecitazione tale da richiedere una revisione approfondita del dimensionamento preliminare. L'integrità strutturale del bersaglio rotante sembra dunque essere garantita.

Ulteriori approfondimenti si rendono comunque necessari al fine di analizzare in dettaglio il comportamento del mozzo e degli anelli e dei collegamenti di questi ultimi con le razze.

5 Riferimenti bibliografici

1. EFDA, Fusion Electricity, A roadmap to the realization of fusion energy, 2012
2. Eurofusion, Work Program, 2014
3. IFMIF Intermediate Engineering Design Report (IIEDR), IFMIF/EVEDA Integrated Project Team, June 2013
4. C.M. Logan and D.W. Heikkinen, *RTNS-II - A fusion materials research tool*, Nuclear Instruments and Methods 200 (1982) 105-111
5. D.W. Heikkinen, *The Rotating Target Neutron Source II facility: operational summary*, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research B40/41 (1989) 1162-1164
6. M. Martone, Feasibility Study of a 14-MeV Neutron Source, ENEA Tech. Report, 1990
7. ATI metals, https://www.atimetals.com/Documents/ati_c-200-250-300-350_tds_en3_v1.pdf