

TESI MAGISTRALE



**Progettazione meccanica di uno scambiatore di calore elicoidale
per una piscina di raffreddamento di combustibile nucleare
esausto**

Relatori

**Prof.ssa Cristiana Delprete
Prof. Eugenio Brusa**

Correlatore

Ing. Michele Iamele

Candidato

Stefano Lentini

*Whatever you do in this life
it's not legendary
unless your friends are there to see it*

*A mia Mamma,
che tu possa essere orgogliosa di me,
come lo sono io di te*

Indice

Abstract	6
1 Introduzione	9
1.1 Introduzione al PWR	9
1.1.1 Schema e principio di funzionamento	9
1.2 Gestione del combustibile esausto in un PWR	13
1.2.1 Spent Fuel Pool	13
1.2.2 Wet Storage	14
1.2.3 Principi per il dimensionamento di una SFP	16
1.3 Possibili situazioni incidentali che possono verificarsi in una SFP	17
2 Descrizione dello scambiatore di calore per SFP	20
2.1 Introduzione ai vari tipi di scambiatore	20
2.1.1 Recuperatori e rigeneratori	20
2.1.2 Processo di trasferimento	21
2.1.3 Geometria costruttiva	21
2.1.4 Meccanismo di scambio termico	23
2.1.5 Direzione del fluido	23
2.2 Scambiatore di calore elicoidale	24
2.3 Requisiti funzionali	25
2.4 Requisiti di progetto	26
3 Metodo di progettazione di uno scambiatore per uso nucleare	29
3.1 Introduzione alle normative ASME	29
3.1.1 ASME BPVC	30
3.2 Standard TEMA	33
3.3 Sommario delle componenti dello scambiatore	33
4 Dimensionamento di base dello scambiatore di calore elicoidale	35
4.1 Design by formula delle parti principali dello scambiatore	35
4.1.1 Downcomer	35
4.1.2 Tube Bundle	36
4.1.3 Flange	36
4.2 Sommario dei risultati e open point	38
5 Analisi agli elementi finiti dello scambiatore elicoidale	39
5.1 Cenni all'analisi agli elementi finiti	39
5.2 Design by Analysis delle parti principali dello scambiatore	44
5.2.1 Stress Classification	44
5.3 Analisi agli elementi finiti del diffusore	49
5.3.1 Geometria	50
5.3.2 Mesh	50
5.3.3 Materiali	51
5.3.4 Carichi e vincoli	51
5.4 Sommario dei risultati	53

5.4.1	Tensioni linearizzate e spessori dimensionati	57
5.4.2	Analisi Termica	62
5.4.3	Dimensionamento a spostamento della testa	66
5.4.4	Design by Analysis della piastra tubiera	70
5.5	CAD	75
5.6	Analisi modale dello scambiatore di calore	78
5.6.1	Analisi modale in Ansys Mechanical APDL	78
6	Requisiti di fabbricazione	84
6.1	Requisiti di approvvigionamento dei materiali	84
6.1.1	Caratteristiche degli acciai inossidabili	84
6.1.2	Manifattura dei vari componenti dello scambiatore di calore	86
6.2	Saldatura e controlli non distruttivi	90
6.2.1	Saldature	90
6.2.2	Cenni sui controlli non distruttivi	92
6.3	Possibile catena di costruzione e montaggio dello scambiatore di calore	99
7	Collaudo e ispezioni in esercizio	100
7.1	Requisiti di collaudo finale	100
7.2	Requisiti di manutenzione e ispezioni periodiche	101
8	Conclusioni	103
	Presizing HX	106
	Ringraziamenti	115
	Bibliografia	116
	Sitografia	118

Elenco delle figure

1.1	Schema di una reazione di fissione nucleare.	9
1.2	Schema funzionale PWR.	10
1.3	Vista di insieme di un generico impianto PWR ¹	11
1.4	Schema nocciolo PWR ²	12
1.5	Generatore di vapore	12
1.6	Generatore di vapore ³	13
1.7	Spent fuel pool ⁴	14
1.8	Stoccaggio a bassa densità ⁵	15
1.9	Telaio <i>flux-trap</i> ⁶	15
1.10	Telaio <i>non-flux-trap</i> ⁷	16
1.11	Dominio di accettabilità ⁸	16
2.1	Differenza tra recuperatore (<i>a</i>) e rigeneratore (<i>b</i>) ⁹	20
2.2	Scambiatore di calore a doppio tubo, ¹⁰	21
2.3	Scambiatore di calore a tubi dritti ¹¹	22
2.4	Scambiatore di calore con tubi a U ¹²	22
2.5	Scambiatore di calore con tubi a spirale ¹³	22
2.6	Scambiatore di calore a piastre piane dell'azienda ONDA ¹⁴	23
2.7	Distinzione in base alla direzione: fluido parallelo(<i>a</i>), fluido controcorrente (<i>b</i>), flusso incrociato (<i>c e d</i>) ¹⁵	24
2.8	Schema di una configurazione classica di uno scambiatore di calore elicoidale	25
4.1	Catalogo flangia	37
5.1	Approssimazione della funzione $u(x, y)$ mediante funzioni di interpolazione di vario tipo ¹⁶	40
5.2	Schematizzazione delle tensioni lungo lo spessore ¹⁷	45
5.3	Classificazione stress primari	46
5.4	Esempi di membrane stress	47
5.5	Esempi di bending stress	47
5.6	Esempi di local membrane stress	48
5.7	Esempi di secondary stress	48
5.8	Dettaglio geometria del diffusore e del raccordo conico	50
5.9	Dettagli della mesh con elementi PLANE182	51
5.10	Materiale assegnato	51
5.11	Carico applicato	52
5.12	Stress sul diffusore	54
5.13	Path	55
5.14	Tensione radiale linearizzata lungo lo spessore	55
5.15	Hoop stress	55
5.16	Stress assiale	56
5.17	Stress di taglio	56
5.18	Path zona superiore e metà del downcomer	58
5.19	Path zona inferiore del downcomer e raccordo conico superiore	59

5.20	Path zona inferiore del raccordo conico, diffusore e sfera	59
5.21	Dettagli della mesh con elementi 3D	62
5.22	Temperatura a seguito del transitorio termico sulla superficie esterna	62
5.23	Temperatura a seguito del transitorio termico sulla superficie interna	63
5.24	Variazione della temperatura lungo lo spessore	63
5.25	Spostamenti relativo alla temperatura	64
5.26	Tensioni sul diffusore	64
5.27	Tensioni sul diffusore	64
5.28	Stress lungo lo spessore	65
5.29	Tensioni sul downcomer	65
5.30	Vista frontale	66
5.31	Vista superiore	67
5.32	Mesh testa	68
5.33	Stress intensity	68
5.34	Spostamenti testa	68
5.35	Stress linearizzati lungo lo spessore della testa: rosso - membranale, blu - membranale + bending, viola - picco, giallo - totale	69
5.36	Materiale e materiale equivalente assegnati alle diverse regioni della piastra tubiera . .	70
5.37	Spostamenti della piastra tubiera	71
5.38	Stress intensity piastra tubiera	71
5.39	<i>Path</i> della piastra tubiera	72
5.40	Componenti del tensore di stress sulla piastra tubiera	72
5.41	Tensione radiale linearizzata lungo lo spessore	73
5.42	Hoop stress	73
5.43	Stress assiale	73
5.44	Stress di taglio	74
5.45	Vista frontale	75
5.46	Vista inferiore	76
5.47	Vista diffusore	77
5.48	Vista superiore	79
5.49	Vista assonometrica	80
5.50	Dettaglio accoppiamento con elemento CERIG	80
5.51	Analisi modale con 6 piastre e spessore 10 mm.	81
5.52	Prima frequenza propria	81
5.53	Seconda frequenza propria	82
5.54	Terza frequenza propria con 8 piastre e spessore 10 mm.	82
5.55	Prima frequenza propria con 8 piastre e spessore 20 mm.	83
6.1	Esempio di fondo sferico	86
6.2	Esempio di calandratura di lamiera ¹⁸	87
6.3	Render dello scambiatore di calore in SFP.	88
6.4	Figura NB-3351-1: Welded joint typical of categories: A,B,C and D	90
6.5	Esempio di utilizzo dei liquidi penetranti	93
6.6	Esempio di controllo con eddy current	94
6.7	Ultrasuoni con tecnica di trasparenza per riflessione	95
6.8	Schema controllo radiografico	96

Elenco delle tabelle

2.1	Tipo di fluido	27
2.2	Input termodinamici	27
2.3	Materiali	27
3.1	Articoli sottosezione NB	32
3.2	Schema di design	34
4.1	Sommario dei risultati del dimensionamento by formula	38
5.1	Caratteristiche fisiche del 316L	51
5.2	Costanti utilizzate del DBA	54
5.3	Limiti per gli stress linearizzati	57
5.4	Andamento stress ammissibile per AISI 316L	57
5.5	Proprietà acciaio 316L in accordo ad ASME II, subpart D	57
5.6	Spessori dimensionati al termine del DBA	60
5.7	Risultati DBA	60
5.8	Caratteristiche fisiche del 316L	70
5.9	Risultati DBA	74
5.10	Spessore dimensionato al termine del DBA	74
6.1	Proprietà acciaio 316L in accordo ad ASME II, subpart D	85
6.2	BOM	89
8.1	Massa dello scambiatore di calore	105

Acronimi

APDL Ansys Parametric Design Language.

ASME American Society Mechanical Engineering.

BPVC Boiler and Pressure Vessel Code.

CCW Component Cooling water.

CND Controlli non distruttivi.

DBA Design by Analysis.

DBF Design by Formula.

IAEA International Atomic Energy Agency.

LFR Lead Fast Reactor.

LPI Liquid penetrant inspection.

NPP Nuclear Power Plants.

NRC Nuclear Regulatory Commission.

PDE Partial differential equation.

PWR Pressurized Water Reactor.

RPV Reactor Pressure Vessel.

SCL Stress Classification Line.

SFP Spent Fuel Pool.

SFPCS Spent fuel pool cooling system.

TEMA Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Abstract

Ansaldo Meccanico Nucleare S.p.A. è stata fondata a Genova nel 1966, nel 1999 è divenuta una divisione di Ansaldo Energia. A partire dal 1° novembre 2005 si è costituita come società autonoma, interamente controllata da Ansaldo Energia.

Ansaldo Nucleare opera lungo l'intera filiera del settore nucleare, comprendendo attività di servizio e supporto su impianti esistenti e sviluppo ingegneristico per la realizzazione di impianti nucleari ad acqua di tipo SMR (Small Modular Reactor) e AMR (advanced modular reactor) tra cui il progetto EAGLES 300, nonché di centrali nucleari di grande potenza (Large Nuclear Power Plants). L'azienda è inoltre attiva nello sviluppo di tecnologie per la fusione nucleare, partecipando a programmi internazionali quali DEMO e ITER.

Attualmente Ansaldo Nucleare è impegnata in prima linea nella transizione energetica, promuovendo lo sviluppo di tecnologie innovative, con l'obiettivo di contribuire in modo significativo alla decarbonizzazione del sistema energetico. Operare in un contesto di questo tipo consente di confrontarsi con una realtà industriale dinamica e altamente qualificata, in cui la consolidata tradizione meccanica italiana si integra con attività di sviluppo, offrendo una visione concreta della complessità, del rigore progettuale e delle competenze multidisciplinari richieste per la realizzazione delle infrastrutture energetiche del futuro.

Questa tesi ha l'obiettivo di sviluppare una progettazione meccanica completa di uno scambiatore di calore destinato all'impiego nelle piscine di stoccaggio del combustibile nucleare esausto, con particolare attenzione agli aspetti di sicurezza, affidabilità strutturale e conformità ai codici di progettazione nucleare.

Nelle piscine per il combustibile esausto, normalmente, la rimozione del calore avviene con sistema esterno. Il principio innovativo di questo lavoro è usare uno scambiatore di calore immerso in piscina con circolazione naturale.

Il lavoro si apre con una panoramica generale sul funzionamento di una centrale nucleare e con la descrizione del sistema ausiliario all'interno del quale lo scambiatore di calore è inserito, al fine di inquadrare correttamente il ruolo funzionale del componente e le condizioni operative di progetto. Successivamente viene introdotto lo scambiatore di calore oggetto di studio, caratterizzato da una configurazione non convenzionale rispetto agli scambiatori tradizionali impiegati in ambito industriale.

La verifica strutturale dello scambiatore è condotta in conformità ai principali codici di progettazione per applicazioni nucleari, con riferimento al codice American Society Mechanical Engineering (ASME), Section III, adottando un approccio coerente con i requisiti richiesti per componenti di classe nucleare. Oltre al tradizionale metodo di Design by Formula, lo studio impiega una metodologia più avanzata di Design by Analysis, supportata da simulazioni numeriche agli elementi finiti.

In tale contesto, viene eseguita una dettagliata linearizzazione delle tensioni lungo percorsi critici attraverso lo spessore dei componenti, consentendo la classificazione delle tensioni in componenti primarie, secondarie e di picco, come richiesto dai codici applicabili. Questo approccio permette una valutazione più accurata dell'integrità strutturale dello scambiatore in presenza di carichi termo-meccanici complessi, migliorando l'affidabilità complessiva del progetto.

I risultati delle analisi condotte forniscono una solida base per lo sviluppo e l'ottimizzazione del progetto di uno scambiatore di calore per applicazioni nucleari. Oltre ai requisiti normativi, il lavoro si concentra sull'individuazione di soluzioni progettuali volte a garantire un adeguato irrigidimento strutturale dell'intero componente, con particolare attenzione al fascio tubiero. A tal fine, il comportamento dinamico del sistema è analizzato mediante un'analisi modale agli elementi finiti, finalizzata

alla valutazione delle frequenze proprie e alla riduzione del rischio di fenomeni vibratorii.
L'ultima parte del lavoro è dedicata agli aspetti di manufacturability, con un'analisi dettagliata dei singoli componenti dello scambiatore e la definizione di una possibile sequenza di montaggio, tenendo conto dei requisiti di fabbricazione e ispezione tipici del settore nucleare.

(English version)

Founded in Genoa in 1966 under the name Ansaldo Meccanico Nucleare S.p.A., the company became a division of Ansaldo Energia in 1999. As of November 1, 2005, it was established as an independent company, wholly owned by Ansaldo Energia.

Ansaldo Nucleare operates across the entire nuclear sector value chain, including service and support activities for existing plants, as well as engineering development for the construction of water-cooled Small Modular Reactors (SMRs), including the EAGLES project, and Large Nuclear Power Plants. The company is also active in the development of nuclear fusion technologies, participating in international programs such as DEMO and ITER.

Currently, Ansaldo Nucleare is at the forefront of the energy transition, promoting the development of innovative technologies with the aim of making a significant contribution to the decarbonization of the energy system. Working in such a context provides the opportunity to engage with a dynamic and highly qualified industrial environment, where the solid Italian mechanical engineering tradition integrates with cutting-edge scientific research, offering a concrete understanding of the complexity, design rigor, and multidisciplinary expertise required for the development of future energy infrastructures.

This thesis aims to develop a complete mechanical design of a heat exchanger intended for use in spent nuclear fuel storage pools, with particular attention to safety aspects, structural reliability, and compliance with nuclear design codes.

In spent fuel pools, heat removal is normally achieved through an external system. The innovative concept of this work consists in employing a heat exchanger immersed directly in the pool and operating under natural circulation conditions.

The work begins with a general overview of the operation of a nuclear power plant and a description of the auxiliary system in which the heat exchanger is installed, in order to properly frame the functional role of the component and its design operating conditions. The heat exchanger under study is then introduced, featuring a non-conventional configuration compared to traditional industrial heat exchangers.

The structural verification of the heat exchanger is carried out in accordance with the main design codes for nuclear applications, with reference to the ASME Code, Section III, adopting an approach consistent with the requirements for nuclear-class components. In addition to the traditional Design by Formula method, the study employs a more advanced Design by Analysis methodology supported by finite element numerical simulations.

Within this framework, a detailed stress linearization is performed along critical paths through the component thickness, enabling the classification of stresses into primary, secondary, and peak categories, as required by the applicable codes. This approach allows for a more accurate assessment of the structural integrity of the heat exchanger under complex thermo-mechanical loading conditions, thereby enhancing the overall reliability of the design.

The results of the analyses provide a solid basis for the development and optimization of a heat exchanger design for nuclear applications. Beyond code compliance, the work focuses on identifying design solutions aimed at ensuring adequate structural stiffening of the entire component, with particular attention to the tube bundle. To this end, the dynamic behavior of the system is investigated through a finite element modal analysis, aimed at evaluating natural frequencies and reducing the risk of vibration phenomena.

The final part of the work is dedicated to manufacturability aspects, including a detailed analysis of the individual heat exchanger components and the definition of a possible assembly sequence, taking into account the manufacturing and inspection requirements typical of the nuclear industry.

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Introduzione al PWR

Un impianto nucleare è una struttura progettata per generare energia attraverso processi nucleari. Quest'ultima può essere trasformata in energia elettrica o usata sotto forma di calore per processi endotermici. Tra gli impianti nucleari più diffusi al mondo si trova sicuramente il Pressurized Water Reactor (PWR). Si tratta di una tecnologia nata negli Stati Uniti e ideata inizialmente per la propulsione di sottomarini e navi. Il primo impianto costruito per produrre energia elettrica è di origine sovietica con potenze relativamente basse, nell'ordine dei $5 MW_e$ ($30 MW_t$). Dal 1954 sono entrati in funzione una serie di nuovi impianti con potenze sempre maggiori dettate dallo sviluppo tecnologico e maggiori conoscenze.

Gli ultimi impianti PWR raggiungono potenze molto più elevate, possono arrivare fino ai $1400 MW_e$, come il reattore AP1000 di Westinghouse. Al 2024 sono 304 i reattori PWR in funzione con una capacità elettrica netta di $291 GW$ ¹.

1.1.1 Schema e principio di funzionamento

Dal punto di vista tecnico il reattore PWR, sfrutta la fissione nucleare per generare energia termica che viene convertita in energia elettrica mediante turbine a vapore.

L'obiettivo, all'interno di un reattore nucleare, è infatti quello di generare una reazione a catena controllata. In figura 1.1 è riportata una rappresentazione schematica di una reazione di fissione nucleare. Il neutrone colpisce un nucleo di un elemento fissile, ad esempio U235, e questo si divide in nuclei più leggeri e neutroni innescando la cosiddetta reazione a catena. Infatti, quest'ultima si verifica quando, una singola reazione nucleare, provoca in media una o più reazioni nucleari successive, portando così alla possibilità di una serie auto-propagante di tali reazioni.

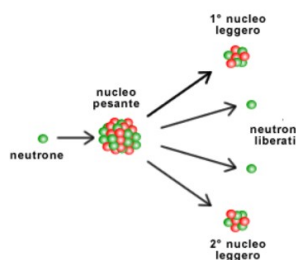


Figura 1.1: Schema di una reazione di fissione nucleare.

Per una reazione nucleare a catena, è importante definire il **fattore K**, dato dal rapporto tra il numero di neutroni della generazione successiva e il numero di neutroni della generazione precedente

¹IAEA 2024

nell'intero volume del mezzo neutronico riproduttivo. Se la disposizione è tale che si abbia $K > 1$ allora il numero di neutroni aumenta, se $K < 1$ diminuisce, mentre se $K = 1$ il numero di neutroni resta stabile e si parla di reattore critico. La quantità K viene definita in fisica del reattore come **il fattore di moltiplicazione efficace** ed è fondamentale nel controllo del reattore stesso. Per i reattori nucleari il valore di K non deve superare mai il valore di 1 se non di una piccola percentuale e per un periodo di tempo limitato (come quando si aumenta la potenza del reattore e allora si può arrivare a $K = 1,005$).

I reattori nucleari sono distinti principalmente tra reattori termici e veloci e questo è legato all'energia dei neutroni che alimentano le reazioni di fissione. Nei reattori termici, i neutroni prodotti dalla fissione vengono rallentati fino a energie relativamente basse, dette "termiche", attraverso l'impiego di un moderatore (come acqua leggera, acqua pesante o grafite). Questo rallentamento aumenta la probabilità che i neutroni vengano catturati dai nuclei fissili, come l'uranio-235, migliorando l'efficienza della reazione a catena, in quanto i nuclei fissili hanno maggiore probabilità di fissionare se interagiscono con neutroni termici. Al contrario, nei reattori veloci i neutroni mantengono energie elevate, paragonabili a quelle con cui vengono emessi durante la fissione, e pertanto non si utilizza alcun moderatore. Questi reattori richiedono quindi un combustibile con un più alto contenuto di materiale fissile e/o l'aggiunta di nuclei fissionabili, ovvero che hanno maggiore probabilità di fissionare con neutroni veloci (ad esempio U238), ma presentano il vantaggio di poter sfruttare in maniera più efficiente il combustibile nucleare, consentendo anche la trasformazione di isotopi fertili (come l'uranio-238 o il torio-232) in isotopi fissili. Inoltre, i reattori veloci sono alla base dei cosiddetti reattori autofertilizzanti, in grado di produrre più combustibile di quanto ne consumino, rappresentando così una prospettiva tecnologica di grande interesse per un utilizzo sostenibile a lungo termine delle risorse nucleari.

Il reattore pressurizzato (PWR) è di tipo termico ed è refrigerato ad acqua che pertanto svolge anche il ruolo di moderatore. In figura 1.2 è riportato uno schema semplificato di un impianto pressurizzato a fissione nucleare.

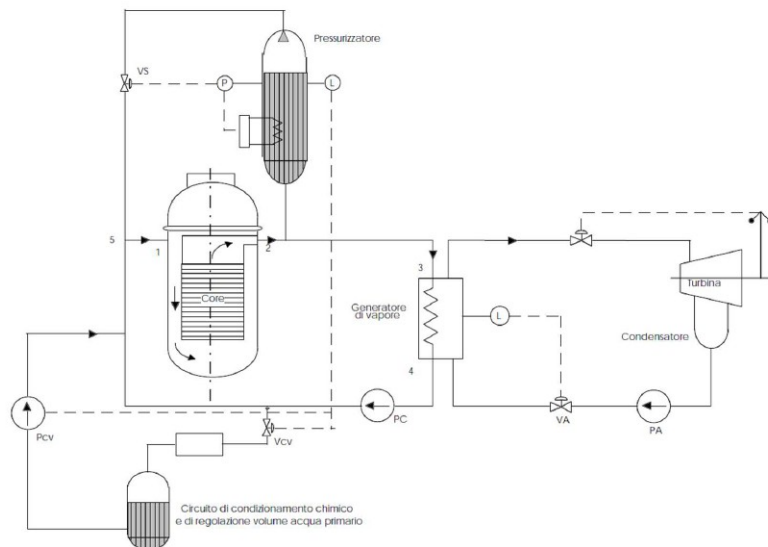


Figura 1.2: Schema funzionale PWR.

Il reattore è costituito da due circuiti ad acqua: primario e secondario. L'acqua che attraversa il nocciolo deve rimanere liquida per cui al fine di evitare il passaggio di fase è necessario che il circuito sia mantenuto a alta pressione, nell'ordine dei 150 bar; le temperature raggiunte dal fluido refrigerante sono dell'ordine dei 320 °C. Questo per quanto riguarda il fluido primario, che essendo a contatto con il combustibile è radioattivo. Il fluido secondario è adibito invece, alla generazione del vapore utilizzato per la produzione di energia in turbina. Le pressioni sono più basse, circa 70 bar. Il vapore è poi condensato e ricircolato. Tra i due circuiti è presente un generatore di vapore che consente di evitare il contatto diretto tra i due fluidi. Quest'ultimo aspetto è di fondamentale importanza data la radioattività del fluido primario.

Un altro elemento fondamentale del primario è il pressurizzatore, il cui scopo è quello di mantenere

la pressione costante all'interno del circuito e dare elasticità al sistema con possibilità di gestione dei transitori.

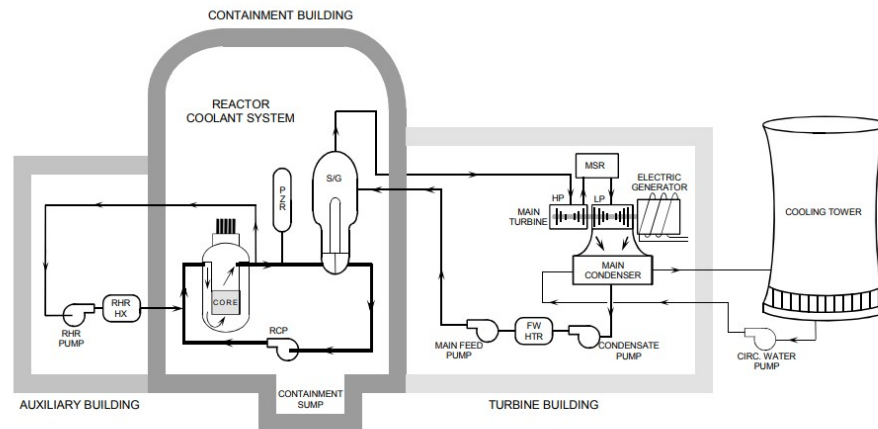


Figura 1.3: Vista di insieme di un generico impianto PWR²

Il cuore dell'impianto è il nocciolo, alloggiato nel Reactor Pressure Vessel (RPV) al cui interno sono contenute sia le barre di combustibile che i sistemi necessari per il controllo della reazione. Come si può vedere dalla figura 1.4, gli elementi all'interno del nocciolo sono inseriti in una griglia. Non tutti gli alloggiamenti della griglia sono occupati dalle barre di combustibile. Infatti, all'interno del nocciolo, saranno presenti altre barre del tutto simili a quelle del combustibile ma con funzioni diverse. Fra tutte possiamo citare le barre di controllo e di sicurezza. In particolare, quest'ultime hanno il compito di controllare la potenza prodotta dall'impianto e il loro ruolo diventa determinante in caso di incidente consentendo di abbassare il tasso di reazione fermando le reazioni a catena. Le barre di controllo hanno invece la fondamentale funzione primaria di regolare la potenza del reattore.

Il vessel deve garantire la tenuta stagna del fluido primario, la stabilità dei componenti interni e schermare l'ambiente esterno dalle radiazioni. Il fluido primario entra attraverso una sezione anulare posta attorno al vessel in una posizione superiore rispetto al combustibile. Il fluido segue un percorso verso il basso lambendo le pareti del RPV. Una volta che l'acqua ha raggiunto il fondo del RPV è costretta ad invertire il moto e risalendo attraverso il nocciolo raffredda gli elementi al suo interno.

Il generatore di vapore rappresenta uno dei componenti fondamentali delle centrali nucleari a reattore ad acqua pressurizzata (PWR), poiché costituisce l'elemento di collegamento tra il circuito primario e quello secondario dell'impianto. Uno suo schema è riportato in figura 1.5 e 1.6. La sua funzione principale è quella di trasferire il calore prodotto nel nocciolo del reattore al circuito secondario, dove avviene la generazione del vapore che aziona la turbina. Nel circuito primario, come detto, l'acqua circola a elevata pressione per evitare l'ebollizione e assorbe il calore generato dalle reazioni di fissione. Questa acqua calda passa quindi attraverso il generatore di vapore, all'interno del quale scorre in un insieme di tubi a serpentina. All'esterno dei tubi si trova l'acqua del circuito secondario, mantenuta a una pressione inferiore: il calore proveniente dal fluido primario viene così trasferito per scambio termico indiretto, provocando l'evaporazione dell'acqua secondaria in vapore saturo o surriscaldato. In questo modo, il generatore di vapore consente di isolare fisicamente il circuito radioattivo primario dal circuito secondario, garantendo sicurezza e pulizia del vapore che aziona la turbina. La progettazione del generatore di vapore deve quindi assicurare un'elevata efficienza nello scambio termico, un funzionamento affidabile nel tempo e la massima integrità strutturale, poiché costituisce un componente critico per la sicurezza e la continuità operativa dell'intero impianto nucleare.

Successivamente, il vapore generato viene trasferito al di fuori dell'isola nucleare ed entra nella zona della centrale definita *balance of power*; in quest'area viene sfruttata l'energia cinetica del vapore per

²NRC, Reactor Concepts Manual Pressurized Water Reactor Systems, USNRC Technical Training Center 0603

³NRC, Reactor Concepts Manual Pressurized Water Reactor Systems, USNRC Technical Training Center 0603

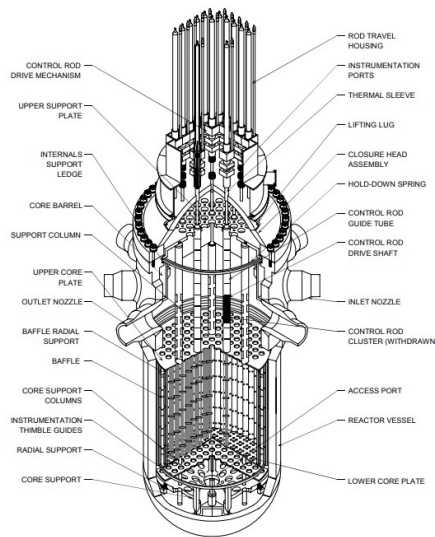


Figura 1.4: Schema nocciolo PWR ³.

mettere in rotazione le pale di una turbina. Quest'ultima, a sua volta, è collegata ad un generatore elettrico che ha la funzione di trasformare il lavoro meccanico in energia elettrica. Come si può intuire tutti i fluidi sono convogliati e movimentati tramite tubazioni che diventano di fondamentale importanza, dal punto di vista della sicurezza, sia nel circuito primario che nel trasporto di vapore. Per questo motivo rappresentano, ingegneristicamente, un aspetto molto critico. In particolare, devono essere progettati e realizzati per resistere ai carichi interni legati ai transitori termici ed alle pressioni, essere resistenti all'irraggiamento neutronico e sopportare anche eventuali terremoti che possono verificarsi.

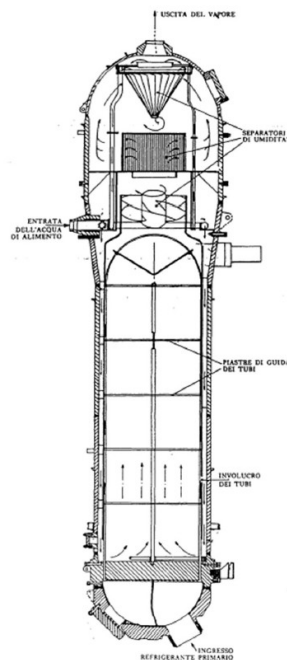


Figura 1.5: Generatore di vapore

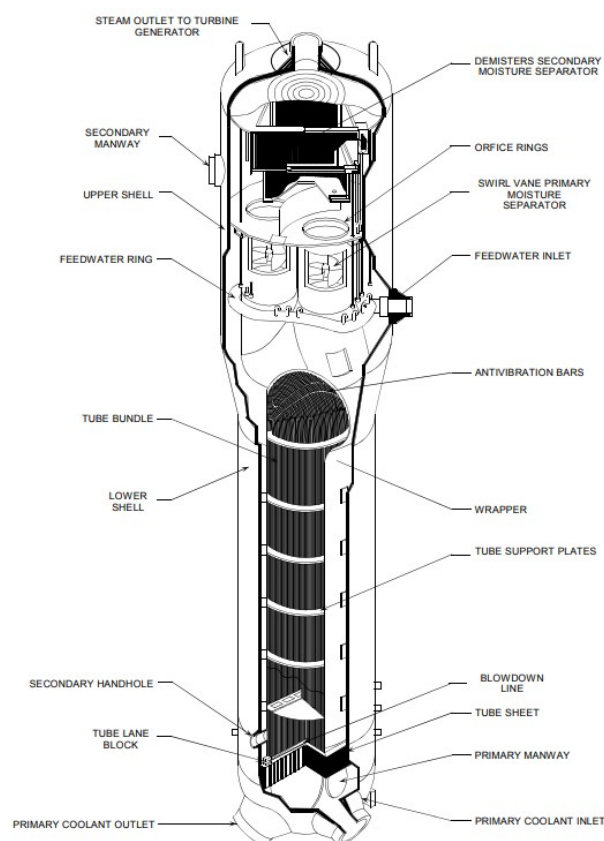


Figura 1.6: Generatore di vapore⁴

1.2 Gestione del combustibile esausto in un PWR

Il funzionamento delle centrali nucleari, necessita della gestione del combustibile esausto. Ogni 12-18 mesi il reattore è sottoposto ad un'operazione di rifornimento nella quale il 30-40% degli elementi di combustibile contenuti nel core vengono sostituiti con nuovi elementi di combustibile. Il combustibile esausto prelevato dal nocciolo durante le operazioni di rifornimento deve essere gestito e movimentato in sicurezza. Di conseguenza bisogna garantire un adeguato raffreddamento e delle opportune schermature a causa della reattività residua nelle barre di combustibile. Infatti, anche se la reazione è stata fermata per permettere la sostituzione degli elementi, all'interno dei singoli elementi di combustibile è ancora attiva la reazione dovuta al decadimento. Questo comporta che gli elementi di combustibile emettano ancora radiazioni e soprattutto sviluppino calore. Questo calore viene, appunto, definito come calore di decadimento. Di conseguenza le barre estratte dal reattore vengono spostate dal reattore in una piscina per il combustibile esausto (Spent Fuel Pool (SFP)). All'interno della piscina sono posti degli appositi telai necessari a contenere gli elementi di combustibile. Trascorso un determinato periodo, che va da pochi mesi a decine di anni, gli elementi contenuti all'interno della piscina vengono trasferiti in appositi contenitori per lo stoccaggio al di fuori della piscina stessa.

1.2.1 Spent Fuel Pool

Come accennato nel paragrafo precedente, la SFP diventa un elemento fondamentale per la gestione del combustibile esausto. Può essere brevemente descritta come una vasca di stoccaggio utile a contenere gli elementi di combustibile nucleare irradiato che sono stati rimossi dal nocciolo del reattore. Dopo il ciclo operativo, il combustibile produce ancora calore e radiazioni e deve quindi essere gestito

⁴NRC, Reactor Concepts Manual Pressurized Water Reactor Systems, USNRC Technical Training Center 0603

diversamente da un rifiuto tradizionale. La SFP svolge due funzioni fondamentali:

- **Controllo della reattività nucleare:** gli elementi di combustibile sono disposti in telai di stoccaggio (racks) progettati in modo tale da creare una geometria subcritica, questo permette di non innescare una reazione a catena. Vengono utilizzati anche assorbitori di neutroni come il boro e si mantiene una distanza adeguata tra gli elementi.
- **Raffreddamento passivo:** Il combustibile esaurito continua a generare calore anche per molti anni (10-15 anni) dopo l'estrazione dal reattore. Le vasche sono, quindi, riempite con acqua demineralizzata miscelata con una opportuna quantità di boro. Questa miscela ha la duplice funzione di asportare il calore e di neutralizzare eventuali aumenti di reattività. Infatti, L'acqua svolge anche il compito di schermo radiologico, proteggendo l'ambiente circostante dalle radiazioni. Il calore rimosso dall'acqua sarà successivamente dissipato con opportuni sistemi di raffreddamento.

Le SFP sono costruite da pareti in cemento armato rivestite interamente in acciaio inox.



Figura 1.7: Spent fuel pool⁵

1.2.2 Wet Storage

All'inizio, le piscine per il combustibile esausto venivano progettate per poter accogliere il combustibile di un intero nocciolo insieme a quello rimosso in occasione di una seconda operazione di rifornimento, utilizzando telai aperti e ampiamente distanziati. Questo presupponeva che il combustibile sarebbe stato inviato fuori sito per il riprocessamento, in modo da liberare spazio all'interno dell'impianto per il successivo combustibile esaurito. I telai originali non contenevano assorbitori di neutroni, ma il controllo della reattività era garantito dalla distanza tra i vari elementi di combustibile, in una configurazione denominata a bassa densità come mostrato in figura 1.8

⁵https://www-pub.iaea.org/MTCD/Publications/PDF/PUB1963_web.pdf

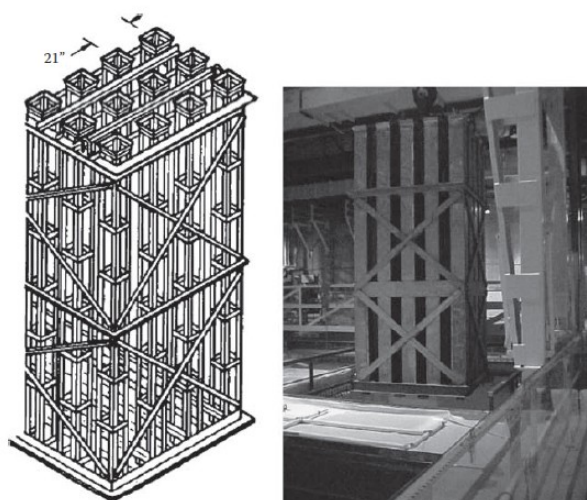


Figura 1.8: Stoccaggio a bassa densità ⁶

Questi telai erano qualificati per stoccare il combustibile con il massimo arricchimento senza considerare la sua riduzione dovuta all'operatività all'interno del reattore.

Con la decisione presa negli anni '70 di non proseguire con il riprocessamento del combustibile si è aperta la necessità di aumentare la capacità di stoccaggio in sito e si è passati dai telai a bassa densità a quelli ad alta densità con una disposizione più ravvicinata degli elementi di combustibile. Questi telai ad alta densità sono di due tipi *flux-trap* e *non-flux-trap*. I primi vengono utilizzati per il combustibile solo parzialmente irradiato, mentre gli altri contengono il combustibile completamente esaurito che rappresenta la maggior parte di combustibile presente in una SFP.

I canali di tipo *flux-trap* sono costituiti da scatole in acciaio inox separate da uno spazio, con pannelli assorbitori di neutroni fissi centrati su ciascun lato. Le pareti in acciaio definiscono le celle di stoccaggio, mentre il rivestimento in acciaio inox sostiene il pannello assorbitore di neutroni e delimita il confine dello spazio d'acqua del *flux-trap* tra i pannelli assorbitori di neutroni, utilizzato per migliorare il controllo della reattività. I pannelli assorbitori di neutroni sono installati su tutte le pareti esterne rivolte verso gli altri telai. In figura 1.9 è riportata una vista di un tipico telaio *flux-trap* usato per reattori PWR.

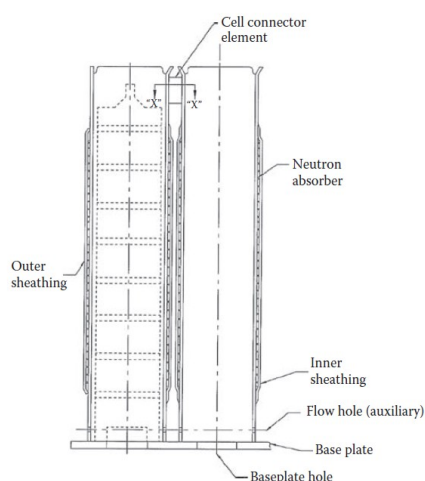


Figura 1.9: Telaio *flux-trap* ⁷

⁶Nuclear Engineering HAndbook, Nuclear Fuel Cycle, section II, Kenneth D.Kok, URS Washington Division

I telai di tipo *non-flux-trap* sono costituiti da scatole in acciaio inox, ciascuna dotata di un singolo pannello assorbitore di neutroni fisso, montato mediante un rivestimento in acciaio inox centrato su ogni lato. Le scatole sono disposte secondo uno schema alternato, tale che la connessione tra gli angoli delle scatole definisca delle celle di stoccaggio intermedie. I pannelli assorbitori di neutroni sono installati su un lato, tra telai adiacenti dello stesso tipo, contribuendo al controllo della reattività attraverso l'assorbimento neutronico localizzato. Uno schema di questo telaio è riportato in figura 1.10

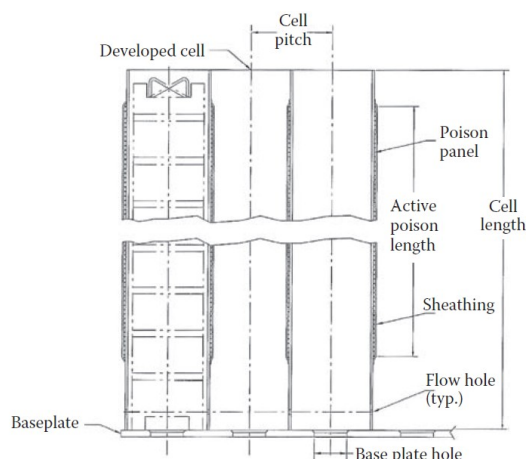


Figura 1.10: Telaio *non-flux-trap*⁸

1.2.3 Principi per il dimensionamento di una SFP

Per i reattori PWR i telai di *flux-trap* sono progettati per alloggiare elementi di combustibile, con un arricchimento iniziale massimo del 5% in peso. Questi telai sono presenti nelle SFP per ospitare il nuovo combustibile da caricare nel reattore durante la fermata per il rifornimento, oppure per ospitare l'intero nocciolo in caso di spegnimento e successivo scarico completo del nocciolo, nell'eventualità di un grave incidente. Per questi non è previsto alcun requisito di burnup. Con il termine burnup si intende l'energia termica prodotta per unità di massa di combustibile nucleare. Un valore più alto indica che il combustibile è stato usato più a lungo ed ha prodotto più energia e quindi si è maggiormente consumato.

I telai di tipo *non-flux-trap* sono progettati per alloggiare elementi che abbiano combinazioni di arricchimento-burnup che rientrino in un dominio di accettabilità, di cui un esempio è riportato in figura 1.11

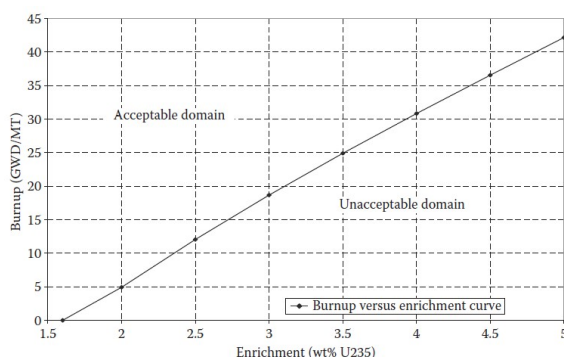


Figura 1.11: Dominio di accettabilità⁹

⁷Nuclear Engineering HAndbook, Nuclear Fuel Cycle, section II, Kenneth D.Kok, URS Washington Division

⁸Nuclear Engineering HAndbook, Nuclear Fuel Cycle, section II, Kenneth D.Kok, URS Washington Division

Sono fondamentali anche gli aspetti legati alla sicurezza di questi telai, che devono resistere ai carichi previsti in condizioni normali, sismiche e accidentali. In caso di telai ravvicinati è necessario verificare la stabilità cinematica in condizioni sismiche effettuando un'unica simulazione che includa tutti i telai attraverso un'analisi tridimensionale che prende il nome di *Whole Pool Multi-Rack* (WPMR). In questa analisi vengono considerati gli effetti di accoppiamento tra i vari telai e vengono anche eseguite delle analisi più conservative sui singoli telai per confermare la stabilità in condizioni estreme; il metodo WPMR permette quindi di determinare in maniera appropriata carichi di tensione e spostamenti attraverso i seguenti passaggi:

1. Preparazione di modelli dinamici 3D che siano idonei per un'analisi dinamica che includa l'assemblaggio di tutti i telai, il fluido e relativo accoppiamento oltre che tutti i collegamenti meccanici appropriati per un'analisi non lineare;
2. Simulazioni dinamiche 3D in diverse condizioni fisiche. Spostamenti e tensioni in questo modo possono essere determinati;
3. Determinazione delle tensioni nelle zone maggiormente sollecitate e verifica in accordo alle ASME III, Subs-NF.

Indubbiamente anche la piscina di combustibile deve essere in grado di resistere ai carichi presenti, ossia il peso dei telai, del combustibile e dell'acqua in condizioni normali e sismiche, e proprio per raggiungere tale scopo tutte le parati sono in calcestruzzo armato. L'introduzione dei telai ad alta densità ha comportato un aumento dei carichi meccanici e termici.

Uno degli obiettivi primari della SFP è quello di garantire il raffreddamento del combustibile che appunto continua ad emettere un significativo quantitativo di calore; pertanto, devono essere rispettati una serie di requisiti, tra cui:

- Negli scenari di scarico del nocciolo il limite di temperatura è solitamente di 70-71 °C;
- La temperatura locale dell'acqua deve essere limitata e monitorata per evitare che si verifichi ebollizione all'interno del telaio.

In caso di perdite del raffreddamento forzato dovranno essere attuate azioni in un tempo minimo prestabilito e deve essere disponibile acqua di reintegro. Il sistema di raffreddamento della piscina di combustibile (Spent fuel pool cooling system (SFPCS)) raffredda il combustibile presente nella SFP trasferendo il calore di decadimento tramite uno o più scambiatori di calore che trasferiscono questo calore al sistema di raffreddamento per componenti (Component Cooling water (CCW)). Solitamente il SFPCS è formato da due circuiti di raffreddamento ciascuno costituito da una pompa e da uno scambiatore di calore. Anche per il sistema di raffreddamento è necessario verificare tutti i diversi scenari e verificare il funzionamento nelle diverse condizioni di funzionamento previste, sia nominali che accidentali. L'edificio della SFP è inoltre dotato di sistemi di filtraggio ad alta efficienza che hanno lo scopo di raccogliere eventuali gas radioattivi che potrebbero essere rilasciati dagli elementi di combustibile.

I materiali strutturali dei telai vanno quindi scelti per resistere a temperatura e pressione presenti all'interno della piscina, inoltre in quelle piscine in cui viene utilizzato l'acido borico per migliorare la criticità è necessario considerare la resistenza e compatibilità del materiale con ambiente acido, pertanto il principale materiale utilizzato è l'acciaio inossidabile austenitico.

1.3 Possibili situazioni incidentali che possono verificarsi in una SFP

La piscina del combustibile esaurito (SFP) è una struttura fondamentale per la sicurezza di un impianto nucleare, destinata all'immagazzinamento temporaneo del combustibile irraggiato proveniente dal reattore. La funzione principale della piscina è garantire il raffreddamento residuo delle barre di

⁹Nuclear Engineering HAndbook, Nuclear Fuel Cycle, section II, Kenneth D.Kok, URS Washington Division

combustibile e assicurare la schermatura dalle radiazioni. Per tali motivi, la SFP deve essere progettata e gestita in modo da prevenire una serie di situazioni incidentali che potrebbero compromettere la sicurezza nucleare o radiologica dell'impianto.

La *International Atomic Energy Agency (IAEA)*, ha pubblicato un documento tecnico *Safety Standards Series No. SSG-15 (2011)* in cui si afferma che una delle condizioni più critiche che può verificarsi è la perdita o riduzione del livello d'acqua nella piscina. Tale evento può essere causato da perdite strutturali, da guasti alle tubazioni o da errori operativi che comportino lo svuotamento parziale della vasca. La diminuzione del livello dell'acqua può ridurre l'effetto di schermatura delle radiazioni e, in casi estremi, esporre parzialmente gli elementi di combustibile, con conseguente rischio di surriscaldamento e potenziale danneggiamento delle guaine delle barre. Inoltre, viene specificato anche che, per quegli impianti che tengono in considerazione l'ebollizione dell'acqua, in condizione operative non nominali si ha la necessità di valutare la subcriticità, ossia il fatto che non si inneschino reazioni a catena non controllate, al variare della densità dell'acqua. Inoltre, il controllo e sicurezza della criticità non dovrebbe basarsi sull'uso di veleni neutronici solubili, quando questo però non è possibile e viene utilizzata, per esempio, l'acqua borata, il sistema deve essere in grado di evitare qualsiasi situazione di aumento della criticità che sia legata ad una diluizione accidentale dell'acqua della piscina (e quindi aumento della diluizione) dovuta all'aggiunta di acqua non borata.

Un altro documento tecnico, scritto da Nuclear Regulatory Commission (NRC), *NUREG-1738 ("Technical Study of Spent Fuel Pool Accident Risk at Decommissioning Nuclear Power Plants", NRC, 2001)*, analizza altri scenari incidentali che possono verificarsi in una SFP, in particolare

1. **Loss of Cooling** (Perdita del sistema di raffreddamento): Una delle possibili situazioni accidentali previste è quella della perdita del sistema di raffreddamento che potrebbe accadere in caso di guasto meccanico, errori operativi o interruzione dell'energia elettrica utile ad alimentare la pompa dedicata alla circolazione forzata. In questi casi si ha un naturale riscaldamento dell'acqua per effetto del calore di decadimento residuo del combustibile, fino ad una ebollizione progressiva del liquido; nelle valutazioni riportate dalla NRC, che effettuano uno studio termofluidodinamico del fenomeno, si hanno a disposizione 100 ore prima che via un'esposizione del combustibile, per elementi che hanno 60 giorni di decadimento. Questo intervallo temporale lascia ampi margini per intervenire e ripristinare il sistema di raffreddamento in sicurezza.
2. **Loss of coolant** (Perdita d'acqua): L'NRC analizza un altro scenario, legato alla perdita d'acqua che può avvenire per cause meccaniche, in caso di cedimento strutturale, per errori durante le operazioni di manutenzione o per eventi esterni come terremoti o impatti. La conseguenza diretta che si verifica è il naturale abbassamento del livello dell'acqua con riduzione della schermatura radiologica e, nei casi più gravi, scopertura delle barre di combustibile. Tuttavia, la probabilità di un tale evento è ritenuta molto bassa, poiché il combustibile ha già subito un decadimento sufficiente a ridurre drasticamente il calore residuo.
3. **Scenari esterni e cause indirette:** Il documento tecnico della NRC considera anche altri eventi esterni che possono essere cause di incidenti quali:
 - Eventi sismici, che possono danneggiare le pareti o supporti della vasca;
 - Impatto di carichi durante le operazioni di manutenzione;
 - eventi meteorologici estremi, come tornado o inondazioni

In tutti questi casi, il documento sottolinea l'importanza di procedure di emergenza, monitoraggio del livello dell'acqua, sistemi ridondanti di reintegro e piani di risposta rapida per prevenire l'evoluzione verso condizioni di surriscaldamento o scopertura del combustibile. Vengono analizzate in accoppiamento le valutazioni termo-idrauliche con un'analisi probabilistica di rischio (PRA) per stimare la frequenza di danneggiamento del combustibile e la gravità delle conseguenze. Le conclusioni indicano che, dopo alcuni mesi dallo spegnimento del reattore, la probabilità di eventi con rilascio significativo di radionuclidi diventa estremamente bassa, e le conseguenze radiologiche sono prevalentemente confinate all'interno del sito. Solo scenari altamente degradati, con perdita totale d'acqua e mancato intervento per più giorni, potrebbero portare a condizioni tali da generare un incendio di zirconio e rilascio offsite.

Eventi di cedimento strutturale della piscina o dei rack di stoccaggio rappresentano un'ulteriore cate-

goria di rischio. Essi possono essere originati da sollecitazioni sismiche, da corrosione dei materiali o da impatti meccanici dovuti a operazioni di movimentazione errate. Il danneggiamento delle strutture di supporto può modificare la geometria del deposito del combustibile e, in casi estremi, portare a un rischio di criticità non intenzionale, ovvero al verificarsi di una reazione a catena autosostenuta al di fuori delle condizioni progettuali.

Un evento di criticità accidentale può inoltre essere favorito da un degrado del materiale assorbitore di neutroni presente nei rack, o dall'errato posizionamento di un elemento di combustibile ad alto arricchimento in una cella non idonea. Sebbene tali condizioni siano altamente improbabili grazie ai rigorosi controlli amministrativi e fisici, la loro possibilità deve essere considerata nelle analisi di sicurezza.

Tra gli scenari più gravi, va ricordato anche il potenziale incendio o rilascio di gas infiammabili, in particolare idrogeno, che può formarsi per reazione tra il rivestimento in zirconio delle barre di combustibile e il vapore acqueo a temperature elevate. Questo fenomeno, osservato in incidenti passati come quello di Fukushima Daiichi, può determinare esplosioni o incendi secondari con conseguente rilascio di materiale radioattivo.

Le azioni o errori umani costituiscono un'ulteriore fonte di rischio. Durante le operazioni di movimentazione del combustibile, è possibile che si verifichino collisioni accidentali tra assemblaggi, cadute di carichi o inserimenti in celle errate. Tali eventi, pur essendo di natura prevalentemente meccanica, possono causare danni alle barre e generare contaminazioni locali. Infatti, all'interno del documento tecnico *U.S. NRC Regulatory Guide 1.13 (Rev. 2, 2007) – Spent Fuel Storage Facility Design Basis* è specificato che da un punto di vista di design dell'intero edificio della SFP bisognerebbe evitare che i carichi pesanti siano movimentati sopra la piscina, quindi i sistemi di sollevamento dovrebbero essere dotati di limitatori di corsa tali da impedire geometricamente il passaggio di carichi sopra il combustibile. In caso contrario l'area di carico deve essere progettata per resistere all'impatto con il carico più pesante senza compromettere l'integrità idraulica della piscina.

In sintesi, le situazioni incidentali ipotizzabili in una SFP comprendono:

- perdita del livello dell'acqua;
- perdita del raffreddamento;
- cedimento strutturale;
- criticità accidentale;
- incendio o esplosione;
- errore umano e evento esterno.

La valutazione e prevenzione di tali eventi rappresentano un elemento essenziale delle analisi di sicurezza, in conformità con le normative e gli standard internazionali applicabili.

Capitolo 2

Descrizione dello scambiatore di calore per SFP

Gli scambiatori di calore sono dei dispositivi che provvedono allo scambio termico tra due o più fluidi a temperature differenti. Il loro uso è necessario in molteplici ambiti, da quello civile per il condizionamento degli edifici a quello industriale per processi chimici, manifatturieri, produzione di energia e alimentari. Gli scambiatori di calore possono essere classificati in funzione di molteplici fattori:

- Distinzione tra recuperatori e rigeneratori
- Processo di trasferimento
- Geometria costruttiva
- Meccanismo di scambio termico
- Direzione del flusso

2.1 Introduzione ai vari tipi di scambiatore

2.1.1 Recuperatori e rigeneratori

I recuperatori (figura 2.1 (a)) sono scambiatori di calore nei quali un fluido caldo B cede calore a un fluido freddo A. I due fluidi possono scambiare calore entrando in contatto o separati da una parete. Per i rigeneratori il concetto è diverso (figura 2.1 (b)), infatti si ha una matrice che si comporta da storage termico e lo scambio avviene attraverso il passaggio alternato del fluido; quindi, la stessa matrice viene attraversata dal fluido a temperatura diversa in momenti diversi. Quando il fluido caldo attraversa la matrice cede calore ad essa scaldandola. In un secondo momento la matrice viene attraversata dal fluido freddo, questo pertanto si scalda raffreddando la matrice. A loro volta i rigeneratori possono essere classificati in base al tipo di matrice che utilizzano.

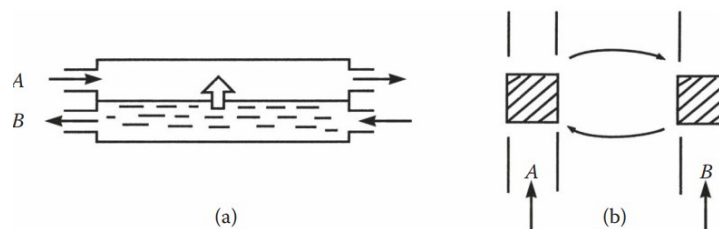


Figura 2.1: Differenza tra recuperatore (a) e rigeneratore (b)¹

2.1.2 Processo di trasferimento

Basandosi sul processo di trasferimento si distinguono scambiatori che lavorano con fluidi a contatto diretto e altri indiretto. I primi sono quelli che prevedono la miscelazione dei due fluidi, il secondo invece, sfrutta un'interfaccia per poterli separare. Solitamente vengono utilizzati quelli a contatto indiretto. Lo scopo in tal senso è quello di evitare il contatto di fluidi incompatibili tra di loro ed escludere possibili contaminazioni.

2.1.3 Geometria costruttiva

Gli scambiatori di calore classificati in base alla geometria si dividono in:

- tubolari
- a piastre
- a superficie estese

Tubolari

Gli scambiatori di calore tubolari sono costituiti da tubi circolari. I fluidi si muovono internamente ed esternamente rispetto a questi tubi. Questi si suddividono in altre sottocategorie, ovvero: a doppio tubo, tubi a mantello e a spirale.

Un tipico scambiatore di calore a doppio tubo è quello in cui sono presenti due tubi concentrici uno interno all'altro. Solitamente sono utilizzati quando i processi di riscaldamento e raffreddamento richiedono una piccola area di scambio. Se necessaria maggior area di scambio potrebbe essere utilizzata una configurazione con doppio tubo posti in serie sotto forma di hairpin oppure utilizzare più scambiatori in serie. Questa configurazione trova anche un vantaggio nel momento in cui un fluido o entrambi sono a pressioni elevate. Si tratta di scambiatori che possono essere utilizzati e sviluppati anche in ottica di modularizzazione.

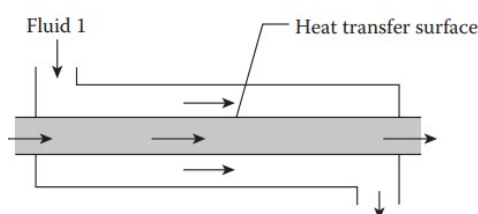
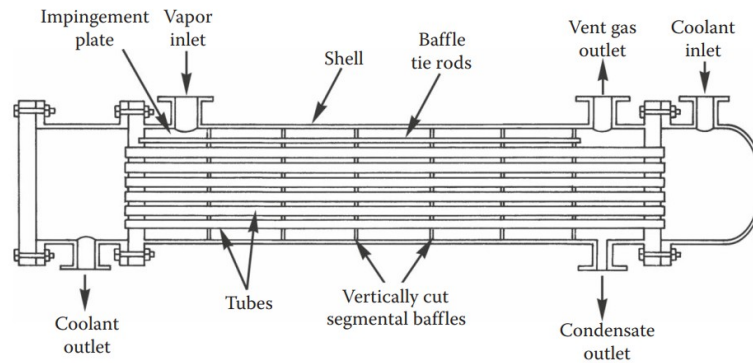


Figura 2.2: Scambiatore di calore a doppio tubo,²

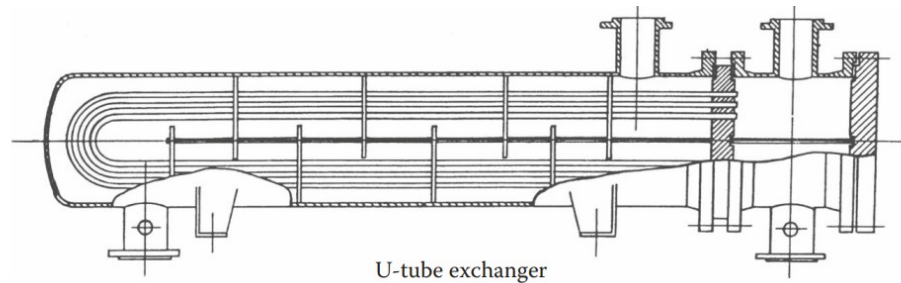
Gli scambiatori a tubi e mantello sono formati da un elemento cilindrico più grosso, chiamato mantello e da tubi più piccoli posti all'interno di esso. Sono utilizzati in molti ambiti, da processi chimici a generatori di vapore per impianti nucleari o per la produzione di energia elettrica in generale. Lo scambio termico in questo caso avviene tra il fluido che scorre all'interno dei tubi e quello esterno che si muove nello spazio libero tra mantello e tubi. Solitamente al fine di migliorare il coefficiente di scambio termico e anche irrigidire il fascio tubiero sono installati dei diaframmi, che riducono le sezioni di passaggio e aumentano la turbolenza favorendo un aumento dello scambio termico. Un problema potrebbero essere le perdite di carico che in questo modo vengono incrementate. Questa soluzione, con fascio tubiero dritto prevede l'utilizzo di due piastre tubiere che svolgono un ruolo fondamentale da un punto di vista strutturale.

¹Sadik Kakaç, 2012

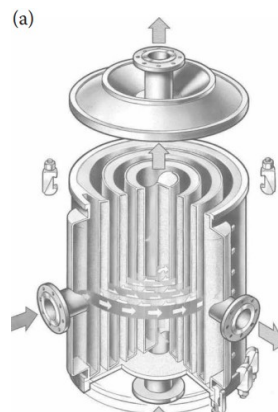
²Sadik Kakaç, 2012

Figura 2.3: Scambiatore di calore a tubi dritti³

Una configurazione molto diffusa, è quella che prevede i tubi a U, come nello schema riportato in figura 2.4. Questi scambiatori sono vantaggiosi nel momento in cui si hanno forti espansioni termiche ma allo stesso tempo aumentano le sollecitazioni all'estremità dei tubi stessi, ovvero al collegamento con la piastra tubiera. La presenza di una sola piastra tubiera rappresenta un vantaggio da un punto di vista economico rendendo la soluzione meno costosa.

Figura 2.4: Scambiatore di calore con tubi a U⁴

Un'altra configurazione tubiera è quella con i tubi a spirale; si tratta di spire avvolte che si trovano all'interno di un mantello. Anche questo tipo di scambiatore risulta adatto a gestire grandi dilatazioni termiche ma ha lo svantaggio di avere un processo di pulizia particolarmente difficile. Uno scambiatore di calore tubiero, non convenzionale, è anche l'elicoidale la cui descrizione sarà data successivamente.

Figura 2.5: Scambiatore di calore con tubi a spirale⁵³Sadik Kakaç, 2012⁴Sadik Kakaç, 2012⁵

A piastre piane

Gli scambiatori di calore a piastre piane sono formati da piastre disposte parallelamente una di fianco all'altra per formare dei canali, in questo modo riesco ad avere grandi superfici di scambio termico in volumi ridotti.

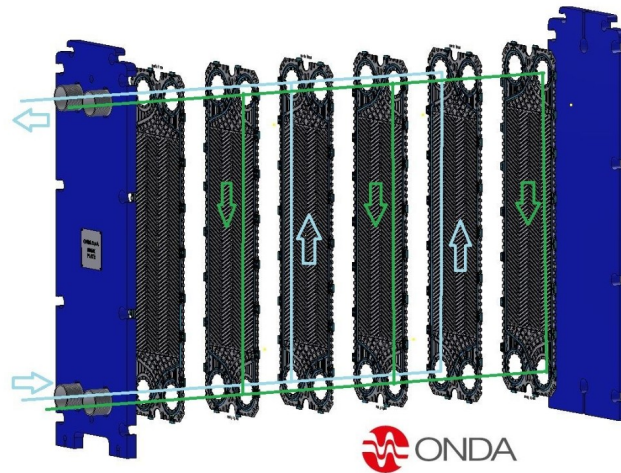


Figura 2.6: Scambiatore di calore a piastre piane dell'azienda ONDA⁶

A superfici estese

Gli scambiatori di calore a superficie estesa sono dispositivi dotati di alette o appendici sulla superficie primaria di scambio termico (tubolare o piana), con lo scopo di aumentare l'area di trasferimento del calore. È noto che il coefficiente di scambio termico sul lato del gas è molto più basso rispetto a quello sul lato del liquido; per questo motivo, le superfici di scambio termico alettate vengono utilizzate sul lato del gas per incrementare l'area di trasferimento del calore. Le alette sono ampiamente impiegate negli scambiatori di calore gas-gas e gas-liquido, ogni volta che il coefficiente di scambio termico su uno o su entrambi i lati è basso e si desidera un apparecchio compatto. I due tipi più comuni di scambiatori di calore a superficie estesa sono gli scambiatori a piastre alettate e quelli a tubi alettati.

2.1.4 Meccanismo di scambio termico

In base al meccanismo di scambio termico si possono classificare gli scambiatori in:

- Monofase da entrambi i lati dello scambiatore
- Monofase da un lato e bifase dall'altro
- Bifase da entrambi i lati

2.1.5 Direzione del fluido

Gli scambiatori di calore possono essere distinti anche in funzione della direzione del fluido che li attraversa.

- Flussi paralleli

⁵Sadik Kakaç, 2012

⁶Onda S.p.A., 2025

- Flussi antiparalleli
- Flussi incrociati

Negli scambiatori di calore a flusso parallelo, i due flussi di fluido entrano insieme da un'estremità, scorrono nella stessa direzione e fuoriescono insieme dall'altra estremità. Negli scambiatori di calore a flusso in controcorrente, i due flussi di fluido scorrono in direzioni opposte. In uno scambiatore di calore a flusso incrociato singolo, un fluido attraversa la superficie di scambio termico con un percorso perpendicolare rispetto al flusso dell'altro fluido. Configurazioni a flusso incrociato multipasso possono inoltre essere realizzate disponendo in serie gli schemi di base. Ad esempio, in uno scambiatore di calore a fascio tubiero con tubo a U e singolo passaggio lato guscio, un fluido scorre attraverso il tubo a U, mentre l'altro fluido scorre inizialmente verso il basso e poi verso l'alto, attraversando i percorsi di flusso dell'altro fluido; tale configurazione è anche nota come disposizione a flusso incrociato-controcorrente o incrociato-parallelo.

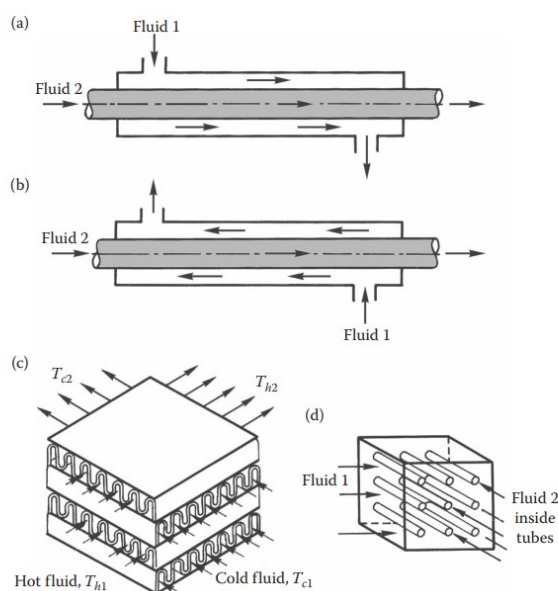


Figura 2.7: Distinzione in base alla direzione: fluido parallelo (a), fluido controcorrente (b), flusso incrociato (c e d) ⁷

2.2 Scambiatore di calore elicoidale

Uno scambiatore di calore di tipo non convenzionale è quello elicoidale. Basandosi sulla configurazione elencata alla sezione precedente potrebbe essere classificato come uno scambiatore a fascio tubiero. Anche in questo caso le configurazioni possono essere molteplici e dipendono dalle esigenze progettuali e funzionali che si vogliono raggiungere. La configurazione classica è riportata in figura 2.8. In uno scambiatore di calore elicoidale, un fluido scorre all'interno del fascio tubiero avvolto a spirale, mentre l'altro fluido circola all'interno del mantello, avvolgendo il fascio stesso. In questo modo i due flussi scorrono in percorsi separati ma molto vicini, favorendo un efficace scambio termico lungo tutta la lunghezza della spirale. In questo modo si riesce ad aumentare la superficie di scambio termico mantenendo le dimensioni dello scambiatore compatte. Inoltre, avere un fascio tubiero elicoidale aumenta le turbolenze del flusso che lo attraversa; quindi da un punto di vista fluidodinamico si ha un incremento del coefficiente di scambio termico ^[20] ^[21]. Le sue dimensioni compatte lo rendono particolarmente utile nel momento in cui gli spazi a disposizione sono ridotti, come avviene nel caso delle SFP dove si hanno importanti limitazioni sull'ingombro.

⁷Sadik Kakaç, 2012

La realizzazione di questo tipo di scambiatore di calore costituisce una sfida ingegneristica di notevole complessità, sia dal punto di vista costruttivo che da quello progettuale. La manifattura richiede infatti un'attenta integrazione tra aspetti termici, meccanici e strutturali, in modo da garantire non solo l'efficienza dello scambio termico, ma anche l'affidabilità e la durabilità del componente nel tempo. Come verrà approfondito nei capitoli successivi, i requisiti normativi e progettuali imposti - in particolare quelli relativi alla resistenza meccanica e alla sicurezza in esercizio - influenzano in modo determinante le scelte progettuali. Infatti, il raggiungimento dei livelli di rigidità statica e dinamica richiesti rappresenta un obiettivo fondamentale del processo di progettazione. Ciò comporta una serie di valutazioni approfondite sulle geometrie strutturali, sui materiali impiegati, sulle modalità di vincolo e sui criteri di fabbricazione. Tali aspetti concorreranno a definire l'effettiva configurazione finale dello scambiatore, garantendone la conformità ai requisiti prestazionali e di sicurezza richiesti.

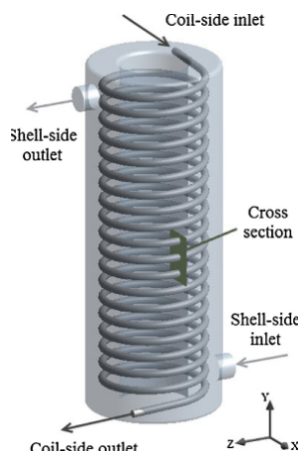


Figura 2.8: Schema di una configurazione classica di uno scambiatore di calore elicoidale

2.3 Requisiti funzionali

Nel contesto della piscina di combustibile esausto (Spent Fuel Pool, SFP), lo scambiatore di calore riveste un ruolo essenziale all'interno del sistema di raffreddamento, in quanto è deputato alla rimozione del calore di decadimento generato dal combustibile nucleare irraggiato durante il suo periodo di stoccaggio. Tale funzione è di fondamentale importanza per garantire il mantenimento delle condizioni di sicurezza nucleare, poiché l'energia residua rilasciata dal combustibile, se non correttamente evacuata, potrebbe determinare un incremento della temperatura dell'acqua della piscina, compromettendo la copertura del combustibile e, di conseguenza, la sua integrità strutturale.

I requisiti funzionali dello scambiatore di calore derivano quindi direttamente dalla necessità di assicurare un regime termico stabile e controllato all'interno della SFP. In particolare, esso deve essere in grado di asportare il calore residuo in modo continuo e affidabile, mantenendo la temperatura dell'acqua entro i limiti prescritti (generalmente inferiori a 60 °C) e impedendo in ogni condizione la formazione di vapore o bolle di ebollizione all'interno della piscina. Deve asservire a questa funzione nel poco spazio disponibile all'interno della SFP; infatti, parte del volume è occupato dai telai che contengono il combustibile esausto e inoltre si hanno spesso limitazioni in termini di altezza per lasciare libertà di movimento ad un eventuale carroponte che consente lo spostamento del combustibile stesso. Per garantire la funzionalità anche in condizioni di guasto o emergenza è indispensabile la ridondanza riducendo ulteriormente lo spazio a disposizione. Lo scambiatore elicoidale riveste, quindi, un ruolo fondamentale in termini di compattezza.

La separazione fisica e funzionale tra il circuito primario (a contatto con l'acqua radioattiva della piscina) e il circuito secondario (non contaminato) deve essere assoluta, in modo da escludere qualsiasi possibilità di contaminazione incrociata. Inoltre, il fluido primario dovrà circolare per moto naturale: la variazione di densità innesca infatti un moto convettivo spontaneo, che si intende sfruttare per favorire lo scambio termico.

A questi requisiti si aggiunge la durabilità dello scambiatore, infatti quest'ultimo dovrà rimanere in funzione almeno per il tempo di operatività del reattore stesso. Anche la scelta del materiale risulta

fondamentale: esso deve infatti resistere a un ambiente corrosivo, come l'acqua borata, e al tempo stesso garantire adeguate caratteristiche meccaniche e di rigidezza. L'immersione dello scambiatore può inoltre complicare le operazioni di in service inspection, ossia quei controlli non distruttivi che vengono effettuati nei momenti in cui si ha lo spegnimento del reattore per esempio per operazioni di rifornimento, per verificare la tenuta delle giunzioni, l'integrità strutturale e dei vari componenti costituenti l'intero assieme. Questo aspetto è strettamente legato al processo produttivo del componente: a seconda della soluzione costruttiva adottata, possono essere presenti o meno saldature che richiedono ispezioni specifiche.

Un ulteriore aspetto di fondamentale importanza riguarda le sollecitazioni dovute al carico sismico. Si tratta di una sollecitazione dinamica, per la quale è necessario garantire che non si verifichi un'amplificazione degli spostamenti causata da fenomeni di risonanza. Il requisito di rigidezza dinamica rende il progetto dello scambiatore ancora più complesso: ottenere una prima frequenza naturale sufficientemente elevata richiede infatti l'introduzione di opportuni irrigidimenti capaci di soddisfare il requisito funzionale. La progettazione risulta ulteriormente complicata dal fatto che lo scambiatore sia di tipo non convenzionale, privo quindi di un adeguato supporto normativo e di un background consolidato che possano costituire una base di riferimento per il suo sviluppo.

In sintesi, i requisiti funzionali possono essere riassunti come:

- **Raffreddamento:** Mantenere la temperatura della piscina ad un valore inferiore ai $60\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- **Durabilità:** Lo scambiatore deve garantire il proprio funzionamento per un periodo pari a quello di funzionamento del reattore;
- **Ispezionabilità:** Bisogna pensare ad un design che sia ispezionabile durante il suo funzionamento;
- **Adeguate dimensionamento per la tenuta dei carichi statici**
- **Rigidezza dinamica**

2.4 Requisiti di progetto

La progettazione di uno scambiatore di calore si compone di diverse fasi:

1. Definire uno schema iniziale costruttivo che identifichi quali siano le soluzioni realizzabili da un punto di vista manifatturiero e quali invece devono essere scartate per l'impossibilità di essere poi realizzate.
2. Definire gli input e i vincoli imposti. Bisogna quindi avere indicazioni riguardo il tipo di fluido scambiato, temperature e pressioni, portate e ambiente in cui è inserito. A partire da queste informazioni viene definito una tipologia di scambiatore e una possibile geometria. In questa fase possono essere considerati anche limiti di peso, dimensioni, requisiti dei materiali, perdite di carico, velocità massime.
3. Dimensionamento termico: Si parte da un input termodinamico, si raggiunge una prima configurazione meccanica e si cerca poi iterativamente di convergere ad una soluzione accettabile. Questo processo viene svolto normalmente in parallelo a quello meccanico.
4. Dimensionamento meccanico: bisogna determinare degli spessori e anche le dimensioni dei principali elementi che compongono lo scambiatore in modo tale da sopportare i carichi e le temperature imposte.
5. La fase finale prevede la progettazione degli elementi di interfaccia (flange, bocchelli, supporti, etc.) e degli elementi interni (tiranti, irrigidimenti, piastre tubiere, etc.).

Una volta dimensionato lo scambiatore di calore, viene spesso condotta una verifica finale con software dedicati per valutare la correttezza dei risultati ottenuti, sia da un punto di vista meccanico che termodinamico. Questo è vero soprattutto per gli scambiatori non convenzionali per i quali sono richieste analisi più dettagliate. Per gli scambiatori di calore convenzionali a fascio tubiero è molto

diffuso, per la progettazione meccanica, l'utilizzo dello standard Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) che verrà introdotto nel capitolo successivo.

Prima di affrontare il vero e proprio design meccanico dello scambiatore elicoidale, è necessario inquadrare le condizioni operative a cui il componente sarà sottoposto. Il punto di partenza è rappresentato dai dati termodinamici, che descrivono come i fluidi coinvolti si comportano all'interno dello scambiatore e quale scambio termico deve essere garantito. Queste informazioni non sono semplici valori numerici, ma costituiscono la base su cui poggia l'intero progetto: definiscono il regime di funzionamento, le temperature estreme che devono essere gestite, le portate, le pressioni e le proprietà fisiche dei fluidi. Comprendere questo insieme di parametri è fondamentale perché da essi derivano le scelte strutturali, le dimensioni e gli accorgimenti costruttivi necessari a ottenere un componente sicuro e affidabile. Per questo motivo, prima di entrare nel dettaglio del dimensionamento meccanico, è opportuno presentare in modo chiaro i dati termodinamici di ingresso, così da delineare il contesto tecnico in cui si inserisce l'intero progetto; i dettagli sono riportati in tabella 2.1.

Fluido	Densità $\frac{kg}{m^3}$	Lato	fase
Acqua	1000	tubi	liquida
Acqua borata	1000	mantello	liquida

Tabella 2.1: Tipo di fluido.

Per il dimensionamento meccanico è necessario conoscere i dati di input termodinamici, riportati in tabella 2.2. Il materiale utilizzato è invece riportato in 2.3

Parametri	ID	Unità di misura	Valore
Diametro esterno tubi (BWG18)	D_0	m	0.0254
Passo tra eliche consecutive	$\frac{p}{D_0}$	-	1.5
Lunghezza media tubi	L_0	m	25
Pressione downcomer	P_d	bar	20

Tabella 2.2: Input termodinamici

Componente	Materiale
Downcomer	AISI 316L
Fascio tubiero	AISI 316L
Flange	AISI 316L
Shell	AISI 316L

Tabella 2.3: Materiali

Attraverso l'input termodinamico viene definita anche una prima configurazione di questo scambiatore elicoidale, che prevede la presenza di un downcomer con il fascio elicoidale che inizia al termine del downcomer stesso. Questo è già un primo motivo di riflessione, che sarà ampiamente discusso nei capitoli successivi, ovvero il collegamento tra il downcomer e il fascio tubiero. La lunghezza media del tubo pari a 25 m ha l'obiettivo di rendere le perdite di carico su tutti i tubi pressoché uniformi; questo aspetto complica, non poco, la manifattura del prodotto.

Agli input termodinamici si aggiunge un ulteriore input che sarà fondamentale per l'analisi modale, ovvero il valore di frequenza al di sopra del quale si vuole si abbia la prima frequenza naturale dello scambiatore.

La progettazione di un componente è un processo iterativo, nel quale i dati iniziali rappresentano dei veri e propri punti di partenza da affinare progressivamente. I parametri termodinamici costituiscono la base per il successivo dimensionamento meccanico, poiché definiscono le condizioni operative che il componente dovrà sostenere. Tali dati derivano da una prima fase di analisi puramente termoidraulica, in cui vengono stabiliti gli obiettivi di scambio termico e i vincoli geometrici iniziali, senza ancora considerare in modo completo gli aspetti meccanici e produttivi.

Nel corso della progettazione diventa quindi fondamentale individuare un equilibrio (*trade-off*) tra compattezza geometrica e prestazioni termiche, così da ottenere uno scambiatore efficiente ma allo stesso tempo realizzabile e strutturalmente adeguato. Proprio per questo, in funzione della superficie di scambio richiesta, i dati termodinamici determinano anche il numero di tubi necessario a garantirla, fungendo da guida per tutte le scelte progettuali successive.

Le eliche sono progettate in modo da avere una lunghezza media dei tubi quanto più possibile prossima ai 25 m. Per ottenere questo risultato, il passo delle spire non può essere costante: man mano che l'elica si sviluppa su diametri maggiori, è necessario aumentare il passo affinché tutte le tubazioni raggiungano la stessa lunghezza. Questa scelta introduce però una significativa complessità sia dal punto di vista meccanico sia dal punto di vista manifatturiero, poiché conferire alla struttura la rigidità necessaria per raggiungere un'adeguata frequenza propria.

Diventa quindi essenziale trovare un compromesso tra diversi vincoli progettuali: la lunghezza dei tubi, l'altezza complessiva del componente e il diametro massimo ammissibile dello scambiatore. Individuare il corretto equilibrio tra questi fattori è fondamentale per garantire un design funzionale, stabile e realizzabile.

Capitolo 3

Metodo di progettazione di uno scambiatore per uso nucleare

3.1 Introduzione alle normative ASME

La progettazione e la realizzazione di componenti destinati a operare in condizioni di pressione, temperatura e carico elevate richiedono un rigoroso quadro normativo che garantisca sicurezza, affidabilità e uniformità a livello internazionale. In questo contesto, l'American Society of Mechanical Engineers (ASME) riveste un ruolo di importanza centrale. Fondata nel 1880, ASME è un'organizzazione tecnica e professionale che, attraverso un vasto sistema di standard, codici e raccomandazioni, definisce i requisiti per la progettazione, la fabbricazione, l'esercizio e l'ispezione di apparecchiature e sistemi di ingegneria meccanica. Le norme ASME non sono soltanto delle linee guida, ma rappresentano uno strumento largamente riconosciuto a livello mondiale e adottato in numerosi contesti industriali, tanto da essere spesso recepite in regolamenti nazionali o da costituire la base tecnica per la certificazione di impianti e componenti.

All'interno di questo panorama normativo si colloca l'ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC). Il BPVC nasce agli inizi del XX secolo, in risposta ai frequenti incidenti causati dall'esplosione di caldaie a vapore, e si è evoluto nel corso dei decenni fino a diventare lo standard internazionale di riferimento per la progettazione e la costruzione di apparecchiature in pressione. Oggi, l'ASME BPVC è articolato in numerose sezioni, ognuna dedicata a una specifica tipologia di componente, procedura o ambito applicativo. Le sue prescrizioni coprono l'intero processo ingegneristico: dalla selezione dei materiali a elevata affidabilità (Section II), ai controlli non distruttivi e alle tecniche di esame (Section V), alle procedure di saldatura e qualificazione del personale (Section IX), fino ai criteri di progetto e alle verifiche strutturali.

All'interno delle diverse sezioni del BPVC, un ruolo particolarmente cruciale è rivestito dalla Section III, dedicata ai componenti destinati ad operare all'interno di impianti nucleari. Tale sezione rappresenta uno dei massimi livelli di rigore tecnico ed ingegneristico del codice, poiché affronta la progettazione di apparecchiature la cui integrità strutturale deve essere garantita anche in presenza di condizioni estreme, transitori rapidi, combinazioni complesse di carichi meccanici e termici e fenomeni di degrado accelerato. La Section III impone metodologie di calcolo conservative, requisiti di qualificazione dei materiali estremamente severi, estesi controlli non distruttivi e una tracciabilità completa dei processi di fabbricazione.

La Section III è ulteriormente suddivisa in "*Division*" e "*Class*", ciascuna con un ambito applicativo ben definito. La Division 1 è quella tradizionalmente dedicata ai componenti di sicurezza nucleare e contiene le regole strutturali per recipienti in pressione, piping, supporti, componenti del primary coolant system, scambiatori, valvole e pompe. All'interno della Division 1, i componenti sono classificati secondo il loro livello di rilevanza per la sicurezza: i componenti Class 1, associati alle funzioni più critiche, richiedono le analisi più approfondite e le verifiche più stringenti, incluse valutazioni di fatica, controlli volumetrici estesi e requisiti di rigidità strutturale molto elevati.

In sintesi, le norme ASME costituiscono un quadro ingegneristico completo che garantisce uniformità e sicurezza nella progettazione, realizzazione, collaudo e ispezioni in esercizio di apparecchiature in

pressione, sia in campo convenzionale che in campo nucleare.

3.1.1 ASME BPVC

Entrando nel merito della progettazione di componenti in pressione, il BPVC che oggi costituisce probabilmente il codice più utilizzato, è diviso in 13 sezioni:

- *Section I - Rules for Construction of Power Boilers*: in questa sezione si indicano le regole e i processi utili alla realizzazione di recipienti in pressione.
- *Section II - Materials*: Questa costituisce il riferimento fondamentale per tutto ciò che riguarda i materiali utilizzabili nella progettazione e costruzione di componenti in pressione. Essa raccoglie, in modo sistematico, le specifiche tecniche, le proprietà meccaniche e fisiche, i requisiti metallurgici e le curve di progetto necessarie per garantire che i materiali impiegati possiedano le caratteristiche di resistenza, duttilità, tenacità e stabilità richieste dalle condizioni operative. L'obiettivo principale della Section II è quello di fornire un insieme uniforme, tracciabile e verificabile di requisiti sui materiali, così che ingegneri, progettisti e produttori possano fare affidamento su un medesimo framework normativo. A differenza delle sezioni del BPVC dedicate a specifici componenti, la Section II è trasversale: viene richiamata da tutte le altre sezioni ogni volta che si rende necessario definire un materiale.

All'interno di questa sezione vengono definite le caratteristiche fisiche del materiale (rigidezza, snervamento, ecc.) e la loro variazione in funzione della temperatura. Queste caratteristiche sono legato al processo di manifattura con cui il materiale stesso è ottenuto, per cui è fondamentale scegliere correttamente la specifica di fornitura che potrebbe influenzare il processo di dimensionamento meccanico.

In funzione della natura del materiale scelto per la progettazione del componente la Section II è divisa in 4 "Part":

- Part A: Ferrous Material Specifications
- Part B: Nonferrous Material Specifications
- Part C: Specifications for Welding, Rods, Electrodes, and Filler Metals
- Part D: Properties
- *Section III - Rules for Construction of Nuclear Facility Components.*
- *Section IV - Rules for Construction of Heating Boilers.*
- *Section V - Nondestructive Examination*: questa sezione contiene i requisiti ed i metodi per i controlli non distruttivi richiesti nelle altre sezioni. I metodi di controllo sono intenzionati a rilevare discontinuità superficiali ed interne del materiale e delle saldature.
- *Section VI - Recommended Rules for the Care and Operation of Heating Boilers.*
- *Section VII - Recommended Guidelines for the Care of Power Boilers.*
- *Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels.* E' ulteriormente divisa in tre sezioni:
 - *VIII.1, Division 1* : Questa divisione copre i requisiti obbligatori, i divieti specifici e le linee guida obbligatorie per i materiali, la progettazione, la fabbricazione, l'ispezione e il collaudo, i contrassegni e i rapporti, la protezione dalla sovrappressione e la certificazione dei recipienti a pressione aventi una pressione interna o esterna superiore a 100 kPa (15 psi). La Division è strutturata con sottosezioni indicate con lettere e numero:
 - * Sottosezione A: che contiene i requisiti generali per i materiali e , quelli di progettazione, fabbricazione, ispezione e test.
 - * Sottosezione B: Requisiti relativi ai metodi di fabbricazione dei recipienti a pressione, dove: UW, indicano parti realizzate mediante saldatura; UF mediante forgiatura; UB mediante brasatura.

- * Sottosezione C: Requisiti relativi alle classi di materiali, dove: UCS indicano i requisiti per recipienti a pressione realizzati con acciai al carbonio e bassolegati; UNF requisiti per recipienti a pressione realizzati con materiali non ferrosi; UHA requisiti per recipienti a pressione realizzati con acciaio alto legati; UCI requisiti per recipienti a pressione realizzati con ghisa; UCL requisiti per recipienti a pressione realizzati con materiale resistente alla corrosione, o rivestimenti adibiti a tale scopo; UCD realizzati in ghisa duttile; UHT costruzione con acciai ferritici con proprietà di trazione migliorate dal trattamento termico; ULW pressure vessel realizzati con la tecnoca multilayer; ULT regole alternative per recipienti a pressione costruiti con metalli con ammissibili alte a bassa temperatura; UHX regole per scambiatori di calore a fascio tubiero; UIG requisiti per recipienti a pressione realizzati con grafite impregnata.
 - * Appendici obbligatorie (da 1 a 44).
 - * Appendici non obbligatorie (da A alla NN).
- *VIII.2, Alternative Rules*: Questa divisione copre i requisiti obbligatori, i divieti specifici e le linee guida non obbligatorie per i materiali, la progettazione, la fabbricazione, l'ispezione e il collaudo, i contrassegni e i rapporti, la protezione dalla sovrappressione e la certificazione dei recipienti a pressione aventi una pressione interna o esterna che supera i 3000 psi (20700 kPa) ma inferiore di 10.000 psi. La divisione 2 ha regole meno stringenti e ammissibili più alte della Divisione 1, inoltre ha una sezione completamente dedicata alla progettazione tramite tecniche FEM. Infatti le regole alternative in questa divisione permettono una verifica dei componenti attraverso l'utilizzo degli elementi finiti.
 - *VIII.3, Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels*: Questa divisione copre i requisiti obbligatori, i divieti specifici e le linee guida non obbligatorie per i materiali, la progettazione, la fabbricazione, l'ispezione e il collaudo, i contrassegni e i rapporti, la protezione dalla sovrappressione e la certificazione dei recipienti a pressione aventi una pressione interna o esterna che supera i 10.000 psi (70.000 kPa).
 - *Section IX - Welding and Brazing Qualifications.*
 - *Section X - Fiber-Reinforced Plastic Pressure Vessels.*
 - *Section XI - Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components.*
 - *Section XII - Rules for Construction and Continued Service of Transport Tanks.*
 - *Section XIII - Rules for Overpressure Protection.*

ASME III

ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC) – Section III rappresenta lo standard normativo di riferimento a livello internazionale per la progettazione, la costruzione, l'ispezione e la certificazione dei componenti destinati agli impianti nucleari. La sua importanza risiede nel fatto che, all'interno di un sistema nucleare, ogni componente in pressione o strutturale è sottoposto a condizioni operative estreme, che richiedono livelli di sicurezza significativamente superiori rispetto agli impianti industriali convenzionali. La Section III nasce proprio con l'obiettivo di fornire un quadro normativo rigoroso, uniforme e verificabile per garantire che ogni componente del primario e secondario sia progettato secondo criteri di massima affidabilità strutturale.

A differenza di altre sezioni del BPVC la Section III è espressamente dedicata agli impianti nucleari di potenza¹. La progettazione in ambito nucleare infatti non richiede soltanto il rispetto di requisiti meccanici o termici, ma deve assicurare che l'integrità del componente sia preservata per tutto il ciclo di vita dell'impianto, tenendo conto di fenomeni complessi come irraggiamento neutronico, cicli termici ripetuti, transitori di sistema, condizioni di incidente e comportamenti a lungo termine dei materiali. Per questa ragione, la Section III non si limita a fornire formule di dimensionamento, ma definisce un vero e proprio framework ingegneristico, che comprende processi di qualificazione dei materiali, requisiti di fabbricazione, modalità di saldatura, controlli non distruttivi, criteri di accettazione, requisiti

¹Nuclear Power Plants (NPP)

di documentazione e procedure di certificazione.

All'interno della Section III è presente un'ulteriore articolazione in sottosezioni che consente di individuare con precisione il capitolo normativo applicabile al componente in esame. Questa suddivisione non è arbitraria, ma risponde alla necessità di classificare i componenti in funzione delle condizioni operative in cui saranno sottoposti, con particolare riferimento a due parametri fondamentali per il dimensionamento strutturale: **pressione e temperatura**.

Queste grandezze fisiche, sono soggette a forti variazioni all'interno di un impianto nucleare. Anche la tipologia di impianto influenza queste grandezze. Per esempio, se si considerasse la progettazione di un componente di un Lead Fast Reactor (LFR)² le condizioni di temperatura sarebbero tali da instaurare un regime di creep³, con conseguente variazione del processo di dimensionamento.

Pertanto, all'interno della section III si ha la seguente suddivisione:

- *Division 1*
 - Subsection NB - Class 1 components
 - Subsection NCD - Class 2 and Class 3 Components
 - Subsection NE - Class MC Components
 - Subsection NF - Supports
 - Subsection NG - Core Support Structures
- *Division 2* - Code for Concrete Containments
- *Division 3* - Containment System for Transportation and Storage of Spent Nuclear Fuel and High-Level Radioactive Material
- *Division 5* - High Temperature Reactors

La Division 1 riguarda i componenti che non operano in regime di creep. All'interno della divisione si trova un'ulteriore suddivisione in sottosezioni. Ciascuna sottosezione si riferisce ad una categoria di componenti. Infatti vengono divisi a seconda che ci si riferisca a componenti appartenenti al primario o al secondario, supporti e Metal Containment. Considerando componenti di classe 1, appartenenti alla divisione 1, all'interno si ha la suddivisione ulteriore in articoli, riportata di seguito:

Article Number	Title
1000	Introduction or scope
2000	Material
3000	Design
4000	Fabrication and Installation
5000	Examination
6000	Testing
7000	Overpressure Protection
8000	Nameplates, Stamping with Certification mark, and Reports

Tabella 3.1: Articoli sottosezione NB

Gli articoli e i sottoarticoli fondamentali per il dimensionamento meccanico appartengono alla serie 3000. La progettazione dello scambiatore di calore si articola in due approcci distinti: **Design by Formula (DBF)** e **Design by Analysis (DBA)**. In sintesi, il DBF (Design By Formula) si basa su formule prescrittive fornite dal codice, mentre il DBA (Design By Analysis) utilizza analisi più avanzate, spesso numeriche, per valutare il comportamento strutturale. Entrambi i concetti saranno approfonditi nei capitoli successivi.

²Reattore veloce che non utilizza moderatore e sfrutta il piombo come refrigerante.

³Il termine creep (in italiano scorrimento viscoso o deformazione viscosa nel tempo) indica il fenomeno per cui un materiale, sottoposto a un carico costante nel tempo, continua a deformarsi lentamente anche se lo sforzo applicato non aumenta.

3.2 Standard TEMA

Lo standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) costituisce uno degli standard più autorevoli e diffusi per la progettazione, la costruzione e la classificazione degli scambiatori di calore a fascio tubiero. La loro importanza deriva dal fatto che non si limitano a fornire indicazioni generiche, ma stabiliscono un insieme articolato di requisiti tecnici, metodologici e costruttivi che garantiscono uniformità progettuale e affidabilità del componente.

Le norme TEMA sono divise in tre classi in base alle esigenze:

- Classe R (Refinery): progettata per applicazioni nelle raffinerie di petrolio e gas, dove le condizioni operative sono generalmente più severe.
- Classe C (Chemical): utilizzata nell'industria chimica, dove le esigenze di resistenza alla corrosione e la variabilità delle condizioni operative sono critiche.
- Classe B (General): destinata ad applicazioni generali non critiche, come il riscaldamento, il raffreddamento e la climatizzazione.

All'interno dello standard sono dettagliate:

- geometrie tipiche dei componenti: piastre tubiere, mantello, camere, deflettori, tubi;
- criteri minimi di spessore e regole per la scelta dei materiali;
- metodi semplificati di calcolo delle tensioni nelle parti principali: piastre tubiere, fasci tubieri, giunzioni;
- limiti geometrici standardizzati che permettono intercambiabilità e confronto tra componenti;
- specifiche costruttive e tolleranze adottate dall'industria per garantire prestazioni e manutenibilità;
- requisiti di collaudo e ispezione, inclusi test idraulici, verifiche non distruttive e criteri di accettazione.

Nel progetto in esame si è fatto ricorso alle norme ASME ogni volta che ciò è stato possibile. Tuttavia, per alcuni componenti non convenzionali, come il fascio tubiero elicoidale, si è reso necessario integrare l'approccio con i criteri TEMA, che non risultano particolarmente utili per la definizione di geometrie non standard ma comunque parzialmente assimilabili ai modelli a fascio tubiero tradizionali.

Per quei componenti la cui configurazione geometrica non rientra né nel dominio di validità by formula delle norme ASME né nelle prescrizioni TEMA, si è proceduto mediante Design by Analysis (DBA). La piastra tubiera, essendo un elemento di geometria convenzionale, è stata dimensionata secondo TEMA e successivamente verificata anche tramite approccio DBA, a conferma della sua adeguatezza strutturale.

Nel caso specifico dello scambiatore elicoidale oggetto di studio, la configurazione geometrica non convenzionale esce per ampi tratti dal campo di applicazione delle regole TEMA, poiché le sollecitazioni non possono essere ricondotte ai modelli standard dei fasci tubieri. Tale peculiarità rende necessario un approccio più avanzato e rigoroso basato su DBA in accordo con ASME III, Appendix XIII.

Nonostante ciò, le norme TEMA hanno continuato a rappresentare un utile riferimento: sono state applicate laddove i componenti locali presentavano analogie geometriche o funzionali con elementi standardizzati. In questo modo il progetto ha beneficiato della robustezza dell'approccio empirico-industriale TEMA ove pertinente, integrandolo con analisi numeriche avanzate quando richiesto dalla natura non convenzionale dello scambiatore.

3.3 Sommario delle componenti dello scambiatore

Lo scambiatore di calore elicoidale è formato da una serie di componenti in pressione. Alcuni di questi sono componenti convenzionali che quindi potranno essere dimensionati by formula mentre per altri sarà richiesta l'analisi numerica. Una schematizzazione la si trova in tabella 3.2:

Componente	In Pressione	DBF	DBA	TEMA
Shell cilindrico esterno	✗	-	-	-
Downcomer	✓	✓	-	✓
Tube bundle	✓	✓	-	-
Sovrasspessore per curvatura	✓	-	-	✓
Flangia	✓	✓	-	-
Diffusore	✓	-	✓	-
Piastra tubiera	✓	-	✓	✓

Tabella 3.2: Schema di design

Entrando più nel merito delle principali componenti dello scambiatore di calore, è possibile dare una breve descrizione che sarà poi ampiamente approfondita nel capitolo 6.

- Downcomer: Tubo commerciale all'interno del quale scorre il fluido refrigerante, collegato tramite un raccordo di collegamento al diffusore.
- Diffusore: Si tratta di un componente cilindrico forato al quale saranno collegati i tubi del fascio tubiero.
- Tube bundle: Fascio tubiero elicoidale. Consente lo scambio termico tra fluido refrigerante e fluido della piscina. Costruttivamente rappresenta uno dei componenti più complessi ma il vantaggio di avere tubi privi di saldature.
- Fondo sferico: Il fondo sferico ha il ruolo di "sigillare" lo scambiatore nella parte inferiore.
- Shell cilindrico: Questo componente non ha una funzione strutturale, ha il solo ruolo di carter esterno.

Capitolo 4

Dimensionamento di base dello scambiatore di calore elicoidale

4.1 Design by formula delle parti principali dello scambiatore

Nel caso dello scambiatore di calore elicoidale oggetto di questa tesi, l'applicazione in SFP non prevede alte temperature, pertanto, il dimensionamento non ha necessità di considerare deformazioni associate al creep, per cui il componente rientra nella **divisione 1**.

Si tratta di uno scambiatore di calore che lavora fuori dal primario, caratterizzato da condizioni di sicurezza meno stringenti e infatti classificato come componente di classe 2. Ciononostante si è deciso di utilizzare la sotto sezione **NB**, che risulta valida e quindi applicabile fino ad una temperatura di design pari a 370 °C. Questa è un'ipotesi conservativa, con un dimensionamento che ha requisiti più stringenti rispetto a quelli effettivamente necessari.

Come anticipato nel capitolo precedente, il dimensionamento by formula consente di determinare gli spessori minimi richiesti, verificare e convalidare l'impiego di componenti commerciali già disponibili oppure identificare il rinforzo necessario in seguito all'introduzione di aperture o discontinuità nella struttura. La sezione delle ASME a cui si fa riferimento in questa progettazione sarà la section III, division I, subsection NB. In particolare il design dei componenti si trova all'interno dell'**article 3000**. In questo capitolo si trova il dimensionamento del:

- Downcomer;
- Tube bundle;
- Flangia.

4.1.1 Downcomer

Il downcomer è un cilindro soggetto ad una pressione interna di 20 bar e, pertanto, può essere dimensionato mediante le formule analitiche previste dalla normativa. Considerate le dimensioni geometriche dell'elemento, esso può essere assimilato a una struttura a parete sottile; di conseguenza, per la determinazione dello spessore minimo di parete da garantire, si fa riferimento alla **NB-3324.1** al cui interno si ha seguente relazione:

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S_m + 0.5 \cdot P} + t_{corr} \quad (4.1)$$

dove:

t = spessore minimo del downcomer [mm]

P = pressione di design [MPa]

R_o = raggio esterno della shell [mm]

S_m = design stress intensity (Section II, Part D, Subpart 1, Tables 2A and 2B) [MPa]

t_{corr} = sovraspessore previsto per compensare la corrosione che si formerà durante il funzionamento dell'impianto [mm].

Questo spessore è stato scelto sulla base delle competenze aziendali pregresse. A questo spessore è stato attribuito un valore minimo in accordo alle norme sulla sicurezza nucleare europee, che da questo punto di vista, sono più stringenti di quelle americane.

4.1.2 Tube Bundle

Dimensionamento a pressione interna

Il fascio tubiero adottato in questo scambiatore di calore presenta una geometria non convenzionale, caratterizzata dalla disposizione elicoidale dei tubi. Per la determinazione preliminare dello spessore minimo del singolo tubo è possibile utilizzare come riferimento le norme ASME che costituiscono la base per il calcolo dei componenti in pressione. Tale spessore rappresenta il valore teorico necessario a garantire la resistenza del tubo alle condizioni operative a cui è soggetto.

Tuttavia, nel caso dei tubi elicoidali, questo valore non può essere considerato sufficiente. La curvatura imposta ai tubi durante la fabbricazione introduce infatti un effetto di assottigliamento della parete, dovuto alla deformazione plastica del materiale. Questo fenomeno è ben noto nella progettazione di tubazioni curve e deve essere trattato mediante un coefficiente correttivo specifico. Questo coefficiente correttivo non è presente nelle norme ASME, in quanto tengono in considerazione sovrassessori relativi a curvature locali e non per il caso di tubazioni elicoidali. A tal fine, si fa riferimento alle indicazioni presenti negli standard TEMA che forniscono i criteri per quantificare la riduzione di spessore e per calcolare lo spessore effettivo necessario a compensare l'indebolimento indotto dal processo di curvatura. In realtà, le norme TEMA, fanno riferimento a fattori correttivi nel caso di curvature per tubi a U, usati negli scambiatori *U-tube*. Le curvature nel caso di un fascio tubiero elicoidale sono sicuramente caratterizzate da raggi di curvature più grandi, meno soggette quindi, al fenomeno dell'assottigliamento. Pertanto, tenere in considerazione questo fattore risulta un'ipotesi conservativa. Il risultato finale è quindi uno spessore maggiore rispetto a quello determinato direttamente dal dimensionamento ASME, in quanto opportunamente maggiorato per includere gli effetti geometrici e metallurgici associati all'avvolgimento elicoidale.

In accordo alla **NB-3324.1** lo spessore minimo - *senza effetti di curvatura* - deve essere maggiore o uguale a:

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S_m + 0.5 \cdot P} + t_{corr} \quad (4.2)$$

dove:

t = spessore minimo del downcomer [mm]

P = pressione di design [MPa]

R_o = raggio esterno della shell [mm]

S_m = design stress intensity (Section II, Part D, Subpart 1, Tables 2A and 2B) [MPa]

t_{corr} = sovrassessore previsto per compensare la corrosione che si formerà durante il funzionamento dell'impianto [mm].

Questo spessore è stato scelto sulla base delle competenze aziendali pregresse. A questo spessore è stato attribuito un valore minimo in accordo alle norme sulla sicurezza nucleare europee, che da questo punto di vista, sono più stringenti di quelle americane.

Questo spessore va aumentato in accordo allo standard **TEMA RCB 2.31**, seguendo questo fattore:

$$t_{min} = t \cdot \left(1 + \frac{D_0}{4 \cdot Radius} \right) \quad (4.3)$$

dove:

t_{min} = spessore minimo dei tubi [mm]

t = spessore calcolato in accordo a NB-3324.1 [mm]

$Radius$ = raggio minimo di curvatura [mm]. In questo caso viene scelto lo stesso raggio di curvatura per tutte le eliche, ossia quello più piccolo. Questa rappresenta un'ipotesi conservativa, infatti un raggio minore porta ad un aumento di spessore maggiore.

4.1.3 Flange

La flangia rappresenta uno degli elementi più critici nella progettazione dei componenti in pressione, in quanto costituisce l'interfaccia di collegamento tra le parti smontabili del sistema. Essa deve

assolvere simultaneamente a due funzioni primarie: garantire la **continuità strutturale** dell'assieme e assicurare la **tenuta del fluido** di processo.

A differenza delle altre porzioni del recipiente, generalmente caratterizzate da geometrie continue e prive di singolarità, l'accoppiamento flangiato introduce una netta discontinuità geometrica. In corrispondenza del bocchello si concentrano infatti molteplici funzioni meccaniche e operative, quali:

- Trasferimento dei carichi strutturali;
- Sigillatura del sistema tramite guarnizione;
- Irrigidimento locale della parete del mantello;
- Accesso per operazioni di manutenzione e ispezione.

Dal punto di vista strutturale, la flangia è soggetta a uno stato tensionale complesso. Oltre alla pressione interna, il componente deve resistere ai **momenti flettenti** indotti dal precarico dei bulloni, alle forze di serraggio necessarie per la corretta compressione della guarnizione, nonché agli effetti combinati di gradienti termici, carichi esterni e possibili disallineamenti della tubazione.

La flangia utilizzata per il collegamento del downcomer all'impianto è una **ANSI B16.5 Classe 300**, con configurazione **Slip-On (SO)** e superficie di tenuta **Raised Face (RF)**. Il componente è dimensionato per l'accoppiamento con tubazioni **DN 300**; i dettagli dimensionali completi sono riportati in Figura 4.1.

La scelta della classe della flangia utilizzata si basa sulla pressione di esercizio. La pressione di 20 bar porta alla scelta di una flangia di classe 300. La verifica della flangia scelta è stata fatta *by formula*.

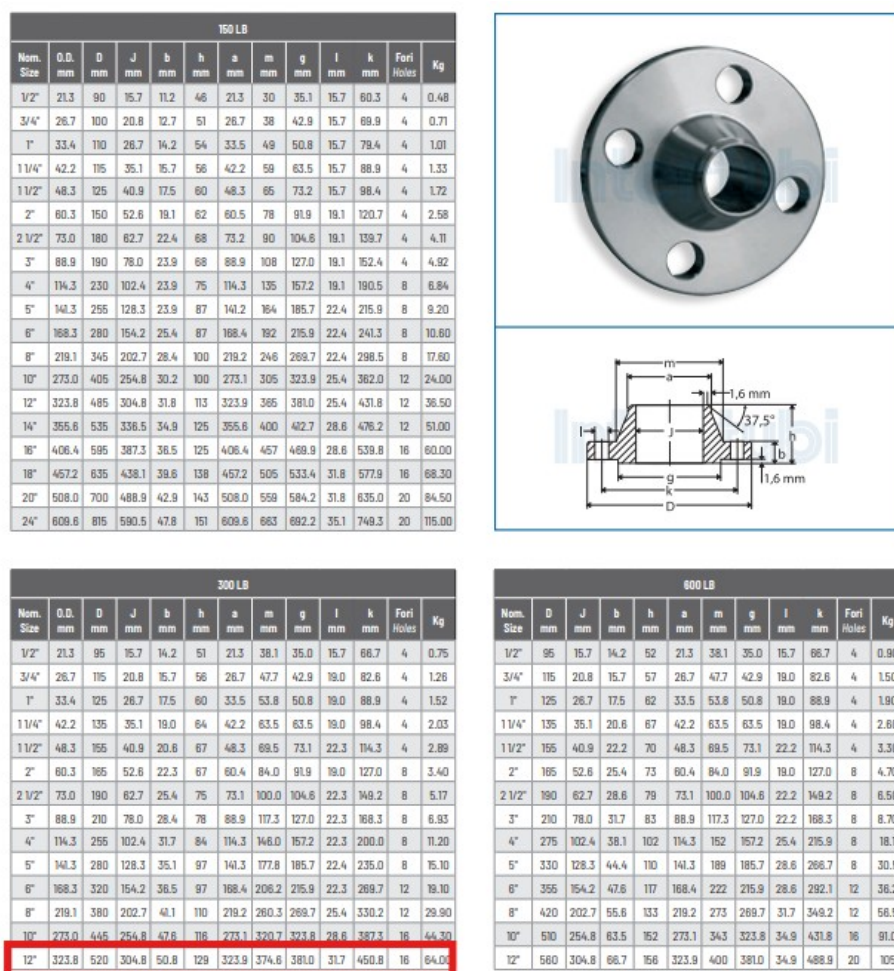


Figura 4.1: Catalogo flangia

4.2 Sommario dei risultati e open point

Al termine delle verifiche condotte secondo il design by formula, è possibile tracciare un quadro complessivo delle prestazioni strutturali dei componenti principali dello scambiatore elicoidale. L'analisi ha permesso di individuare gli spessori minimi richiesti, le tensioni ammissibili, i margini di sicurezza e la conformità di ciascun elemento alle prescrizioni normative di riferimento (ASME Section III, Division 1 e standard complementari quali ASME II e TEMA).

Per il fascio tubiero elicoidale sono stati determinati gli spessori minimi secondo i criteri riportati nelle norme ASME, successivamente corretti per tenere conto degli effetti di curvatura derivanti dalla geometria elicoidale.

Nel complesso, i risultati ottenuti dal design by formula mostrano che ogni componente principale soddisfa le prescrizioni normative e garantisce margini di sicurezza adeguati in tutte le condizioni operative considerate. Tali valutazioni costituiscono la base per il successivo approfondimento tramite analisi numerica agli elementi finiti. Quest'ultima è necessaria per definire il comportamento strutturale in presenza di geometrie non convenzionali.

I risultati ottenuti sono mostrati nella tabella 4.1 mentre , mentre i singoli calcoli sono riportati in appendice.

Componente	t_{min} [mm]	t_{nom} [mm]	$\frac{t_{nom}}{t_{min}}$
Downcomer	3.292	4.572 [schs10s]	1.38
tube bundle	0.742	1.245 [BWG18]	1.67

Tabella 4.1: Sommario dei risultati del dimensionamento by formula

Capitolo 5

Analisi agli elementi finiti dello scambiatore elicoidale

L'analisi agli elementi finiti dello scambiatore di calore è stata eseguita con il software *ANSYS Mechanical R2025 - Student Version* con licenza del Politecnico di Torino.

5.1 Cenni all'analisi agli elementi finiti

Oltre al dimensionamento by formula dei componenti convenzionali dello scambiatore di calore, occorre effettuare un dimensionamento by analysis delle componenti non convenzionali. La normativa di riferimento è la **ASME III, division 1, subsection NB-3200** che rimanda all' **appendix XIII**. L'analisi agli elementi finiti permette di determinare lo stato tensionale, spostamenti e deformazioni di componenti caratterizzati da geometrie particolari, condizioni di carico o vincolo complesse, proprietà del materiale non isotropo o omogenee.

La teoria dell'elasticità lineare permette di studiare il comportamento della struttura per piccoli spostamenti, piccole deformazioni e materiale elastico lineare ma le equazioni differenziali che la governano, cioè di equilibrio, costitutive e cinematiche non sono facilmente risolvibili. Per semplificarle si usano degli approcci assiomatici; si tratta di teorie semplificate da assunzioni basate sulla particolare geometria del componente. Le teorie utilizzate sono:

- Teoria della trave
 - Teoria di Eulero-Bernoulli
 - Teoria della trave sandwich
- oppure le teoria della piastra
 - Teoria della piastra di Kirchhoff
 - Teoria della piastra di Reissner-Mindlin.

Nonostante le semplificazioni assunte da queste teorie non è sempre possibile risolvere le equazioni differenziali associate ai diversi approcci. Con l'analisi agli elementi finiti, l'evoluzione dei calcolatori e il raggiungimento di potenze di calcolo sempre più avanzate, si riescono ad oggi a risolvere equazioni differenziali molto complesse; tuttavia si tratta di soluzioni approssimate, in quanto soluzioni analitiche in forma chiusa non sono ottenibili. L'analisi agli elementi finiti si configura come una tecnica numerica atta a fornire una soluzione approssimata di un problema descritto, in generale, da equazioni alle derivate parziali. L'idea di base del metodo agli elementi finiti è applicabile a tutte le equazioni dell'ingegneria. Essa consiste nel risolvere problemi continui in modo approssimato, trasformando il problema differenziale in un problema algebrico. Pertanto, il metodo agli elementi finiti consente di schematizzare il comportamento di un sistema continuo ad infiniti gradi di libertà, mediante un insieme discreto di elementi, ciascuno caratterizzato da un numero limitato di parametri.

Per illustrare l'idea fondamentale del metodo, si considera la superficie della funzione $u(x, y)$, in figura

5.1, che rappresenta la soluzione incognita di un problema differenziale del secondo ordine. Questa funzione ha come dominio di definizione il rettangolo di vertici OABC. Il dominio può essere idealmente suddiviso in regioni più piccole, di forma triangolare o rettangolare, denominate **elementi finiti**. In figura è indicato un solo elemento finito di forma rettangolare e uno di forma triangolare. I vertici degli elementi prendono il nome di **nodi**.

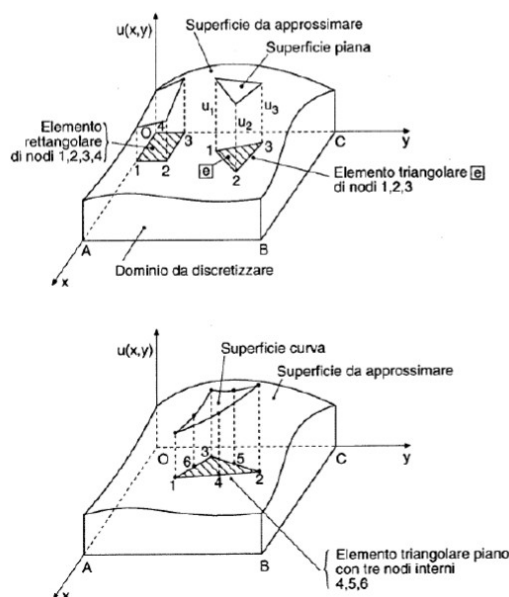


Figura 5.1: Approssimazione della funzione $u(x, y)$ mediante funzioni di interpolazione di vario tipo ¹

Nel caso di suddivisione del dominio in N elementi triangolari, su ogni elemento si può approssimare la funzione $u(x, y)$ mediante un polinomio lineare in x e y :

$$u^e(x, y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y \quad (5.1)$$

Questo polinomio ha tre termini quanti sono i nodi del triangolo. Se il dominio OABC viene suddiviso in elementi rettangolari, il polinomio, approssimante la funzione incognita, deve avere tanti termini quanti sono i nodi del rettangolo:

$$u^e(x, y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y + \alpha_4 \cdot x \cdot y \quad (5.2)$$

Operando in questa maniera si ottiene un'approssimazione della funzione $u(x, y)$ lineare a pezzi. Comunque, facendo riferimento ad una discretizzazione del dominio in elementi triangolari, i valori u_1, u_2, u_3 della funzione $u(x, y)$ in corrispondenza dei nodi 1, 2, 3 rispettivamente, del generico elemento finito, rappresentano i parametri nodali. I valori u_i dei parametri, in corrispondenza di tutti i nodi degli elementi triangolari in cui viene discretizzato il dominio, costituiscono le incognite del problema. Indipendente dal grado di approssimazione, all'interno di ciascun elemento finito la funzione incognita può essere descritta come una sommatoria di prodotti del tipo:

$$u(x, y) \approx \sum_{i=1}^n N_i \cdot u_i \quad (5.3)$$

dove $N_i(x, y)$ sono le funzioni di forma.

Basandoci sul principio di stazionarietà dell'energia potenziale è possibile determinare le incognite nodali. Pertanto, il metodo agli elementi finiti, nell'approccio agli spostamenti, segue una determinata sequenza di operazioni:

1. Discretizzazione della struttura

¹Dispense di *Modellazione numerica e tecniche di simulazione per strutture aerospaziali*, professore Salvatore

2. Calcolo della matrice di rigidezza dell'elemento e del vettore dei carichi nodali generalizzati
3. Assemblaggio delle matrici di rigidezza degli elementi e dei vettori dei carichi nodali
4. Imposizione delle condizioni di vincolo
5. Risoluzione del sistema algebrico
6. Calcolo delle deformazioni e delle sollecitazioni in base agli spostamenti nodali

Il metodo agli elementi finiti, come detto, può essere usato per risolvere qualsiasi equazione alle derivate parziali².

In questo lavoro di tesi sono stati approfonditi gli effetti meccanici legati ad un transitorio termico³. Infatti, un gradiente di temperatura lungo lo spessore che può essere provocato da particolari condizioni al contorno, genera degli stress termici. Nel caso di una condizione non stazionaria e di conseguenza la presenza del termine temporale, è necessario discretizzare sia nel dominio spaziale che temporale. Si prende come riferimento il modello termico⁴: sia $u(x, t)$ la temperatura di una piastra metallica sottile nel punto $x \in \Omega(x, t)$ al tempo t .

Sia $\rho = \rho(x, t)$ la densità di massa per unità di superficie del corpo e $c = c(x)$ il suo calore specifico, in modo che $c \cdot \rho$ ne rappresenti la capacità termica per unità di superficie.

L'equazione di bilancio termico è:

$$c \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = -\nabla \cdot \Phi + \rho \cdot q \quad (5.4)$$

dove Φ rappresenta il flusso di calore e $q = q(x, t)$ l'apporto di calore distribuito per unità di massa (ad esempio per irraggiamento).

Applicando la legge di Fourier:

$$\Phi = -k \cdot \nabla u \quad (5.5)$$

dove k è la conducibilità termica, si ottiene l'equazione del calore:

$$c \cdot \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot (k \nabla u) = +\rho \cdot q \quad (5.6)$$

Essa va accompagnata da:

- una condizione al bordo in ogni $x \in \partial\Omega$ ad ogni istante temporale t
- una condizione al tempo iniziale $t = 0$, in ogni punto $x \in \Omega$, ossia la temperatura iniziale

$$u(x, 0) = u_0(x), x \in \Omega$$

coerentemente con il fatto che l'equazione contiene una derivata prima rispetto al tempo.

Dividendo l'equazione per c si ottiene: $\mu = k/c$ ed $f = \rho q/c$. Supponendo per semplicità espositiva condizioni al bordo di Dirichlet omogenee, la temperatura u sarà quindi determinata, per tempi $t \in [0, T]$ con T fissato, risolvendo il problema ai valori iniziali e al bordo.

Poiché lo stato del sistema dipende sia dallo spazio che dal tempo, la funzione incognita può essere descritta da entrambi:

$$u = u(x, t)$$

di conseguenza appare naturale discretizzare il problema in due passi successivi. Ovvero, prima cercare di discretizzare rispetto ad una variabile e poi discretizzare rispetto all'altra. Esistono due metodi ben distinti per fare questi tipi di discretizzazione:

- **Metodo delle linee:** prima, semi-discretizzazione rispetto allo spazio ottenendo un sistema di equazioni differenziali ordinarie nel tempo; poi, discretizzazione rispetto al tempo, introducendo istanti temporali discreti.

Brischetto, anno 2024-2025, Politecnico di Torino

²Partial differential equation (PDE)

³Con il termine transitorio termico si intende la fase di variazione della temperatura di un sistema nel tempo.

⁴Dispense di *Metodi per il calcolo numerico*, professoressa *Sandra Pieraccini*, anno 2023-2024, Politecnico di Torino

- **Metodo delle linee trasverso:** prima, semi-discretizzazione rispetto al tempo, ottenendo un problema stazionario ad ogni istante temporale discreto; poi, discretizzazione rispetto allo spazio di ciascun problema stazionario.

Solitamente il metodo più utilizzato è quello delle linee, quindi si adotta una prima discretizzazione rispetto alla variabile spaziale seguita da una discretizzazione rispetto alla variabile temporale. Il primo passo del metodo delle linee produce un problema ai valori iniziali, detto anche problema di Cauchy, del tipo seguente:

$$\begin{cases} Bu' + Au = f & 0 < t \leq T, \\ u(0) = u_0 \end{cases}$$

dove $u = (t)$ è un vettore appartenente ai numeri reali definito per ogni tempo t (R^n), mentre B e A sono matrici quadrate non-singolari. L'apice ' indica una derivazione rispetto alla variabile t . Discretizzando nello spazio utilizzando gli elementi finiti, si ha:

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot (\mu \nabla u) = f & \text{in } \Omega \ 0 < t \leq T, \\ u = 0 & \text{su } \partial\Omega \ 0 < t \leq T, \\ u = u_0 & \text{in } \Omega \ t = 0 \end{cases}$$

Notazione: se $w(x, t)$ è una funzione dipendente dallo spazio e dal tempo, per ogni istante t indichiamo con $w(t)$ la funzione, definita in un dominio Ω , tale che:

$$(w(t))(x) = w(x, t).$$

La formulazione variazionale del problema si ottiene trattando il termine temporale alla stessa stregua del termine forzante. Precisamente, ad ogni istante temporale $0 < t \leq T$, la soluzione $u(t)$ sta nello spazio V delle temperature ammissibili, e soddisfa le seguenti equazioni:

$$\int_{\Omega} \rho \frac{\partial u}{\partial t} v \, dx + \int_{\Omega} \mu \nabla u \cdot \nabla v \, dx = \int_{\Omega} f v \, dx \quad \text{per ogni } v \in V.$$

Si noti che ciascun integrale è una funzione del tempo t , attraverso u oppure f . Invece, v sono indipendenti dal tempo, per questo motivo vengono definite come funzioni test. Come nel caso stazionario, la *formulazione variazionale discreta* è ottenuta da quella precedente, sostituendo a V un sottospazio V_h di dimensione finita (lo spazio delle *temperature ammissibili discrete*).

Essa è dunque la seguente: per ogni t , con $0 < t \leq T$,

$$\begin{cases} u_h(t) \in V_h \text{ e soddisfa} \\ \int_{\Omega} \rho \frac{\partial u_h}{\partial t} v_h \, dx + \int_{\Omega} \mu \nabla u_h \cdot \nabla v_h \, dx = \int_{\Omega} f v_h \, dx \quad \text{per ogni } v_h \in V_h. \end{cases}$$

La condizione $u_h(t) \in V_h$ significa che la soluzione discreta u_h si rappresenta come

$$u_h(x, t) = \sum_{k=1}^N u_k(t) \varphi_k(x), \quad (5.7)$$

ossia è una combinazione lineare delle funzioni di base di V_h , i cui coefficienti sono funzioni incognite del tempo. Si realizza in tal modo una *separazione delle variabili* spaziali e temporali. Le derivate parziali di u_h rispetto al tempo danno luogo a *derivate ordinarie* dei suoi coefficienti rispetto a tale variabile. Precisamente, si ha

$$\frac{\partial u_h}{\partial t}(\mathbf{x}, t) = \sum_{k=1}^N \frac{du_k}{dt}(t) \varphi_k(\mathbf{x}) = \sum_{k=1}^N u'_k(t) \varphi_k(\mathbf{x}). \quad (5.8)$$

Per tradurre la formulazione variazionale discreta in termini algebrici, scegliamo come v_h le funzioni di base φ_j , ottenendo, per $0 < t \leq T$,

$$\int_{\Omega} \rho \frac{\partial u_h}{\partial t} \varphi_j \, d\mathbf{x} + \int_{\Omega} \mu \nabla u_h \cdot \nabla \varphi_j \, d\mathbf{x} = \int_{\Omega} f \varphi_j \, d\mathbf{x}, \quad 1 \leq j \leq N \quad (5.9)$$

Osserviamo che

$$\int_{\Omega} \rho \frac{\partial u_h}{\partial t} \varphi_j \, d\mathbf{x} = \sum_{k=1}^N u'_k \int_{\Omega} \rho \varphi_k \varphi_j \, d\mathbf{x} = \sum_{k=1}^N b_{jk} u'_k, \quad (5.10)$$

dove:

$$b_{jk} = \int_{\Omega} \rho \varphi_k \varphi_j \, d\mathbf{x} \quad (5.11)$$

sono gli elementi costituenti la matrice \mathbf{B} , definita come **matrice di massa**.

Inoltre, come nel caso stazionario, si ha

$$\int_{\Omega} \mu \nabla u_h \cdot \nabla \varphi_j \, d\mathbf{x} = \sum_{k=1}^N u_k \int_{\Omega} \mu \nabla \varphi_k \cdot \nabla \varphi_j \, d\mathbf{x} = \sum_{k=1}^N a_{jk} u_k, \quad (5.12)$$

con a_{jk} elementi della matrice di rigidità \mathbf{A} . Infine, poniamo

$$f_j(t) = \int_{\Omega} f(\mathbf{x}, t) \varphi_j(\mathbf{x}) \, d\mathbf{x}, \quad 1 \leq j \leq N. \quad (5.13)$$

Introduciamo dunque le funzioni vettoriali

$$\mathbf{u}(t) = (u_k(t))_{1 \leq k \leq N} \quad \text{e} \quad \mathbf{f}(t) = (f_j(t))_{1 \leq j \leq N}. \quad (5.14)$$

Il sistema di equazioni differenziali ordinarie (5.8) si esprime allora nella forma vettoriale

$$\mathbf{B}\mathbf{u}' + \mathbf{A}\mathbf{u} = \mathbf{f}, \quad 0 < t \leq T, \quad (5.15)$$

anticipata in precedenza. Per quanto riguarda la condizione iniziale $u(0) = u_0$, per $t = 0$ fornisce:

$$u_h(\mathbf{x}, 0) = \sum_{k=1}^N u_k(0) \varphi_k(\mathbf{x}), \quad (5.16)$$

con $u_k(0) = u_h(\mathbf{x}_k, 0)$. È naturale imporre che $u_h(0)$ coincida con u_0 nei nodi (interni) della griglia, ossia che

$$u_h(\mathbf{x}_k, 0) = u_0(\mathbf{x}_k), \quad 1 \leq k \leq N. \quad (5.17)$$

Pertanto, la condizione iniziale del problema si traduce in una condizione iniziale per ciascuno dei coefficienti $u_k(t)$ che compaiono nella 5.16, vale a dire

$$u_k(0) = u_0(\mathbf{x}_k) \quad (= u_{0k}), \quad 1 \leq k \leq N, \quad (5.18)$$

ossia, in modo vettoriale,

$$\mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0 = (u_{0k})_{1 \leq k \leq N}. \quad (5.19)$$

Discretizziamo il problema in funzione del tempo

$$\begin{cases} \mathbf{B}\mathbf{u}' + \mathbf{A}\mathbf{u} = \mathbf{f}(t), & 0 < t \leq T, \\ \mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0. \end{cases}$$

mediante uno dei seguenti metodi classici:

- Eulero Esplicito
- Eulero Implicito

A tale scopo, è conveniente scrivere il sistema differenziale nella forma equivalente

$$\mathbf{u}' = \mathbf{F}(\mathbf{u}, t) = -\mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}\mathbf{u} + \mathbf{B}^{-1}\mathbf{f}(t) \quad (= \mathcal{A}\mathbf{u} + \mathbf{b}(t)).$$

Il metodo di **Eulero Esplicito** fornisce quindi:

$$\mathbf{u}^{k+1} = \mathbf{u}^k - \Delta t \mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}\mathbf{u}^k + \Delta t \mathbf{B}^{-1}\mathbf{f}(t_k), \quad k \geq 0,$$

che riscriviamo come

$$\mathbf{B}\mathbf{u}^{k+1} = (\mathbf{B} - \Delta t\mathbf{A})\mathbf{u}^k + \Delta t\mathbf{f}(t_k), \quad k \geq 0.$$

In quest'ultima forma, il metodo non è esplicito, richiedendo la risoluzione di un sistema lineare con matrice \mathbf{B} . Tuttavia, se si approssima \mathbf{B} con la matrice di massa "concentrata" $\tilde{\mathbf{B}}$, che è di tipo diagonale, il costo di calcolo in termini di tempo per ottenere \mathbf{u}^{k+1} è sostanzialmente quello di un metodo esplicito.

Vedremo nel seguito che la *condizione di stabilità asintotica* del metodo di Eulero esplicito diventa in tal caso

$$\Delta t \leq C h^2$$

(con la costante C proporzionale a $\mu = \kappa/c$), che pone una restrizione sulla scelta del passo temporale spesso inaccettabile nella pratica. Il metodo è definito del primo ordine.

Il metodo di **Eulero Implicito** fornisce

$$\mathbf{u}^{k+1} = \mathbf{u}^k - \Delta t\mathbf{B}^{-1}\mathbf{A}\mathbf{u}^{k+1} + \Delta t\mathbf{B}^{-1}\mathbf{f}(t_{k+1}), \quad k \geq 0,$$

che riscriviamo come

$$(\mathbf{B} + \Delta t\mathbf{A})\mathbf{u}^{k+1} = \mathbf{B}\mathbf{u}^k + \Delta t\mathbf{f}(t_{k+1}), \quad k \geq 0.$$

In tal caso, si deve risolvere un sistema lineare ad ogni iterazione, con matrice $\mathbf{B} + \Delta t\mathbf{A}$ simmetrica e definita positiva. Il guadagno, dal punto di vista computazionale è che il metodo è incondizionatamente stabile, per cui non si ha limite sulla scelta del passo temporale. Il metodo è ancora del primo ordine. In conclusione, la discretizzazione spaziale mediante il metodo degli elementi finiti, combinata con l'avanzamento temporale, trasforma il problema differenziale originario in una sequenza di sistemi algebrici lineari. La scelta del metodo di integrazione nel tempo risulta determinante per l'efficienza globale dell'algoritmo. Il metodo di Eulero Esplicito, anche se rimane vincolato da stringenti requisiti di stabilità condizionata ($\Delta t \leq Ch^2$), offre una semplicità implementativa notevole. Al contrario, il metodo di Eulero Implicito, pur richiedendo la risoluzione di un sistema lineare più complesso ad ogni iterazione, garantisce una stabilità incondizionata che permette l'impiego di passi temporali sensibilmente più ampi. Tale dualismo evidenzia come la progettazione di un simulatore numerico richieda un compromesso ottimale tra accuratezza del primo ordine e sostenibilità computazionale del calcolo.

5.2 Design by Analysis delle parti principali dello scambiatore

Attraverso questo studio si riesce a determinare lo stato tensionale dei componenti che non possono essere dimensionati by formula data la loro particolare geometria o condizione di carico.

5.2.1 Stress Classification

Il codice ASME fornisce alcune raccomandazioni al progettista strutturale su come eseguire le verifiche richieste per dimostrare la conformità del progetto ai criteri di prevenzione dei modi di cedimento valutati tramite analisi. Ognuno di questi modi di cedimento possiede specifici limiti di tensione. Quest'ultimi sono stabiliti sulla base di ipotesi semplici ma conservative, quali, per esempio, il comportamento perfettamente plastico del materiale o la teoria dei gusci.

Un altro aspetto da tenere presente è la distinzione operata dal codice tra tensioni primarie e secondarie, che verranno spiegate successivamente. Questa classificazione non permette un confronto diretto tra i valori di tensioni ricavati nella struttura e i limiti previsti dal codice, che appunto, sono espressi in funzione di come la tensione venga classificata, ovvero se primaria o secondaria. La classificazione non è una procedura automatica, neanche utilizzando un'analisi agli elementi finiti. Si tratta di un'operazione che deve essere eseguita al termine dell'analisi, quindi in fase di *post-processing*. Talvolta, tale classificazione non risulta né semplice né immediata.

Oltre la classificazione in primaria e secondaria, per eseguire le verifiche richieste dal Codice ASME, il progettista deve ricavare dal modello piano o tridimensionale le relative componenti di membrana e di flessione. Questo processo è noto come *linearizzazione delle tensioni*. Tale operazione non è quasi mai semplice, a causa della natura dei carichi coinvolti e/o della complessità geometrica dell'oggetto

analizzato. Di fatto, numerosi studi discutono su come eseguire correttamente questa classificazione e linearizzazione delle tensioni.

Lungo lo spessore di parete una generica tensione può essere scomposta come riporto in figura 5.2.

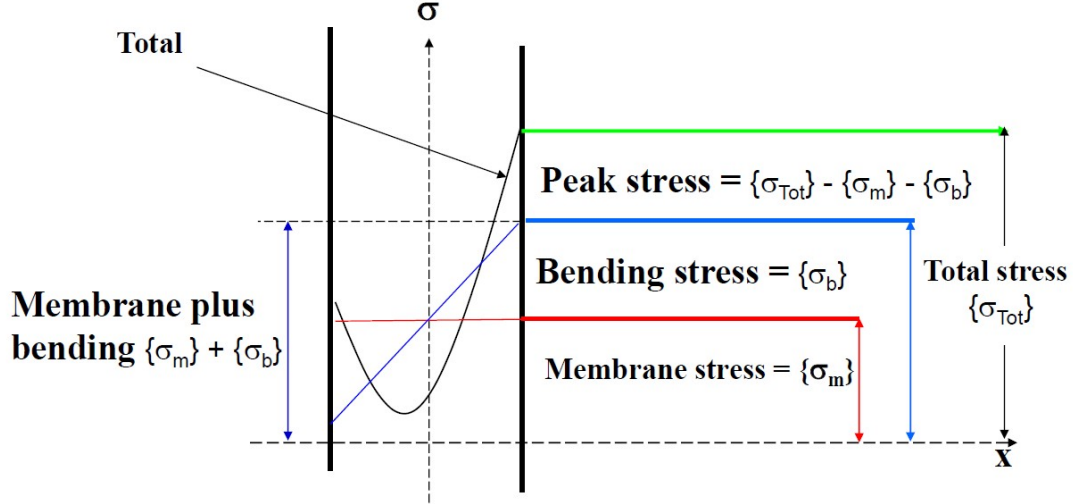


Figura 5.2: Schematizzazione delle tensioni lungo lo spessore ⁵

Le sei componenti di tensioni devono essere linearizzate; il tensore degli stress⁶ deve essere scomposto in tensione **membranale**, di **bending** e di **picco** come riportato di seguito:

$$\{\sigma_{tot}(x)\} = \{\sigma_m\} + \{\sigma_b \cdot x\} + \{\sigma_{pk}(x)\} \quad (5.20)$$

$$\{\sigma_b\} = \frac{12}{H^3} \cdot \int_{-H/2}^{H/2} \{\sigma_{tot}\} \cdot x dx \quad (5.21)$$

$$\{\sigma_m\} = \frac{1}{H} \cdot \int_{-H/2}^{H/2} \{\sigma_{tot}(x)\} dx \quad (5.22)$$

Il calcolo delle tensioni è un'operazione di *post-processing*. Infatti determinati gli spostamenti nodali, coi i quali si risale agli spostamenti globali, si possono determinare le deformazioni. Da quest'ultime, per mezzo delle equazioni costitutive si risale alle tensioni.

Per un generico materiale isotropo le 6 componenti di tensioni (3 normali e 3 di taglio) possono essere determinate tramite la matrice delle costanti ingegneristiche [C]:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{xz} \\ \epsilon_{xy} \end{Bmatrix}$$

con le costanti C che sono funzioni delle costanti ingegneristiche proprie dei materiali: E e ν .

Per calcolare le tensioni lungo lo spessore e poterle successivamente linearizzare, è necessario definire le Stress Classification Line (SCL), ossia dei percorsi (path) lungo i quali estrarre i valori puntuali delle tensioni. Su questi valori si eseguono poi l'interpolazione e l'integrazione necessarie all'analisi. La scelta della SCL non ha un criterio rigoroso, si basa sull'esperienza pregressa del progettista. Il suo orientamento lungo lo spessore dovrebbe essere tale da considerare sempre la direzione che ne minimizza la lunghezza. Infatti, una lunghezza maggiore porterebbe ad una sottostima delle tensioni.

⁵Dispense di Ansaldo Nucleare, ASME III, subs-NB.

⁶matrice **3x3 con le componenti di stress**.

Esistono delle linee guida di base per determinare la loro posizione e la loro direzione.

In un generico punto della struttura si hanno 6 componenti di tensione. Le 3 componenti normali e le 3 di taglio possono essere ridotte a 3 componenti principali di tensione: si sceglie un piano rispetto al quale si hanno solo componenti normali alle 3 direzioni e tutte le componenti di taglio sono nulle. Le tensioni principali permettono di individuare, attraverso opportune teorie, un valore di tensione univoco che può essere utilizzato per riassumere lo stato tensionale del componente punto per punto. Le principali teorie sono:

- Max Shear Stress (Tresca) :

$$\sigma = \frac{1}{2} \cdot \text{Max}[|s_1 - s_2|, |s_2 - s_3|, |s_3 - s_1|]$$

- Octaedral shear stress (Von Mises):

$$\sigma = \sqrt{[(s_1 - s_2)^2 + (s_2 - s_3)^2 + (s_3 - s_1)^2]/2}$$

- Maximum stress theory

$$\sigma = \text{max}[s_1, s_2, s_3]$$

ASME III Subsection NB si basa sul **criterio di Tresca**; in particolare definisce la Stress Intensity come due volte la tensione equivalente di Tresca. I limiti imposti da ASME, espressi come multipli della tensione ammissibile S_m , vanno confrontati con i valori di Stress intensity determinata che deve essere classificata come primaria o secondaria.

Stress primari

Gli stress primari sono tutti gli stress normali e di taglio che si sviluppano a seguito dell'imposizione di un carico e che sono necessari a soddisfare le legge di equilibrio di forze e momenti interni ed esterni. La caratteristica di base degli stress primari è che **non sono autolimitanti**. Uno stress primario che supera considerevolmente il limite di snervamento porterà a cedimento, o quantomeno, a una deformazione significativa.

Gli stress primari vengono ulteriormente classificati, come riportato in figura 5.3. Uno stress termico non è classificato come stress primario.

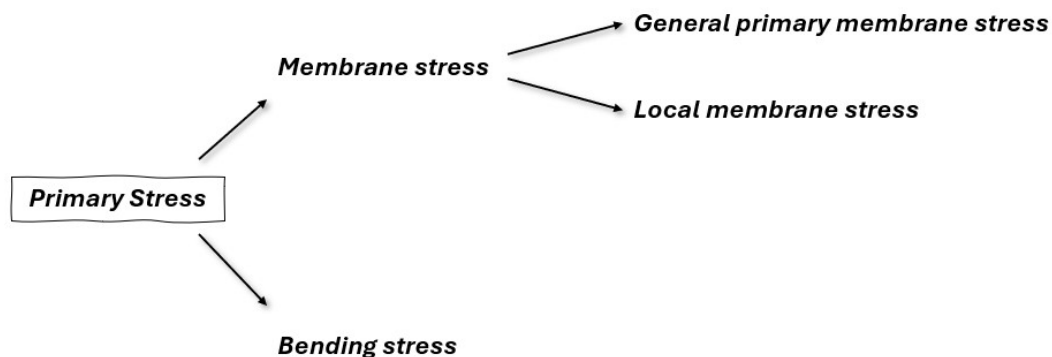


Figura 5.3: Classificazione stress primari

Stress secondari

La tensione secondaria rappresenta una risposta strutturale a deformazioni imposte, derivanti tipicamente da gradienti termici o da discontinuità geometriche. A differenza della tensione primaria, che

deve bilanciare direttamente le forze esterne per evitare il collasso immediato, la tensione secondaria è intrinsecamente auto-limitante. Ciò significa che la sua intensità è legata alla rigidità della struttura: nel momento in cui il materiale subisce una piccola deformazione plastica locale, la causa stessa della tensione (la forzatura geometrica) viene meno o si riduce drasticamente, "scaricando" il picco di sollecitazione.

Le tensioni di membrana prodotte dalla pressione associate a un effetto di discontinuità generano distorsione eccessiva nel trasferimento del carico ad altre parti della struttura. Per rimanere conservativi, tali tensioni devono essere classificati come tensioni di membrana primarie locali, anche se presentano alcune caratteristiche di tensioni secondarie.

Le tensioni primarie sono associate alle equazioni di equilibrio, mentre le tensioni secondarie sono relative a condizioni di congruenza. Punti adiacenti della struttura associati a differenti geometrie devono essere congruenti, altrimenti si avrebbe separazione o compenetrazione dei vari componenti.

Peak stress

Lo stress di picco è quello stress residuo, ossia la parte di stress che non fa parte dello stress primario o secondario che manca per raggiungere lo stress totale. La sua caratteristica principale è che non causa alcun tipo di distorsione, può essere però importante per le analisi di fatica.

La classificazione degli stress è assolutamente uno step critico nel DBA di un componente. La principale difficoltà, per il progettista, è quella di decidere se uno stress può essere considerato primario o secondario. Il rischio infatti è quello di fare un upgrade di uno stress a primario che lo è solo in parte oppure un downgrade con conseguente sovradimensionamento o sottodimensionamento della struttura. Per le geometrie più classiche esistono degli esempi di classificazione degli stress che vengono riportati di seguito.

CLASSIFICATION	LOCATION, ORIGIN AND TYPE OF STRESS
Pm	<ul style="list-style-type: none"> •Membrane stress in Spherical, Cylindrical, Conical shells due to Pressure, DW, E (axial), axi-symmetrical distributed loads, far from discontinuity. •Membrane stress in crown of dished heads and centre region of flat head due to pressure. •Membrane stress averaged on cross section of regular ligament of perforated plate under pressure •General membrane stress averaged on full section across vessel due to external axial load. •Bending stress across full section due to external overturning moment

Figura 5.4: Esempi di membrane stress

CLASSIFICATION	LOCATION, ORIGIN AND TYPE OF STRESS
Pb (Primary bending stress)	<ul style="list-style-type: none"> •Bending stress in crown of dished heads due to internal pressure. •Bending stress in shell at junction to flat head if bending moment is required to keep within limits bending in centre region of flat head. •Bending stress in outer edge of flat head if required.. (as above) •Bending stress in regular ligament of uniformly perforated plate under pressure (bending stress averaged through width, gradient through thickness).

Figura 5.5: Esempi di bending stress

CLASSIFICATION	LOCATION, ORIGIN AND TYPE OF STRESS
P_L	<ul style="list-style-type: none"> • Membrane stress in Spherical, Cylindrical, Conical shells due to Pressure, DW, E (axial), axi-symmetrical distributed loads, near to discontinuities such as joints to flange, head, cylindrical to conical shell. • Membrane stress in knuckle of dished head due to pressure. DW,.. • Membrane stress in shells near nozzle or openings due to pressure or applied loads and moments to nozzle. • Membrane stress in flat head under pressure at junction to shell (pay attention to possibility of wrinkling with large diameter/thickness shell).

Figura 5.6: Esempi di local membrane stress

CLASSIFICATION	LOCATION, ORIGIN AND TYPE OF STRESS
Q (Secondary stress, membrane or bending)	<ul style="list-style-type: none"> • Linearized (membrane plus bending) stress due to temperature gradients or step temperature difference (General thermal stress). • Bending stress in cylindrical, spherical, conical shell at junction to head, flange, flat plate or to a different shell (if bending not required to keep within limits bending stress in centre region of flat plate). • Bending stress in shells near nozzles or openings due to pressure or external loads or moments. • Bending stress in knuckle of dished heads due to pressure • Bending stress due to pressure in flat head at junction to shell, if bending not required to keep...(as above). • Bending and membrane stress in isolated or atypical ligament of perforated plate under pressure.

Figura 5.7: Esempi di secondary stress

Una volta ottenuta la distribuzione degli sforzi lungo la *Stress Classification Line* (SCL) tramite l'analisi computazionale, il codice ASME III richiede la scomposizione del tensore delle tensioni nelle sue componenti fondamentali. Tale processo di linearizzazione non è una mera operazione matematica, ma risponde alla necessità di distinguere i diversi contributi resistenti della sezione in base al loro potenziale impatto sulla sicurezza strutturale. Nello specifico, la normativa distingue tra contributi che agiscono sull'intero spessore e contributi che variano linearmente, definendo le seguenti categorie fisiche:

Tensione Membranale (P_m o P_L):

È la componente media dello sforzo attraverso lo spessore. È la componente più critica, poiché la distribuzione è uniforme, se essa supera il limite di snervamento su tutta la sezione, il collasso strutturale può essere evitato solo dalla capacità di incrudimento del materiale ma a fronte di deformazioni plastiche inaccettabili.

Tensione di Bending (P_b):

È la componente che varia linearmente attraverso lo spessore, passando da un valore massimo di trazione su una faccia a un valore massimo di compressione sull'altra, attraversando uno sforzo nullo in corrispondenza dell'asse neutro.

Quando le fibre esterne raggiungono lo snervamento, le fibre interne (vicine all'asse neutro) si trovano ancora in campo elastico. Per questo motivo, il codice ASME per una sezione rettangolare permette limiti di tensione per $P_m(P_L) + P_b$ pari a $1.5 \times S_m$. Per sezioni diverse da quella rettangolare il codice ASME definisce un coefficiente α come moltiplicatore dell'ammissibile S_m , definito come il rapporto tra carico di cerniera plastica della sezione e il carico iniziale di snervamento nelle fibre più esterne della sezione.

5.3 Analisi agli elementi finiti del diffusore

Mediante il software ANSYS Mechanical APDL (Ansys Parametric Design Language (APDL)) è stato realizzato il modello del diffusore e del downcomer; successivamente è stata condotta un'analisi agli elementi finiti, che ha permesso di valutare gli stati tensionali della struttura. Le tensioni ottenute sono state quindi linearizzate nella fase di post-processing. In particolare, si è scelto di eseguire un'analisi assialsimmetrica. Tale scelta ha reso necessaria l'introduzione di opportune semplificazioni geometriche nello studio del diffusore. Quest'ultime non sono state introdotte nello studio downcomer. Al fine di rappresentare il componente come un solido assialsimmetrico, il diffusore è stato modellato come un cilindro privo di fori, al quale è stata assegnata una rigidezza equivalente in grado di tenere conto in maniera indiretta della presenza delle forature. La determinazione di tale rigidezza equivalente è stata effettuata in accordo con le prescrizioni della norma **ASME III, Appendix A-8000**, che introduce il concetto di ligament efficiency, funzione della distribuzione dei fori e della loro distanza reciproca. La distribuzione dei fori non è omogenea, dato che il numero dei tubi varia ad ogni spira. Avendo una distribuzione di fori non omogenea si ha anche una variazione del passo (p) e di conseguenza dell'interasse (h) La ligament efficiency è funzione di questi due parametri. Si è deciso, per rimanere conservativi, di calcolare la ligament efficiency con i 20 fori.

$$p = \frac{2\pi \cdot R}{20} = \frac{2\pi \cdot 200\text{mm}}{20} = 62.83 \text{ mm} \quad (5.23)$$

$$h = p - d = 62.83 \text{ mm} - 25.4 \text{ mm} = 37.43 \text{ mm} \quad (5.24)$$

$$\eta_o = \frac{h}{p} = 0.5957 \quad (5.25)$$

Questo valore di η si ottiene considerando la distribuzione dei fori lungo la circonferenza che corrisponde alle forature necessarie per ciascuna spira. In direzione assiale si hanno 10 spire per completare il bundle. La distanza tra due file di forature, ossia il passo verticale, non è uguale a quello orizzontale. Avendo questa distribuzione non omogenea si calcola il ligament efficiency anche in direzione verticale (η_v) e poi per determinare il valore delle costanti ingegneristiche nella zona forata tenendo in considerazione la media matematica tra i due.

$$\eta_v = \frac{h}{p} = \frac{15.875}{41.625} = 0.38 \quad (5.26)$$

$$\eta = \frac{\eta_o + \eta_v}{2} = 0.49 \quad (5.27)$$

Con riferimento all'appendice A-8000, da questo valore di η si ricavano le proprietà equivalenti del modulo di Young e coefficiente di Poisson:

$$E^* = 0.5 \cdot E$$

$$\nu^* = 0.3 \cdot \nu$$

Nella simulazione numerica, il materiale equivalente che viene assegnato al diffusore è caratterizzato da **proprietà ortotrope**. Di conseguenza le costanti ingegneristiche diventano nove e possono essere così riassunte:

$$E_z = E^*$$

$$E_y = E^*$$

$$E_x = \text{effective density} \cdot E$$

$$\nu_{yz} = \nu$$

$$\nu_{xz} = \nu$$

$$\nu_{xy} = \nu^*$$

Volendo considerare il diffusore come una piastra tubiera, **z** è la componente radiale, **x** quella assiale e **y** quella circonferenziale (**hoop**).

Le altre tre costanti sono rappresentate dalle componenti del modulo di taglio:

$$G_{ij} = \frac{E_k}{2 \cdot (1 + \nu_{ij})}$$

La *effective density* è stata determinata considerando il rapporto di volume tra il diffusore forato e lo stesso non forato.

5.3.1 Geometria

La geometria del modello viene definita a partire dall'individuazione dei keypoints, i quali vengono successivamente collegati mediante segmenti di linea al fine di delineare le diverse parti del componente. Le dimensioni e le quote caratteristiche dei singoli elementi costruttivi saranno presentate e discusse nei paragrafi successivi.

Lo spessore adottato per la modellazione corrisponde allo spessore nominale del componente, dal quale viene sottratto il sovraspessore di corrosione, come descritto nel Capitolo 4. Tale scelta consente di tenere conto del degrado progressivo del materiale e di rappresentare in maniera più realistica le condizioni operative del componente al termine della sua vita utile di progetto.



Figura 5.8: Dettaglio geometria del diffusore e del raccordo conico

5.3.2 Mesh

L'elemento utilizzato è il **plane182**. Questo elemento è utilizzato per la modellazione di strutture solide bidimensionali. Può essere impiegato sia come elemento piano (in condizioni di tensione piana, deformazione piana o deformazione piana generalizzata), sia come elemento assialsimmetrico, con o senza la presenza di torsione.

Nella maggior parte dei casi, l'elemento è definito da quattro nodi, ciascuno dei quali presenta due gradi di libertà: le traslazioni nelle direzioni nodali x e y. Nel caso dell'opzione assialsimmetrica in cui è presente anche la componente torsionale, l'elemento è comunque definito da quattro nodi ma ciascuno di questi presenta tre gradi di libertà: le traslazioni nelle direzioni nodali x e y e la rotazione attorno alla direzione nodale y.

L'elemento è in grado di modellare fenomeni di plasticità, iperelasticità, irrigidimento da tensione, grandi spostamenti e grandi deformazioni. Inoltre, dispone di una formulazione mista che consente di simulare correttamente le deformazioni di materiali elastoplastici quasi incomprimibili e di materiali iperelastici completamente incomprimibili⁷.

Per costruire correttamente le SCL si è deciso di avere 5 elementi del tipo plane182 nella direzione dello spessore.

⁷ Ansys Help

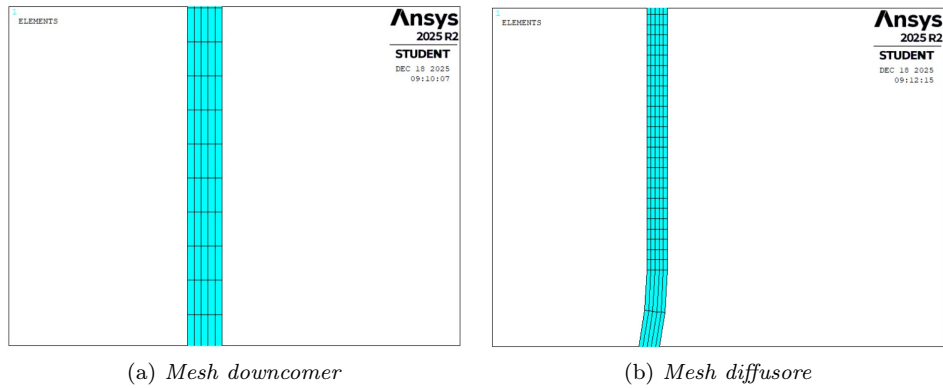


Figura 5.9: Dettagli della mesh con elementi PLANE182

5.3.3 Materiali

Il materiale utilizzato per l'analisi è l'acciaio inossidabile AISI 316L, che ha le seguenti caratteristiche già menzionate nel capitolo 2:

Proprietà	Valore
Modulo di Young	190 GPa
Poisson	0.3

Tabella 5.1: Caratteristiche fisiche del 316L

Questo materiale è assegnato a tutte le zone del componente, tranne al diffusore che viene considerato con un materiale equivalente come spiegato precedentemente.

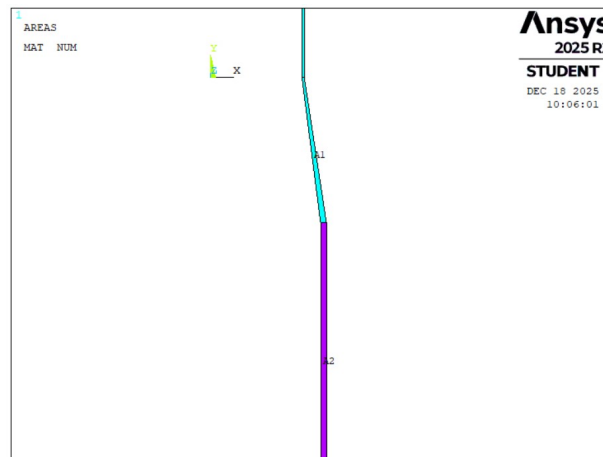


Figura 5.10: Materiale assegnato

5.3.4 Carichi e vincoli

Il carico applicato è rappresentato da una distribuzione di pressione uniforme pari a 20 bar, che viene pertanto applicata a tutte le superfici interessate.

Per quanto riguarda i vincoli, la sezione superiore del downcomer risulta saldata a un collettore. Quest'ultimo, a sua volta, sarà collegato all'impianto di raffreddamento. Di conseguenza, il vincolo applicato a tale sezione può essere modellato come un semplice incastro.

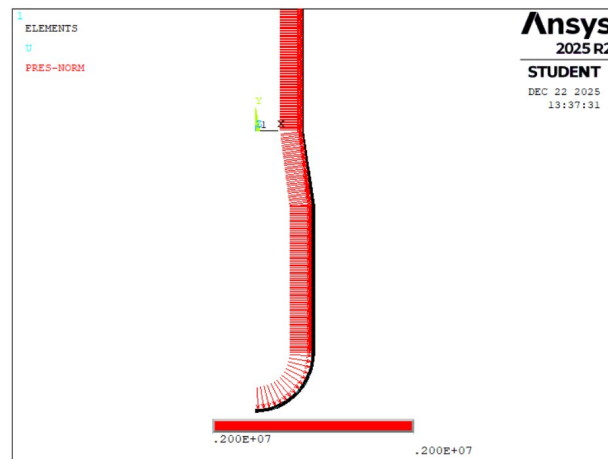


Figura 5.11: Carico applicato

5.4 Sommario dei risultati

L'introduzione di una rigidità equivalente, per tenere conto della presenza delle forature, consente all'analisi statica di restituire valori corretti delle deflessioni. Mentre le tensioni risultano rappresentative dei valori reali esclusivamente nelle regioni di materiale pieno.

Di conseguenza, una volta ottenuti i risultati dell'analisi, è necessario sottoporli a un'ulteriore fase di post-processing al fine di ricavare valori di tensione quanto più possibile rappresentativi di quelli effettivamente presenti nella piastra forata. In particolare, nella zona del diffusore, le tensioni membranali ottenute dal modello devono essere opportunamente convertite affinché rappresentino fisicamente il valore medio delle tensioni agente nelle porzioni di materiale comprese tra un foro e il successivo.

Impostando in ANSYS Mechanical APDL un sistema di riferimento cilindrico, il tensore degli sforzi che in questo caso è una matrice simmetrica è composta da quattro componenti di tensione, ovvero:

$$\{\sigma\} = \begin{bmatrix} \sigma_r & 0 & \sigma_{rz} \\ 0 & \sigma_\theta & 0 \\ \sigma_{rz} & 0 & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Nello studio del diffusore le componenti del tensore devono fare riferimento al materiale equivalente:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_m} &= \frac{\sigma_{r_m}^*}{\eta} \\ \sigma_{\theta_m} &= \frac{\sigma_{\theta_m}^*}{\eta} \\ \sigma_{rz_m} &= \frac{\sigma_{rz_m}^*}{\eta} \\ \sigma_{z_m} &= \frac{E}{E_{eff}} \cdot \sigma_{z_m}^* \end{aligned}$$

Questa simulazione, per come è stata impostata, non ha possibilità di vedere l'effetto membranale legato al carico di pressione portato dai vari tubi presenti sul diffusore. Anche per questo motivo quest'ultimi non sono stati modellati.

Per cui ai risultati ottenuti deve essere comunque aggiunto il contributo della componente membranale appartenente al tubo, che può essere calcolato come:

$$\sigma_{r_t} = \sigma_{\theta_t} = p_i \cdot \frac{p - h - 2 \cdot t_t}{h + 2 \cdot t_t \cdot E/E_t}$$

In definitiva le componenti di stress sono calcolate come somma dei due contributi precedentemente descritti:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_m} &= \frac{\sigma_{r_m}^*}{\eta} + \sigma_{r_t} \\ \sigma_{\theta_m} &= \frac{\sigma_{\theta_m}^*}{\eta} + \sigma_{\theta_t} \\ \sigma_{rz_m} &= \frac{\sigma_{rz_m}^*}{\eta} \\ \sigma_{z_m} &= \frac{E}{E_{eff}} \cdot \sigma_{z_m}^* \end{aligned}$$

Il passo successivo, una volta determinate queste componenti di stress, è calcolare la tensione equivalente di Tresca. Quest'ultima rientra negli stress primari di conseguenza sarà limitata in accordo a quanto previsto dalla **NB-3221.1**.

Si applica lo stesso ragionamento nel momento in cui si ha la necessità di calcolare la tensione di bending che, nello specifico, sarà:

$$S = K \cdot |\max(\sigma_r, \sigma_\theta)|$$

dove K è un moltiplicatore di stress. Il quale è funzione delle tensioni σ_r e σ_θ . Il suo valore viene ricavato dalla **figura A-8142.1** presente nell'appendice A-8000. La tabella 5.2 riassume i valori delle rigidità e costanti usati per il DBA del diffusore.

Costante	Unità di misura	Descrizione	Valore
p	[mm]	passo	62.832
h	[mm]	ligament	37.432
η	-	Ligament Efficienzy	0.5957
E_{vuoto}/E	-	Modulo di Young vuoto su pieno	0.6
ν_{vuoto}/ν	-	Coefficiente di Poisson vuoto su pieno	0.3
K	-	Moltiplicatore di stress	$f(\sigma_x, \sigma_y)$

Tabella 5.2: Costanti utilizzate del DBA

Per riuscire ad estrapolare i risultati in Ansys Mechanical APDL è necessario costruire dei *path*, ossia dei percorsi, che partendo dai nodi estrapolano i valori di tensione su ciascun elemento. Dal punto di vista dell'analisi agli elementi finiti, avere un numero maggiore di punti appartenenti al *path* non migliora il risultato. Al contrario, aiuta la linearizzazione delle tensioni durante l'attività di post-processing.

Per un corretto dimensionamento è opportuno valutare le tensioni in più sezioni dello stesso componente. La prima delle sezioni analizzate è quella a metà altezza del diffusore.

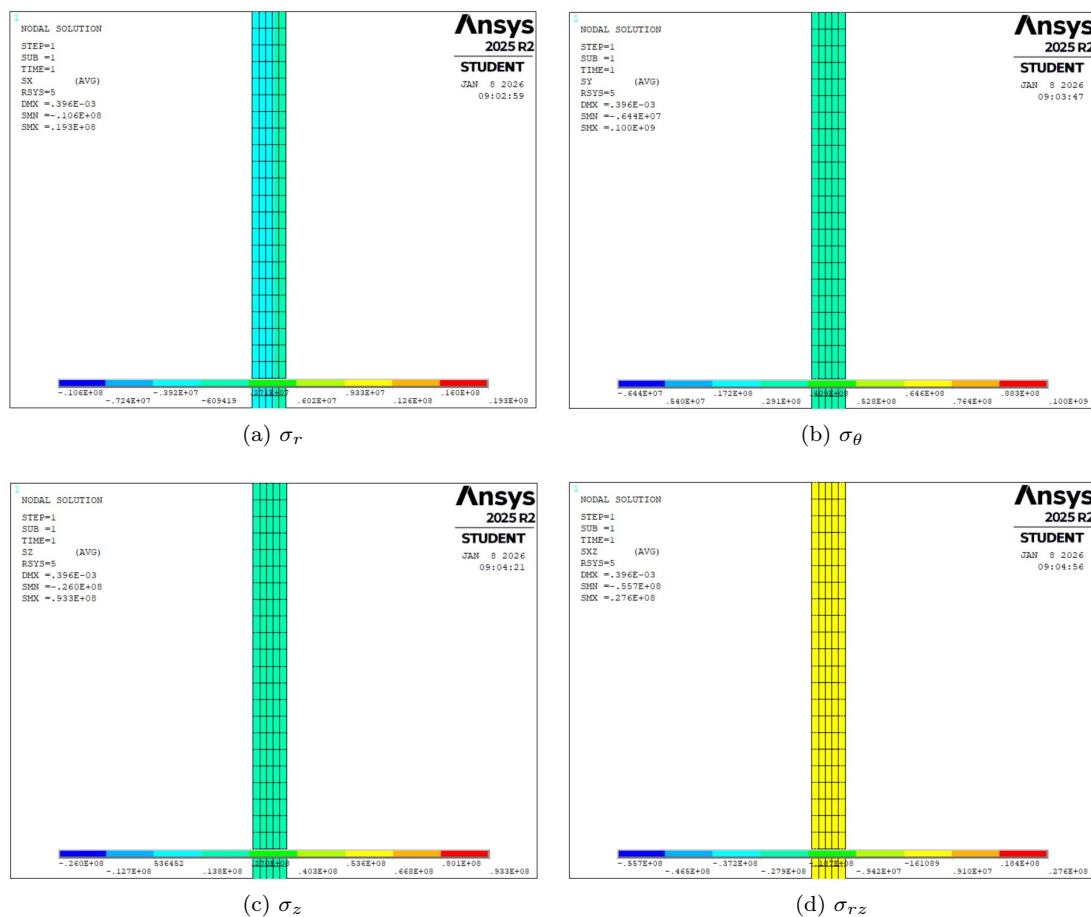


Figura 5.12: Stress sul diffusore

Questi stress vengono poi valutati sul percorso definito in figura 5.13. Infatti vengono estrapolati i valori di tensione e elaborati in Matlab, dove si riescono a determinare i valori di tensione radiale,

assiale e di hoop. Queste vengono poi linearizzate. A scopo illustrativo, nelle figure da 5.14 a 5.17, vengono riportati i vari andamenti degli stress lungo lo spessore della sezione analizzata.

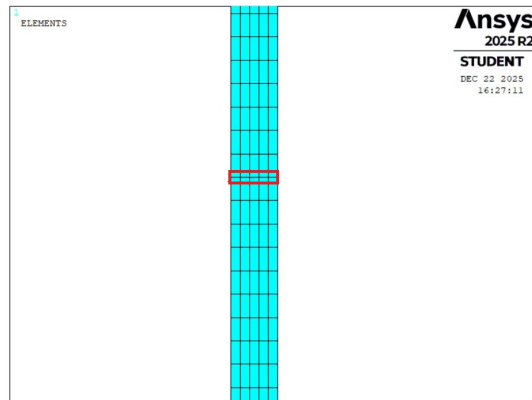


Figura 5.13: Path

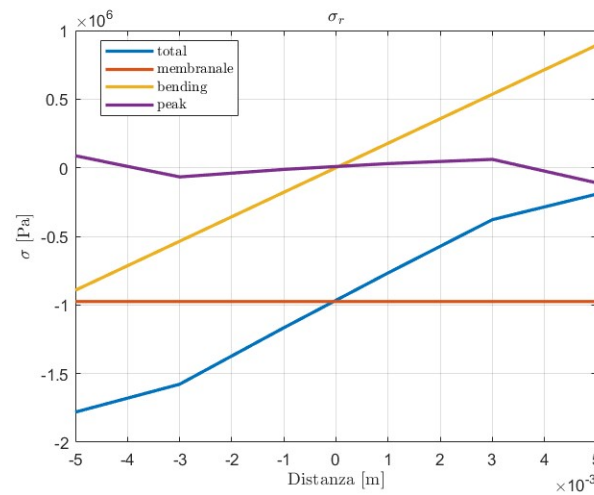


Figura 5.14: Tensione radiale linearizzata lungo lo spessore

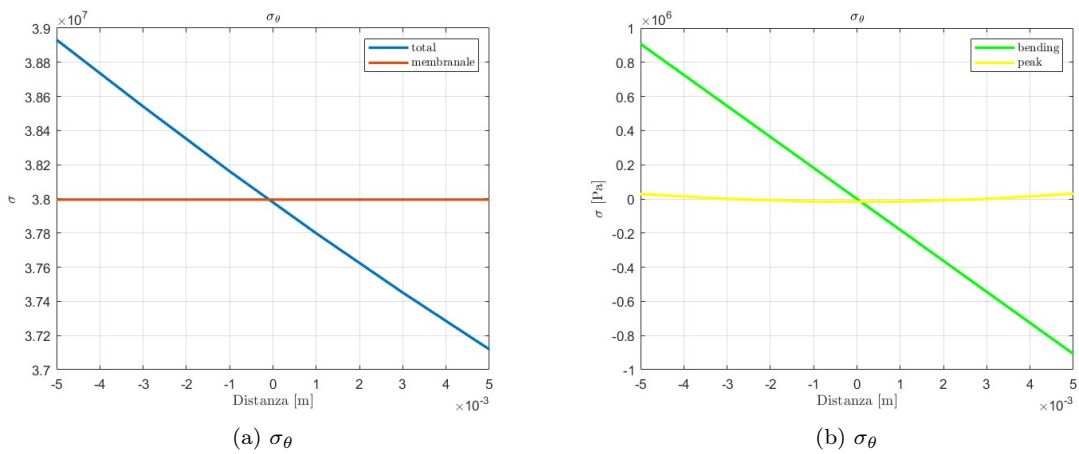


Figura 5.15: Hoop stress

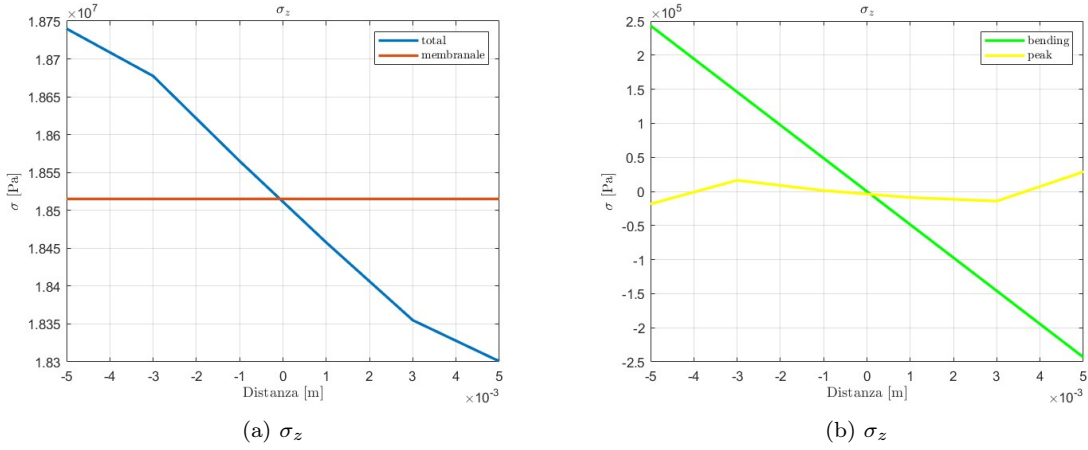


Figura 5.16: Stress assiale

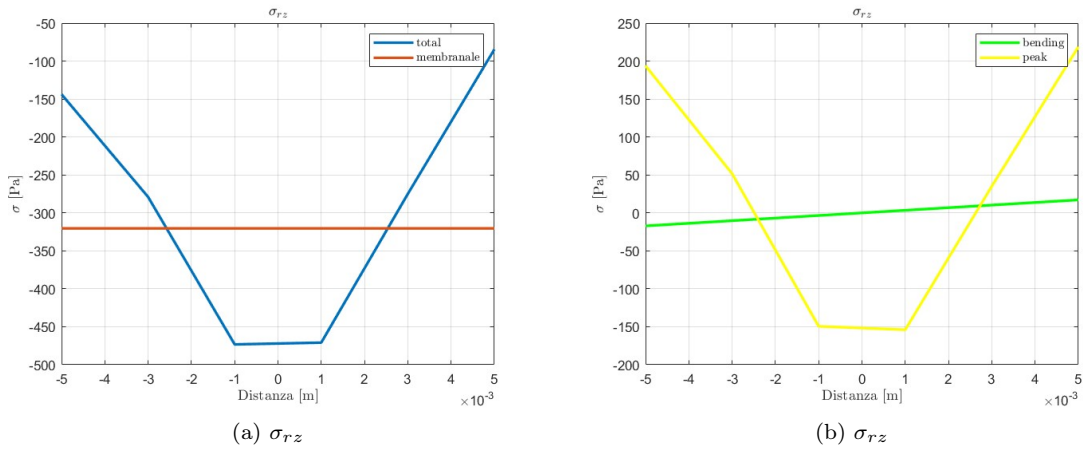


Figura 5.17: Stress di taglio

Da queste tensioni si ricavano le componenti principali necessarie per ottenere la tensione equivalente di Tresca. Questa viene usata come confronto e verifica con i limiti previsti dalle norme ASME. Le due componenti di tensione principale vengono calcolate come segue:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \sigma_{rz}^2} \quad (5.28)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \sigma_{rz}^2} \quad (5.29)$$

Mentre la tensione di hoop (σ_θ) è già una tensione principale.

A partire dai risultati ottenuti e dalle diverse componenti di tensione membranale, viene quindi determinata la tensione equivalente secondo il criterio di Tresca. Al contrario, la componente di bending è valutata considerando le tensioni radiale e circonferenziale. In questo caso viene assunto il valore massimo tra le due e successivamente amplificato mediante il fattore K.

La tensione membranale così ottenuta viene confrontata con il valore ammissibile definito dalla normativa ASME Section II, Part D, Tables 1A e 1B, mentre la componente di bending viene confrontata con un limite pari a 1,5 volte il suddetto valore ammissibile.

Questo è vero perchè si parla di tensioni primarie. Invece, nel caso di tensioni secondarie il limite

è diverso. In tabella 5.3 viene riportata una schematizzazione dei limiti previsti per ciascuna delle tensioni linearizzate.

Stress	Simbolo	Limite	Valore
Stress primario generale membranale	P_m	S_m	115 MPa
Stress primario locale membranale	P_l	$1.5 \cdot S_m$	172.5 MPa
Stress primario membranale + Stress bending	$P_m(P_l) + P_b$	$1.5 \cdot S_m$	172.5MPa
Stress primario membranale + Stress bending + Stress secondario	$P_m(P_l) + P_b + Q$	$3 \cdot S_m$	345 MPa

Tabella 5.3: Limiti per gli stress linearizzati

E' fondamentale definire le caratteristiche meccaniche del materiale utilizzato. Il valore dell'ammissibile (S_m) usato come riferimento nel DBA è indicato, come detto precedentemente, in ASME II table 1A. Questo valore è funzione della temperatura ed i valori vengono riportati in tabella 5.4.

Temperatura °C	S_m [MPa]
30	115
65	115
100	115
125	115
150	115
200	109
250	103
300	98
325	95.7
350	94.1
375	92.8
400	90.9
425	89

Tabella 5.4: Andamento stress ammissibile per AISI 316L

Lo scambiatore di calore lavora ad una temperatura inferiore ai 100 °C, per cui il valore di S_m è pari a 115 MPa.

All'interno delle ASME II sono indicate le altre caratteristiche fisiche dell'acciaio inossidabile utilizzato. Queste non sono funzione della temperatura. I valori delle grande fisiche sono riportati in tabella 5.5.

Proprietà	Valore	Unità di misura
Composizione chimica	16Cr-12Ni-2Mo	-
Modulo di Young	190	GPa
Poisson	0.3	-
σ di snervamento	170	MPa
σ di rottura	485	MPa
Temperatura massima di esercizio	427	°C

Tabella 5.5: Proprietà acciaio 316L in accordo ad ASME II, subpart D

La temperatura massima consentita da ASME II per l'utilizzo di AISI 316L in ambiente nucleare, quindi in accordo ad ASME III, è pari a 427 °C.

5.4.1 Tensioni linearizzate e spessori dimensionati

La procedura descritta precedentemente viene ripetuta in più sezioni del modello assialsimmetrico. Per ciascuna di esse è necessario valutare se la tensione in esame sia di natura primaria o secondaria, nonché se si tratti di una tensione membranale generale o locale.

Nel caso di sezioni costituite da materiale pieno, il valore della stress intensity utilizzabile per la verifica viene estratto direttamente da ANSYS Mechanical APDL, risultando già compatibile con i criteri di valutazione adottati. Nelle figure seguenti vengono riportate schematicamente le sezioni che sono state scelte. Alcune sezioni di interesse sono state individuate in prossimità delle zone di raccordo tra geometrie differenti, in quanto, potenziali sedi di concentrazione degli sforzi e quindi particolarmente significative ai fini della verifica strutturale.

Altre sezioni, invece, sono state selezionate con il solo scopo di effettuare un'ulteriore attività di controverifica, poiché già precedentemente dimensionate mediante approcci analitici (by formula), come nel caso del downcomer. L'obiettivo di tale confronto è dimostrare la correttezza e l'affidabilità della procedura per il dimensionamento by formula, verificandone la coerenza con i risultati ottenuti dall'analisi agli elementi finiti. Oltre questa motivazione alcune sezioni del downcomer sono state scelte con lo scopo di verificare la correttezza del modello utilizzato nella simulazione. Buona prassi è verificare nelle zone indisturbate che il valore di tensione assiale e di hoop sia simile a quella calcolabile analiticamente. Questi risultati sono riportati di seguito:

$$\sigma_{\theta} = p \cdot \frac{r}{s} = 80 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

$$\sigma_z = p \cdot \frac{r}{2s} = 40 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

In tabella 5.7 sono riportati i valori delle tensioni ricavati per ciascuna sezione, con il rispettivo limite a seconda che sia primaria (membranale generale o locale) o secondaria.

Considerando le sezioni del downcomer indisturbate si nota, come, i valori di tensioni ottenuti dal modello FEM siano confrontabili con i valori analitici sopracitati. Questo giustifica la correttezza del modello.

Lo spessore utilizzato per il downcomer è pari a quello nominale ottenuto dal design by formula; a questo va sottratto il sovrasspessore di corrosione. Infatti, la verifica deve essere garantita anche al termine del periodo di funzionamento del componente.

Gli altri spessori sono riportati in tabella 5.6

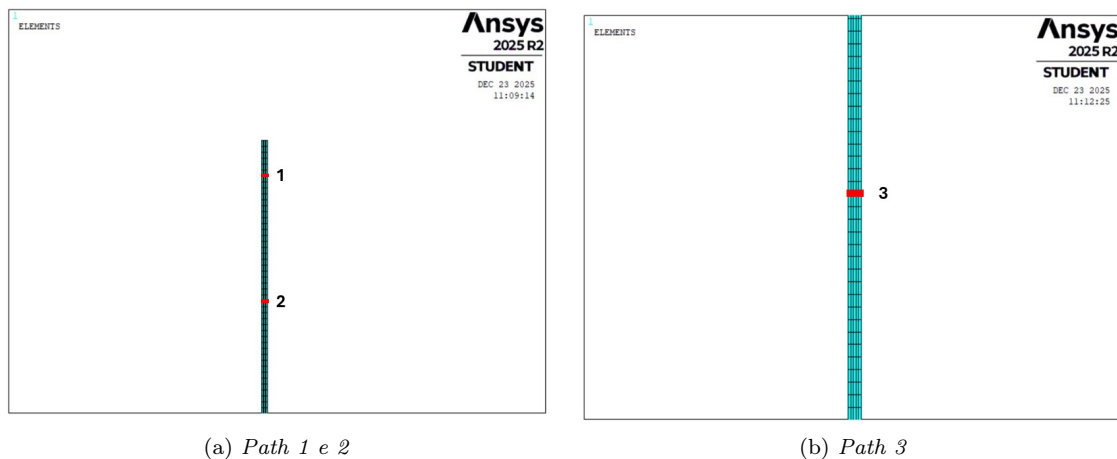


Figura 5.18: Path zona superiore e metà del downcomer

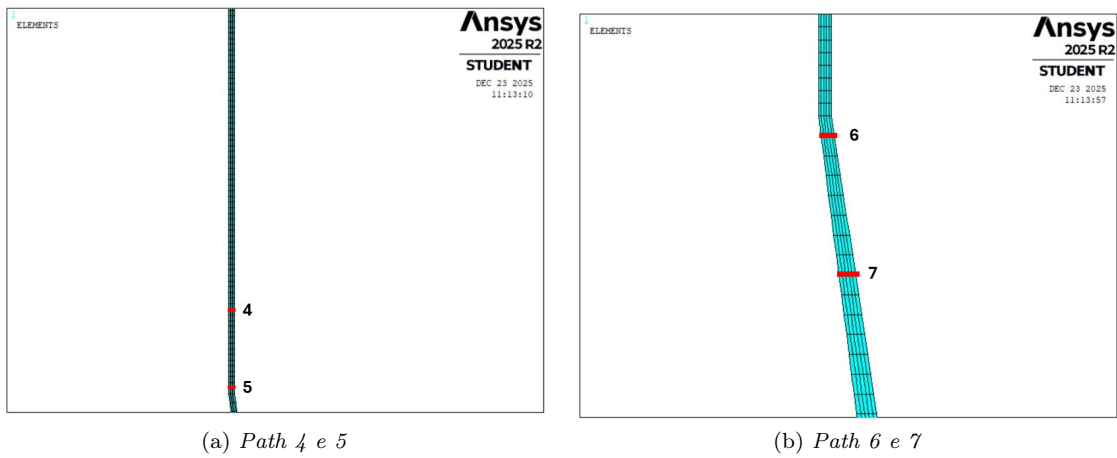


Figura 5.19: Path zona inferiore del downcomer e raccordo conico superiore

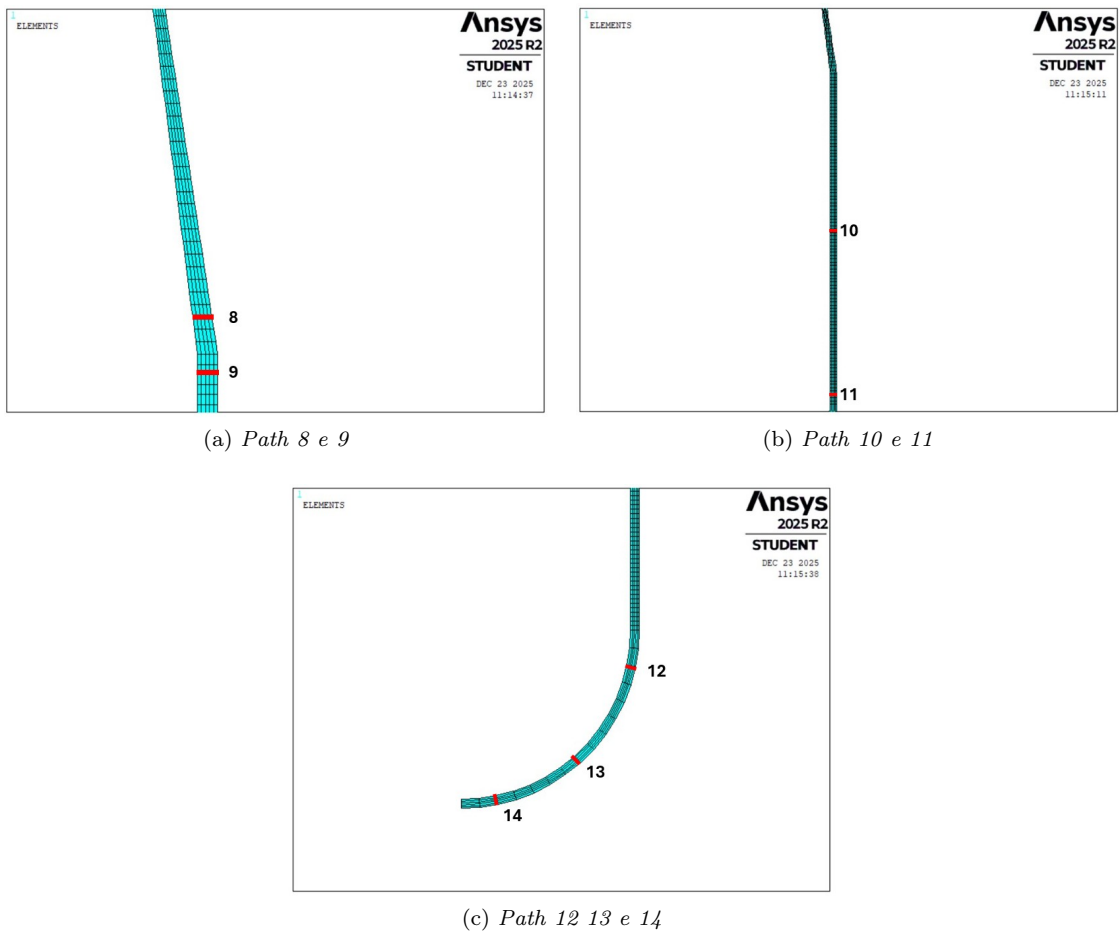


Figura 5.20: Path zona inferiore del raccordo conico, diffusore e sfera

Componente	Spessore [mm]
Downcomer	4.572
Raccordo conico	4.572 - 10
Diffusore	10
Sfera	10

Tabella 5.6: Spessori dimensionati al termine del DBA

Tensione	Valore [MPa]	Limite [MPa]	Ratio	Sezione
P_l	52.544	172.5	0.3046	1
$P_l + P_b$	55.870	172.5	0.3239	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	78.506	115	0.6827	2
$P_m + P_b$	80.392	172.5	0.4660	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	78.518	115	0.6828	3
$P_m + P_b$	80.414	172.5	0.4662	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	78.312	115	0.6810	4
$P_m + P_b$	80.135	172.5	0.4646	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	97.009	172.5	0.5624	5
$P_l + P_b$	102.37	172.5	0.5934	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	94.417	172.5	0.5473	6
$P_l + P_b$	95.847	172.5	0.5556	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	53.915	115	0.4688	7
$P_m + P_b$	55.889	172.5	0.3240	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	39.467	172.5	0.2288	8
$P_l + P_b$	44.207	172.5	0.2563	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	52.799	172.5	0.3061	9
$P_l + P_b$	56.553	172.5	0.3278	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	77.492	115	0.6738	10
$P_m + P_b$	78.953	172.5	0.4577	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	52.484	172.5	0.3043	11
$P_l + P_b$	54.153	172.5	0.3139	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_l	23.298	172.5	0.1351	12
$P_l + P_b$	27.935	172.5	0.1619	
$P_l + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	19.431	115	0.1690	13
$P_m + P_b$	20.368	172.5	0.1181	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	19.701	115	0.1713	14
$P_m + P_b$	21.017	172.5	0.1218	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	

Tabella 5.7: Risultati DBA

Dai risultati ottenuti dalla simulazione che in queste condizioni di carico non sono presenti tensioni secondarie.

Inoltre, eliminando la presenza dei fori e sostituendoli con il materiale equivalente è stato scelto di non considerare le concentrazioni degli sforzi legati a quest'ultimi. Le concentrazioni degli sforzi legati alle variazioni geometriche sono considerati di tipo primario locale, come specificato dal codice ASME, nonostante abbiano caratteristiche di tensioni secondarie.

Come mostrato nella tabella 5.7 le sezione in cui vi è un valore del rapporto più vicino ai limiti imposti dalla normativa ASME sono le sezione 2, 3 e 4. Queste sezioni sono state dimensionate precedentemente by formula, questo dimostra la correttezza dei risultati ottenuti in precedenza. La sezione 4 potrebbe avere un valore del rapporto elevato per la natura dello stress. Si tratta di una sezione vicina ad una variazione geometrica, per cui potrebbe non essere completamente indisturbata e risentire degli di variazione geometrica. In tal caso la tensione sarebbe una primaria locale e non generale.

La sezione con un rapporto minore sono quelle presenti nella zona sferica. Questa forma geometrica consente una distribuzione degli sforzi ottimali consentendo di poter utilizzare spessori minori; il contro rispetto ad una forma "piatta" è dato sicuramente dal maggior ingombro.

5.4.2 Analisi Termica

Come già indicato in precedenza, non sono presenti tensioni secondarie, poiché il carico di pressione genera esclusivamente tensioni primarie; inoltre, le concentrazioni di sforzo dovute alle variazioni geometriche sono classificate come tensioni primarie locali.

È possibile ipotizzare una condizione anomala di esercizio dovuta ad una situazione incidentale all'interno della SFP. In questa ipotesi, lo scambiatore di calore opera in condizioni nominali con temperatura del fluido refrigerante costante, pari a 40°C . Al contrario, si avrà un incremento della temperatura dell'acqua contenuta nella SFP, fino a 90°C .

L'analisi è stata condotta mediante Ansys Mechanical APDL, modellando il diffusore comprensivo del raccordo di collegamento, del downcomer e del fondo sferico. La modellazione è stata realizzata utilizzando elementi 3D, senza introdurre materiali equivalenti; pertanto, sono stati esplicitamente modellati anche i fori. Al fine di ridurre l'onere computazionale, è stata adottata un'approssimazione che prevede la modellazione di un quarto della geometria, assumendo una distribuzione simmetrica dei fori.

In particolare, sono stati impiegati gli elementi **SOLID70**, caratterizzati dalla presenza della temperatura come grado di libertà. Tali elementi sono stati utilizzati per determinare il profilo di temperatura lungo lo spessore, che costituisce il carico termico necessario per la successiva valutazione degli stati tensionali.

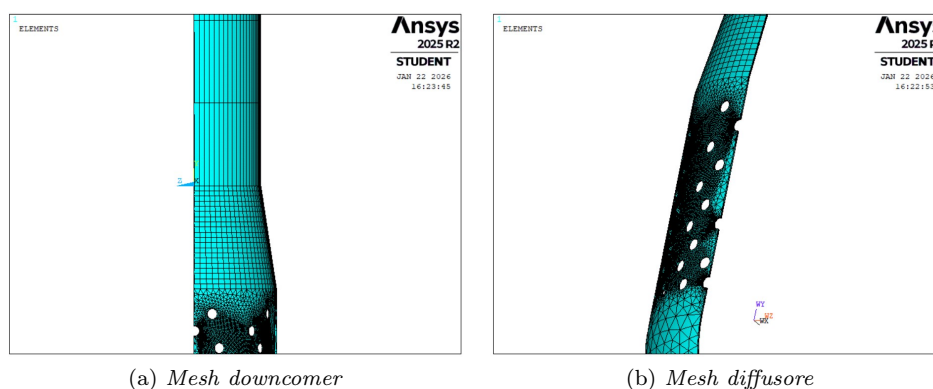


Figura 5.21: Dettagli della mesh con elementi 3D

Ai bordi in cui il corpo è tagliato viene applicato un vincolo di simmetria. L'estremità superiore del downcomer invece è sempre un vincolata attraverso un incastrato. Questo vincolo è utile a simulare le condizioni dovute alla presenza di una saldatura. Inoltre, viene scelto un coefficiente di scambio termico, così da ipotizzare uno scambio di calore che avviene per convenzione tra parete e fluido. Di conseguenza, viene assegnato un valore del coefficiente di scambio termico al punto più interno ed uno al punto più esterno della parete.

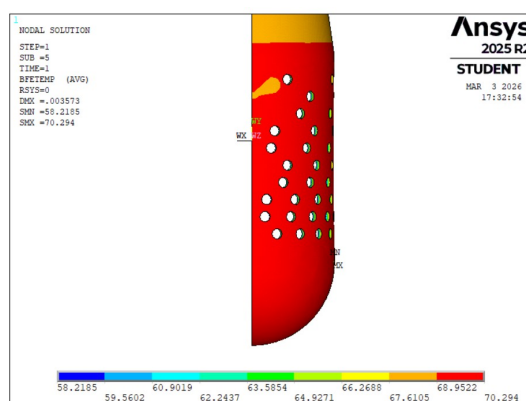


Figura 5.22: Temperatura a seguito del transitorio termico sulla superficie esterna

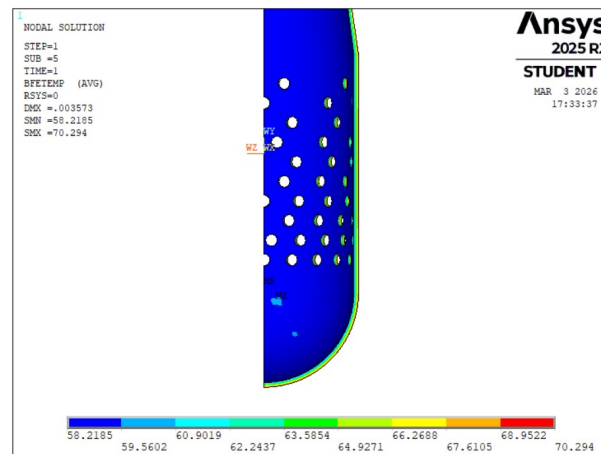
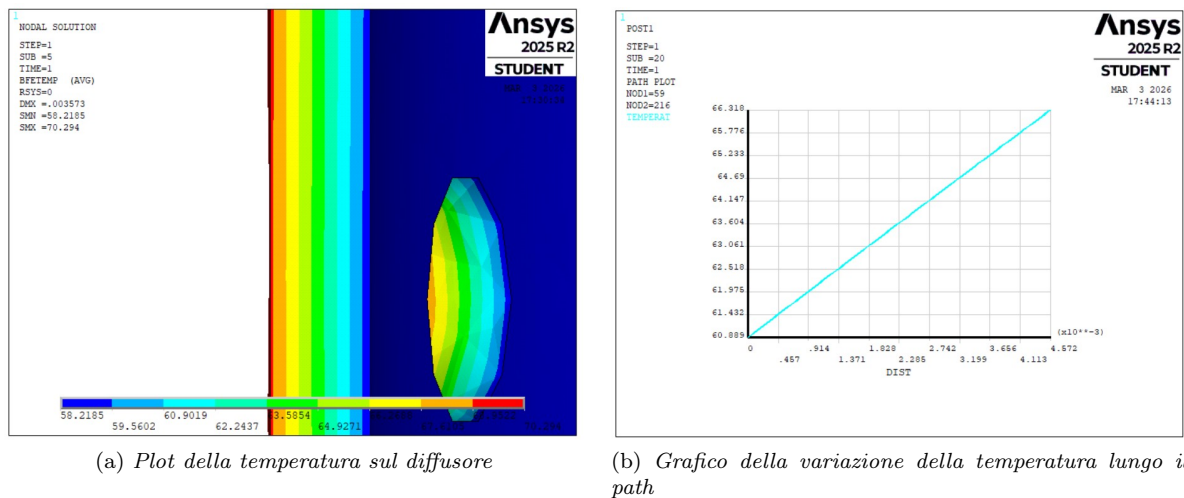


Figura 5.23: Temperatura a seguito del transitorio termico sulla superficie interna

Riportando in un grafico l'andamento della temperatura lungo lo spessore, si ottiene una variazione mostrata nella figura 5.24.



(a) Plot della temperatura sul diffusore

(b) Grafico della variazione della temperatura lungo il path

Figura 5.24: Variazione della temperatura lungo lo spessore

Il passo successivo allo sviluppo del transitorio termico è quello di sost... SPIEGARE MEGLIO. Terminato il transitorio termico, si utilizza l'elemento **SOLID185** che ha come gradi di libertà gli spostamenti, consentendo di determinare le tensioni secondarie associate al gradiente termico che si sviluppa lungo lo spessore.

A partire dai risultati ottenuti, è necessario definire un *path* lungo il quale determinare le tensioni che andranno poi linearizzate per poter essere confrontate con il limite previsto dall'appendice XIII di ASME III.

Trattandosi di tensioni secondarie, che quindi non portano a cedimento con una sola applicazione del carico, il limite di confronto è pari a $3 * S_m$.

Ricavate le tensioni per effetto del carico termico, successivamente dovranno a loro volta essere linearizzate e divise nella loro componente membranale e di bending.

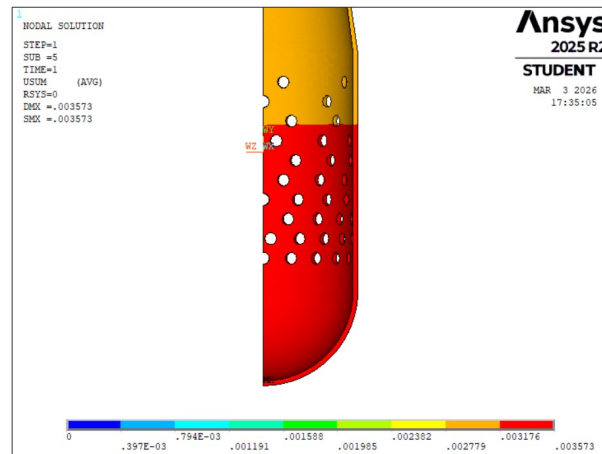
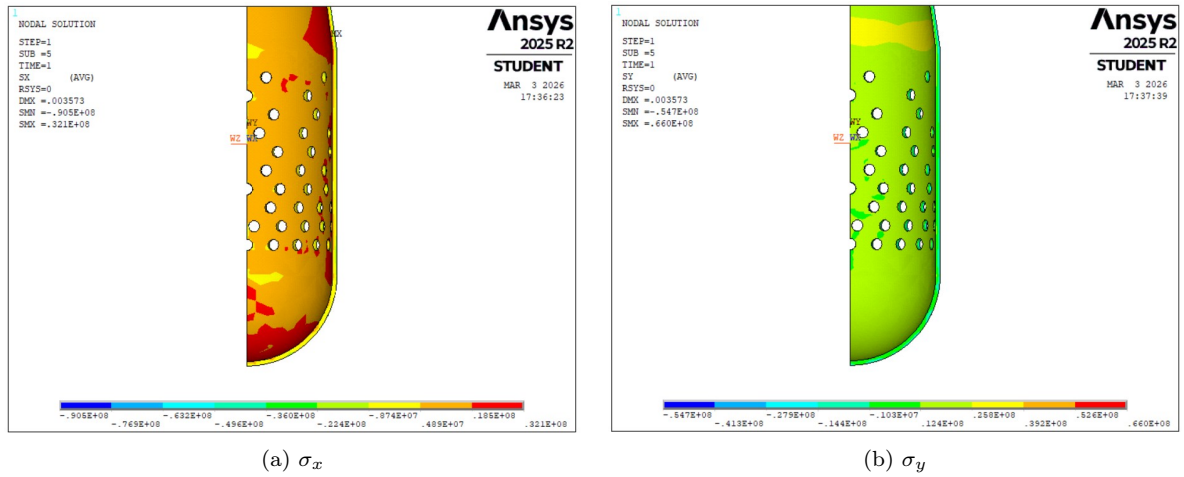


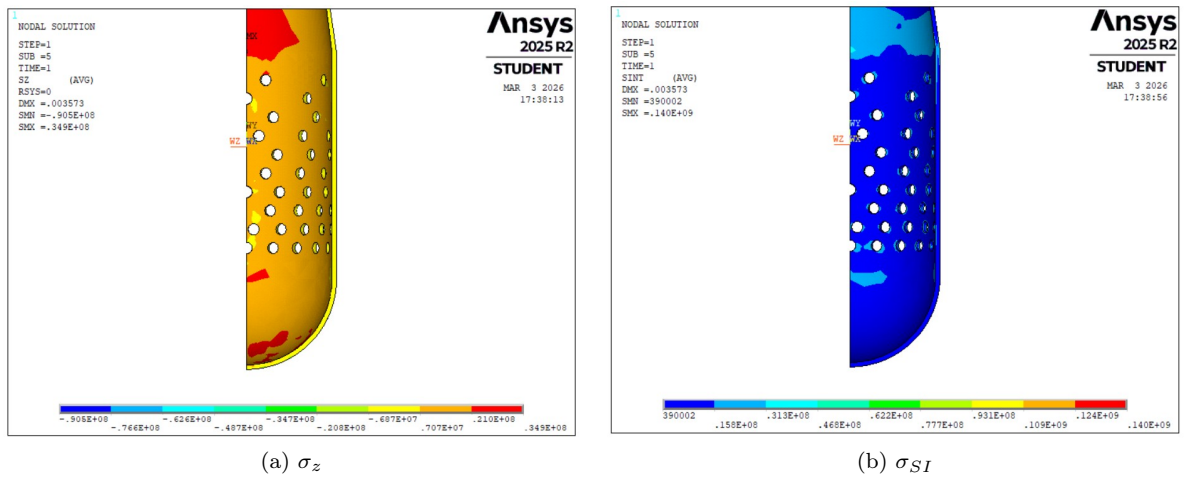
Figura 5.25: Spostamenti relativo alla temperatura



(a) σ_x

(b) σ_y

Figura 5.26: Tensioni sul diffusore



(a) σ_z

(b) σ_{SI}

Figura 5.27: Tensioni sul diffusore

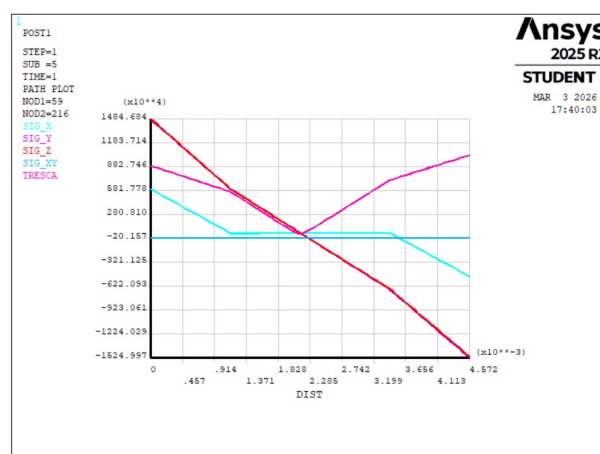


Figura 5.28: Stress lungo lo spessore

I valori delle tensioni generate dal carico termico lungo lo spessore del componente risultano contenuti ed non introducono significativi incrementi rispetto agli stati tensionali già determinati dal carico di pressione. Di conseguenza, lo spessore precedentemente dimensionato, considerando esclusivamente l'azione della pressione interna, può essere ritenuto adeguato anche in presenza del carico termico. Questo comporta che non vi è la necessità di ulteriori incrementi dimensionali.

La scelta di effettuare una modellazione tridimensionale dettagliata, che include la rappresentazione esplicita dei fori, ha permesso di ottenere una valutazione diretta e più accurata degli stati tensionali locali. Tale approccio consente di cogliere in modo realistico le concentrazioni di sforzo associate alle discontinuità geometriche, evitando il ricorso a fattori correttivi semplificativi, quali il ligament efficiency (η). Ne deriva una stima degli stress più rappresentativa del comportamento reale del componente, nonché una maggiore affidabilità complessiva dei risultati dell'analisi.

La validità dei risultati può essere confermata da una soluzione teorica. Il manuale Rock riporta una soluzione analitica in forma chiusa. Questa soluzione risulta valida considerando un cilindro in parete sottile. Il confronto può essere eseguito in una sezione del downcomer distante sia dai vincoli che dal raccordo conico in maniera tale da poter essere considerato indisturbato [28]. La soluzione in forma chiusa permette di determinare il valore di stress longitudinale:

$$\sigma_y = \frac{1}{2} \cdot \Delta T \alpha \cdot \frac{E}{1 - \nu} = \frac{1}{2} \cdot (67 - 60) \cdot ^\circ C \cdot 17.1 \cdot 10^{-6} \cdot ^\circ C^{-1} \cdot \frac{E}{1 - \nu} = 13 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

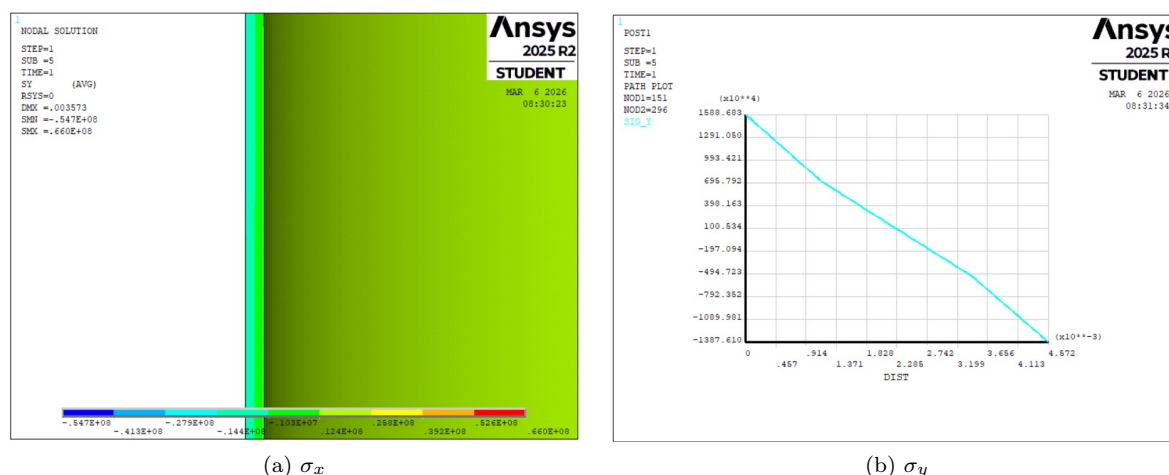


Figura 5.29: Tensioni sul downcomer

5.4.3 Dimensionamento a spostamento della testa

Completato il dimensionamento del fascio tubiero (bundle), del downcomer e del diffusore, rimane da affrontare la problematica relativa alla testa dello scambiatore. Tra le diverse soluzioni progettuali analizzate, si è deciso di adottare una configurazione di testa in grado di alloggiare piastre tubiere di tipo tradizionale, capaci di raccogliere l'intero fascio tubiero.

Considerato l'elevato numero di tubi, l'impiego di una singola piastra tubiera avrebbe comportato un incremento eccessivo delle dimensioni, in particolare in termini di diametro. Per questo motivo, si è ritenuto necessario adottare almeno due piastre tubiere, al fine di contenere gli ingombri complessivi. Ne consegue la scelta di una testa di scambiatore, schematizzata in figura 5.30 e 5.31. Questa testa non è soggetta a pressione ed è formata da due bocchelli di uscita, dove si trovano le piastre tubiere e un tubo di ingresso centrale al quale è collegato

Il principale vantaggio di questa soluzione risiede nella facilità di ispezione delle piastre tubiere, come verrà discusso nei capitoli successivi. La presenza della curvatura nel tubo centrale della testa si rende necessaria per agevolare le operazioni di serraggio dei bulloni durante la fase di montaggio, tenendo conto degli ingombri del tensionatore.



Figura 5.30: Vista frontale

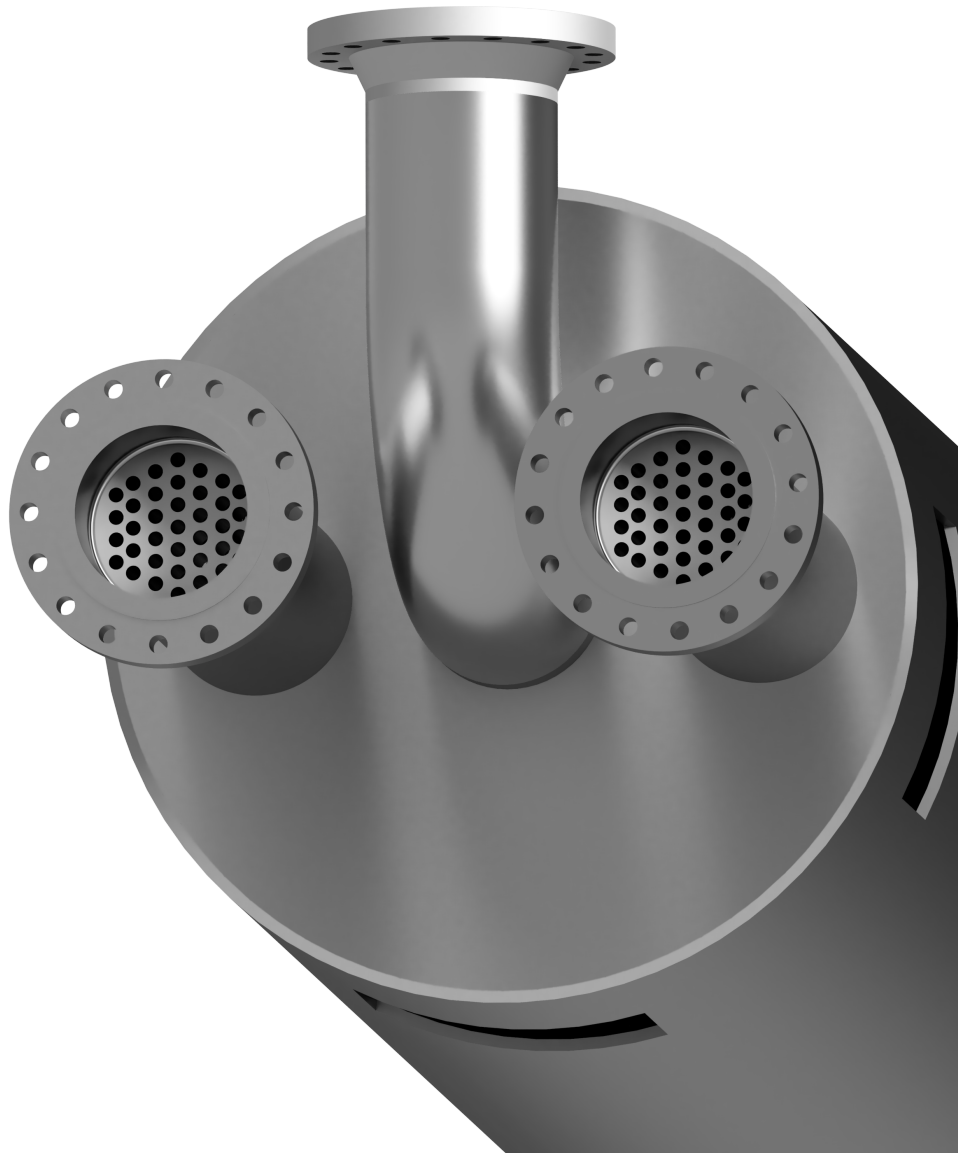


Figura 5.31: Vista superiore

Le flange sono state dimensionate by formula trattandosi di una tipologia standard. Il dimensionamento della piastra tubiera si basa sulla stessa idea adottata per il diffusore, quindi introducendo un materiale equivalente e studiando il corpo come un assialsimmetrico.

La testa, dal canto suo, è un disco non soggetto a pressione. Di conseguenza non è necessario fare una verifica sullo stato tensionale; tuttavia, la stessa, sarà soggetta all'azione del peso dei 135 tubi del bundle oltre che al peso proprio. Dato lo spessore elevato, che in accordo ad altre soluzioni esistenti in letteratura è stato scelto di 100 mm, è stata fatta una verifica della testa a spostamento per verificarne la deflessione e assicurarsi che non sia troppo eccessiva.

La verifica è stata eseguita in Ansys Workbench dove è stato importato il file step realizzato in Solidworks e applicato, come carico, oltre che il peso proprio della piastra, il peso dei tubi e il carico sulle flange. Infatti, queste ultime non sono state modellate, per cui è stato applicato un carico di pressione equivalente lungo la superficie in cui la flangia stessa sarà saldata.

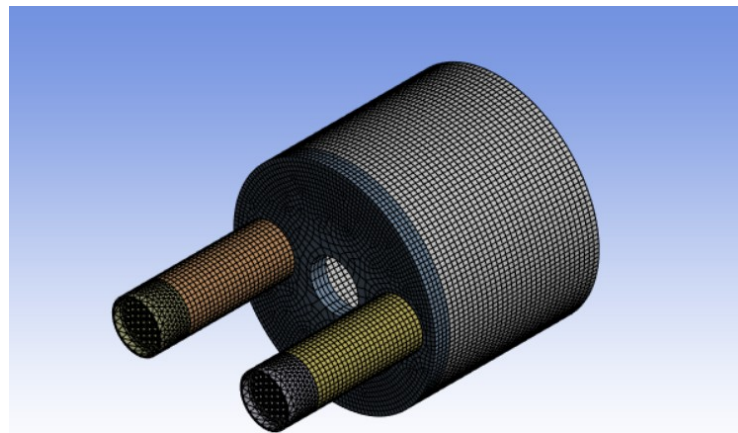


Figura 5.32: Mesh testa

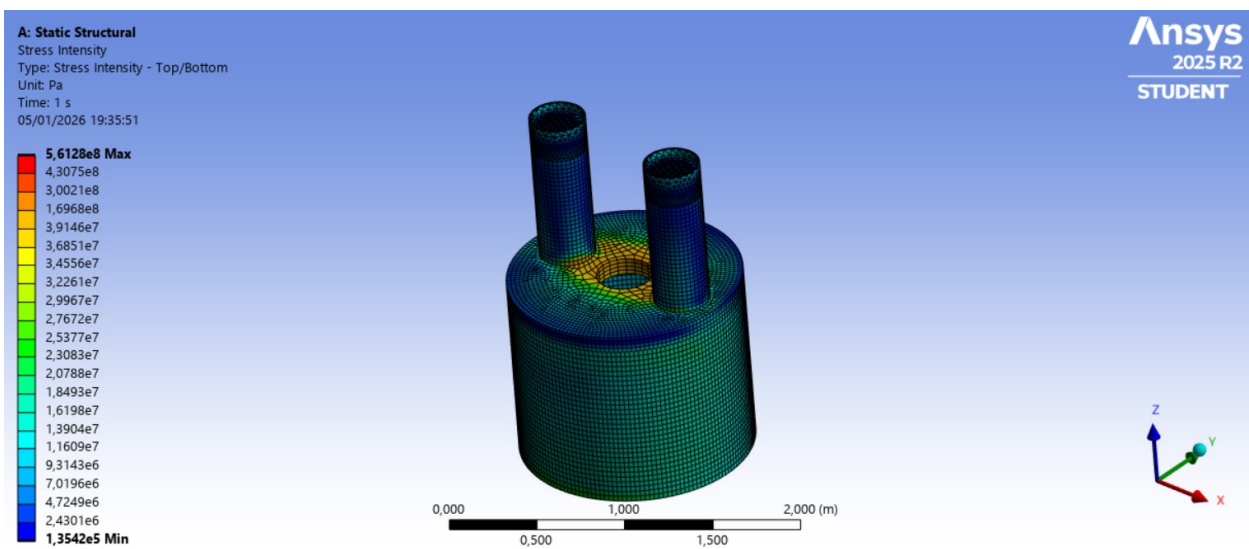


Figura 5.33: Stress intensity

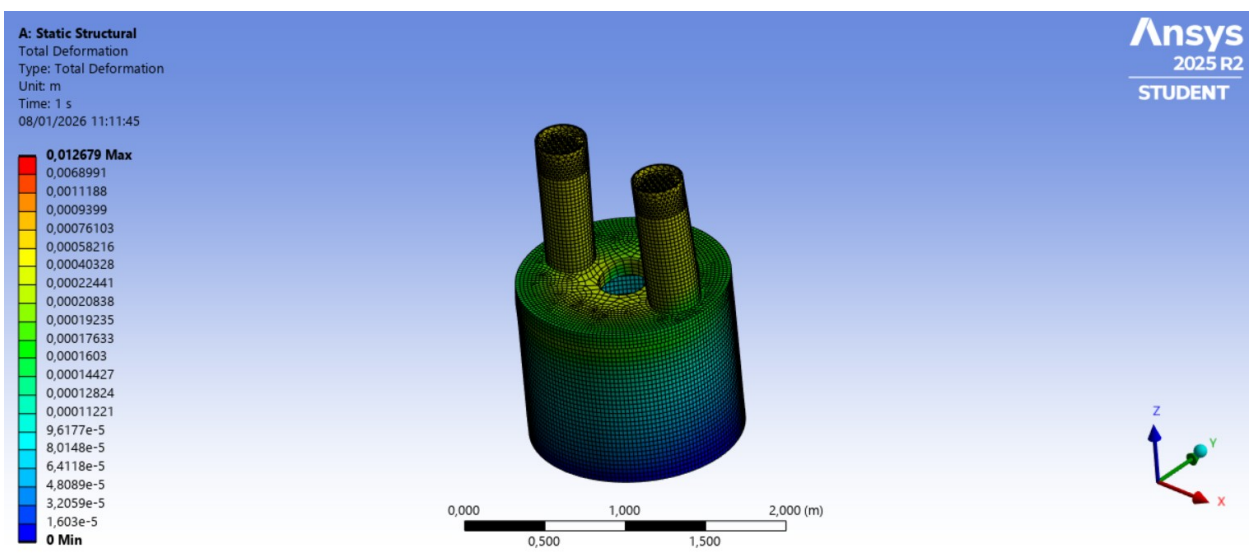


Figura 5.34: Spostamenti testa

E' possibile estrapolare le tensioni e linearizzarle direttamente dall'ambiente *Workbench*. La testa non è soggetta ad un DBA, comunque è buona pratica controllare gli stress che si sviluppano nella zona più critica. Questa zona è identificata nella zona del foro di passaggio del tubo collegato al downcomer. Infatti, questa area è quella caratterizzata da una maggiore inflessione che comporta uno sviluppo di stress maggiori. L'andamento delle tensioni linearizzate è riportato in figura 5.35.

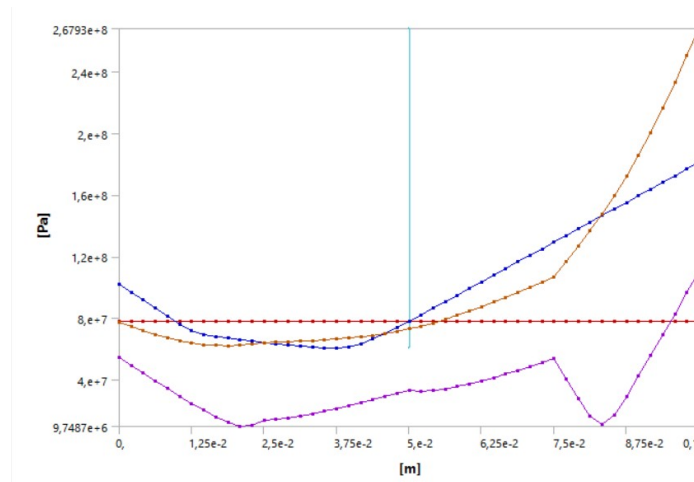


Figura 5.35: Stress linearizzati lungo lo spessore della testa: rosso - membranale, blu - membranale + bending, viola - picco, giallo - totale

5.4.4 Design by Analysis della piastra tubiera

Nello scambiatore di calore sono presenti due piastre tubiere utili a raccogliere i tubi appartenenti al bundle. Avere due piastre tubiere speculari è utile per ragioni di simmetria oltre che di ingombri. Infatti, a causa delle dimensioni della testa dello scambiatore, la soluzione con un'unica piastra tubiera non era realizzabile.

La distribuzione dei fori nelle piastre tubiere sono progettate in conformità allo standard TEMA. In questo particolare caso è stato scelto un *pattern triangolare* a 30° dei fori con passo pari a 38.1 mm. Dalla scelta del pattern dei fori si ottengono le dimensioni della piastra tubiera. La scelta dello spessore, di 100 mm, si basa su esperienze aziendali pregresse. Le dimensioni scelte di queste piastre tubiere sono state verificate by Analisis.

È sufficiente analizzare solo una delle due piastre tubiere. Anche in questo caso è stata modellata come un corpo assialsimmetrico ed è stata introdotta una semplificazione per tenere conto della riduzione della rigidità nella zona forata. I dati essenziali per lo studio sono riportati di seguito:

$$p = 38.1 \text{ mm} \quad (5.33)$$

$$h = 12.7 \text{ mm} \quad (5.34)$$

$$\eta = \frac{h}{p} = 0.33 \quad (5.35)$$

Con questo valore di η dalle norme ASME III, appendix A8000, si ottengono i valori del modulo di Young e del coefficiente di Poisson relativi al materiale equivalente:

$$E^* = 0.28 \cdot E$$

$$\nu^* = 0.33 \cdot \nu$$

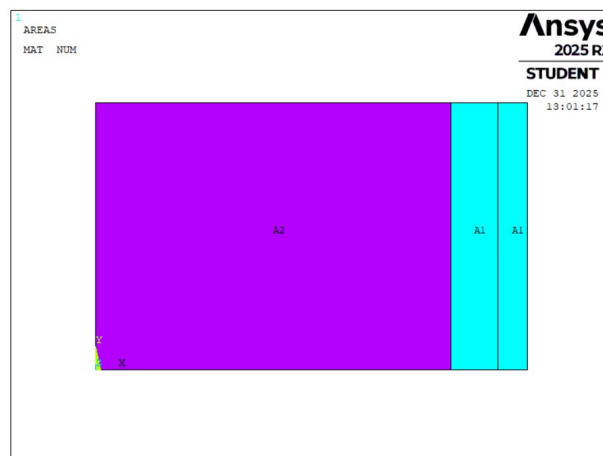


Figura 5.36: Materiale e materiale equivalente assegnati alle diverse regioni della piastra tubiera

Il materiale utilizzato per le piastre tubiere è l'acciaio inossidabile 316L, come per il resto dello scambiatore di calore, il quale ha le seguenti caratteristiche:

Proprietà	Valore
Modulo di Young	190 GPa
Poisson	0.3

Tabella 5.8: Caratteristiche fisiche del 316L

I carichi applicati sono due:

- carico di pressione sulla superficie superiore: si tratta della pressione legata al fluido in uscita della piastra tubiera

- peso: peso proprio della piastra e peso dei tubi mandrinati sulla piastra tubiera; quest'ultimo è applicato come un carico di pressione equivalente

Per calcolare la pressione equivalente utile a simulare il peso dei tubi è stata ipotizzata una lunghezza media dei tubi pari a 25 m.

$$Area_{tubo} = \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2) = 94.47 \text{ mm}^2 \quad (5.36)$$

$$V = Area_{tubo} \cdot L = 153525185.7 \text{ mm}^3 \quad (5.37)$$

$$peso = 65 \cdot V \cdot \rho_{acciaio} \cdot g \quad (5.38)$$

$$P_{eq} = peso \cdot Area_{piastra} = 0.2154 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

Applicando questi carichi distribuiti si ottiene la soluzione statica. Lo spostamento della piastra è riportato in figura 5.37.

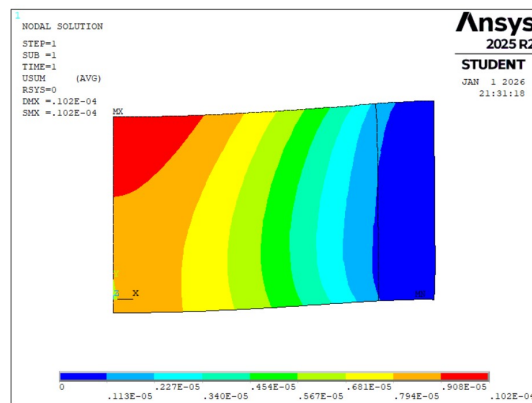


Figura 5.37: Spostamenti della piastra tubiera

Gli stress intensity sono riportati in figura 5.38.

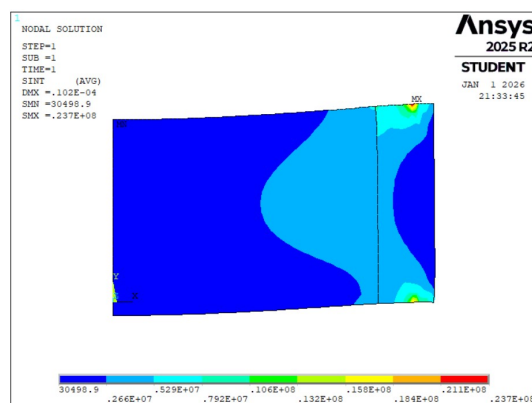


Figura 5.38: Stress intensity piastra tubiera

Come per il DBA del diffusore, l'introduzione di una rigidità equivalente per tenere conto della presenza delle forature consente all'analisi statica di restituire valori corretti delle deflessioni. Mentre, le tensioni risultano rappresentative dei valori reali esclusivamente nelle regioni di materiale pieno. Di conseguenza, una volta ottenuti i risultati della simulazione, è necessario sottoporli a un'ulteriore fase di post-processing al fine di ricavare valori di tensione quanto più possibile rappresentativi di

quelli effettivamente presenti nella piastra forata. In particolare, nella zona del diffusore, le tensioni membranali ottenute dal modello devono essere opportunamente convertite affinché rappresentino fisicamente il valore medio delle tensioni agenti nelle porzioni di materiale comprese tra un foro e il successivo. Quindi anche per la piastra tubiera per estrapolare i risultati in Ansys Mechanical APDL è necessario costruire i *path* e occorre farlo in più sezioni caratteristiche. Si è deciso di utilizzare i *path* riportati in figura 5.39

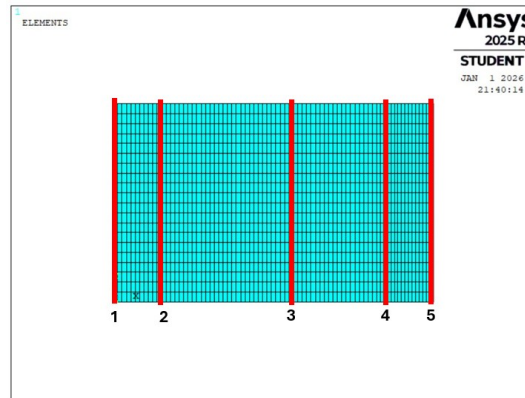


Figura 5.39: *Path* della piastra tubiera

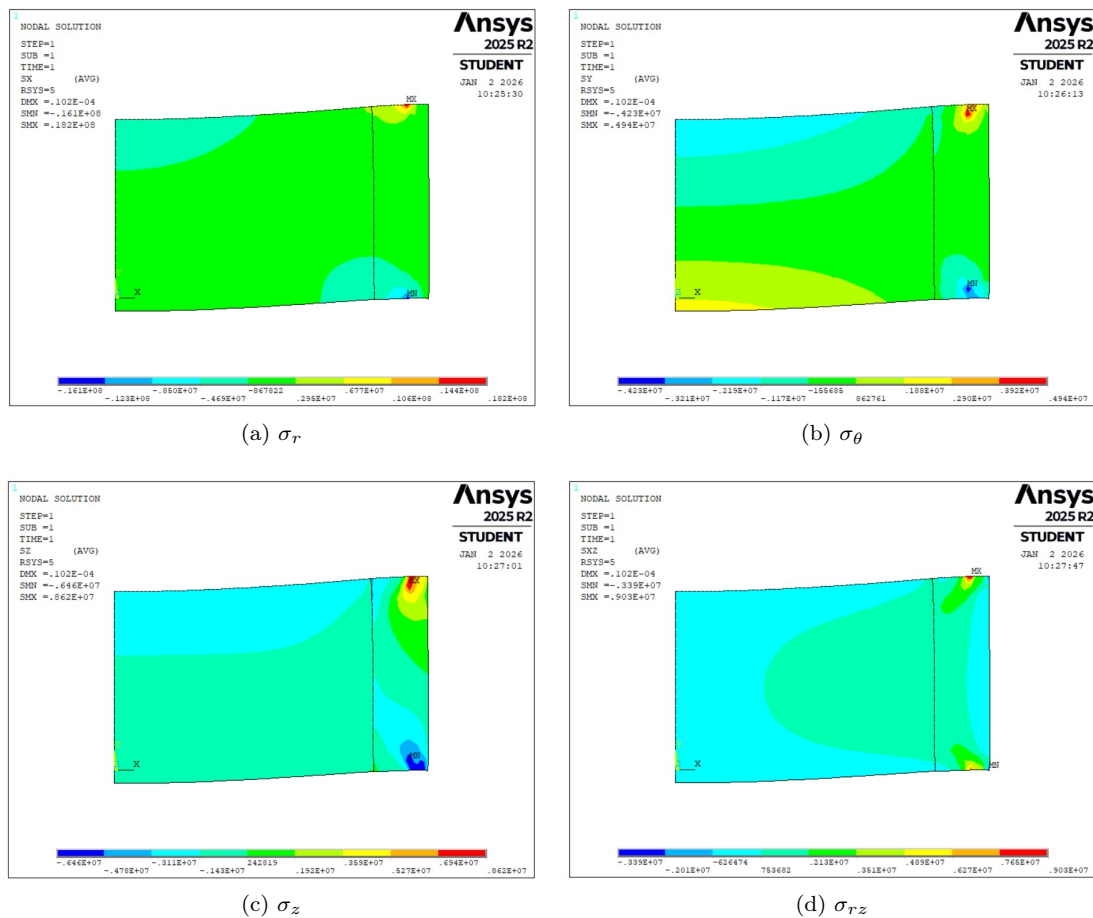


Figura 5.40: Componenti del tensore di stress sulla piastra tubiera

Le diverse componenti di stress, come per il caso del diffusore, sono riportate in figura 5.40. Queste

vengono rielaborate in *post-processing* per ottenere un valore di stress tale da poter essere confrontato con i limiti imposti dalle norme ASME. Questi limiti sono analoghi al caso precedente e sono riportati in tabella 5.3.

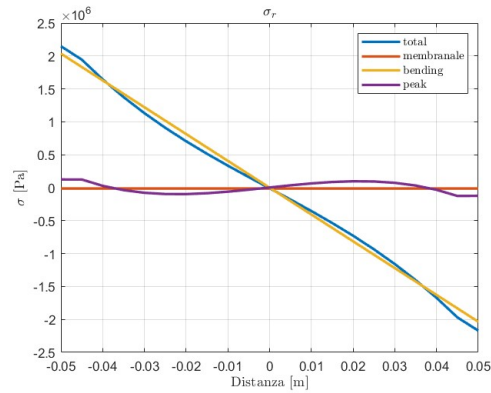


Figura 5.41: Tensione radiale linearizzata lungo lo spessore

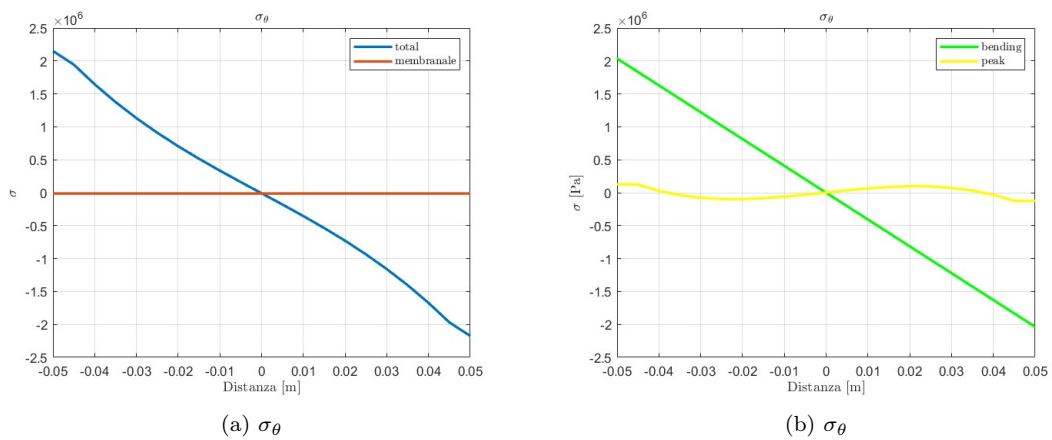


Figura 5.42: Hoop stress

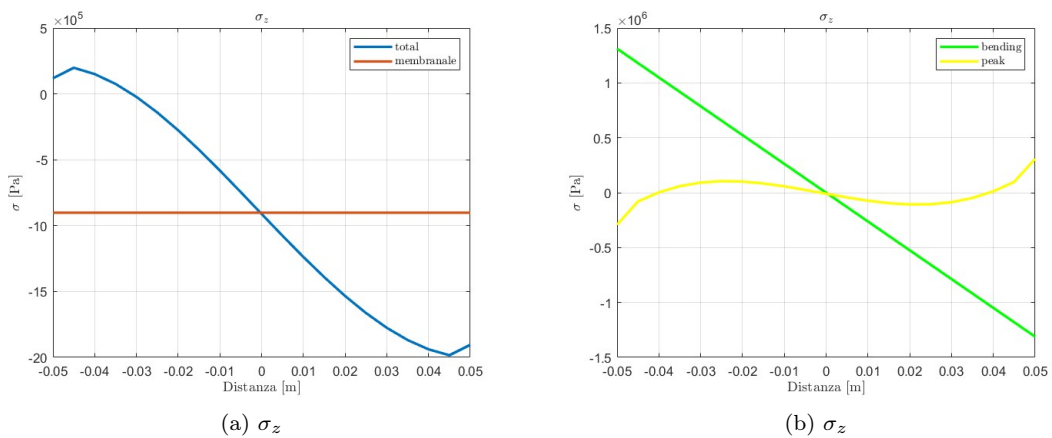


Figura 5.43: Stress assiale

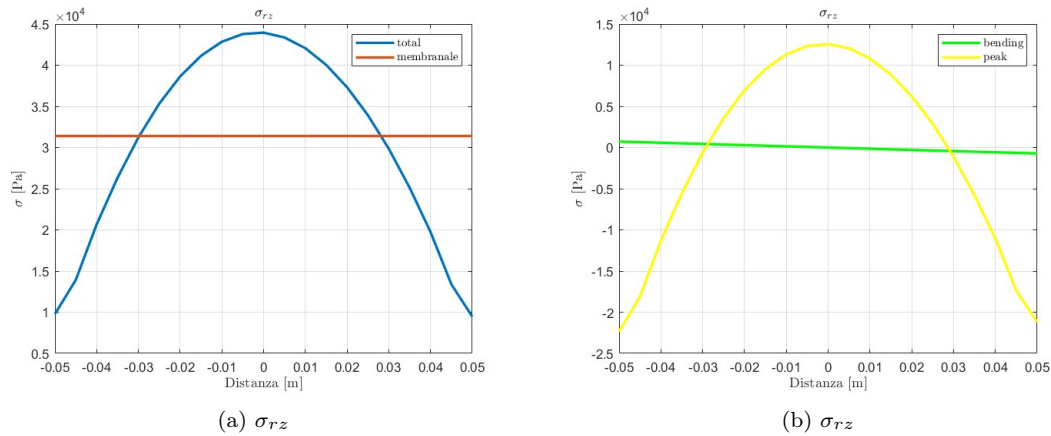


Figura 5.44: Stress di taglio

Da queste tensioni si ricavano le componenti principali di tensione per poi ricavare la tensione equivalente di Tresca che viene usata come confronto con i limiti previsti dalle norme ASME. La tensione di hoop (σ_θ) è già una tensione principale, le altre due componenti di tensione principale vengono calcolate con le seguenti formule:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \sigma_{rz}^2} \quad (5.40)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \sigma_{rz}^2} \quad (5.41)$$

Tensione	Valore [MPa]	Limite [MPa]	Ratio	Sezione
P_m	2.9760	115	0.0259	1
$P_m + P_b$	9.1458	172.5	0.0530	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	3.6134	115	0.0314	2
$P_m + P_b$	8.8641	172.5	0.0514	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	7.7507	115	0.0674	3
$P_m + P_b$	6.0459	172.5	0.0350	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	3.7652	115	0.0327	4
$P_m + P_b$	4.8115	172.5	0.0279	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	
P_m	1.9202	115	0.0167	5
$P_m + P_b$	2.0666	172.5	0.0120	
$P_m + P_b + Q$	-	-	-	

Tabella 5.9: Risultati DBA

Al termine del design by Analysis della piastra tubiera lo spessore ipotizzato all'inizio risulta verificato in accordo alle ASME III, division I, subsection NB.

Componente	Spessore [mm]
Piastra tubiera	100

Tabella 5.10: Spessore dimensionato al termine del DBA

5.5 CAD

Al termine del DBF e DBA ciascuna componente dello scambiatore di calore risulta dimensionata in accordo alle normative ASME III, class I, division I, subsection NB. Partendo dalle dimensioni ottenute, cioè spessori e ingombri, è stato realizzato un modello 3D complessivo dello scambiatore di calore.



Figura 5.45: Vista frontale



Figura 5.46: Vista inferiore

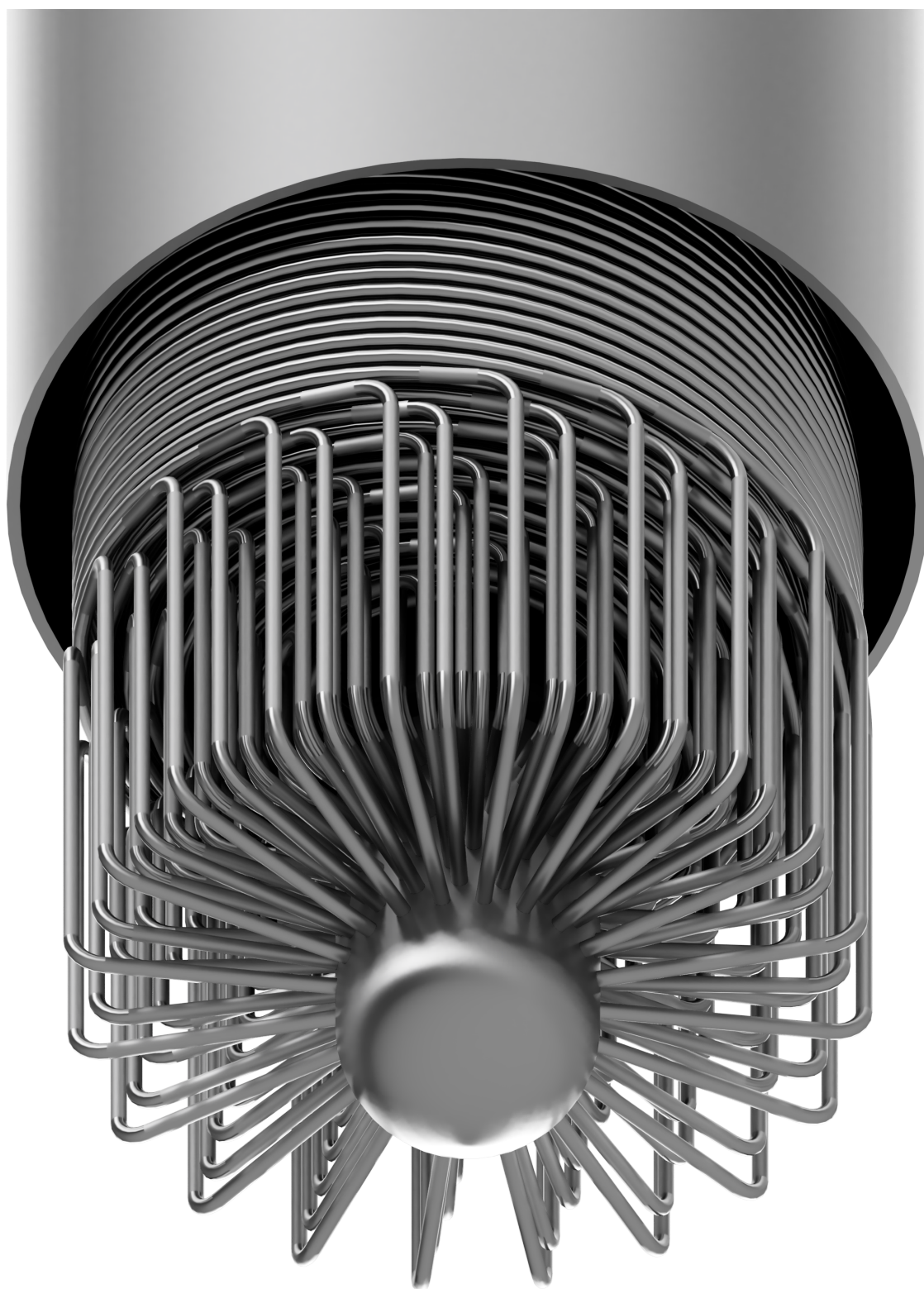


Figura 5.47: Vista diffusore

5.6 Analisi modale dello scambiatore di calore

L'analisi modale rappresenta una tecnica fondamentale per la caratterizzazione del comportamento dinamico di un sistema. I metodi di analisi modale si basano sullo studio delle forme modali, che possono essere ottenute sia tramite approcci sperimentali sia mediante simulazioni numeriche.

Nel caso specifico dello scambiatore di calore, in base al requisito suggerito dalle norme di corretta progettazione sismica, l'obiettivo principale dell'analisi è l'individuazione della prima frequenza propria del sistema. Tale parametro risulta infatti direttamente correlato alla rigidezza dinamica complessiva della struttura, che rappresenta uno dei requisiti di progetto. Si osserva tuttavia che questo requisito non è esplicitamente prescritto dalle normative ASME, ma deriva da considerazioni progettuali volte a garantire un adeguato comportamento dinamico dell'apparecchiatura in condizioni sismiche.

Considerando i diversi componenti dello scambiatore di calore, la principale criticità è associata al fascio tubiero (bundle), caratterizzato da una bassa rigidezza dinamica. Risulta pertanto necessario individuare opportuni sistemi di rinforzo in grado di incrementarne la rigidezza sia assiale sia radiale, garantendo al contempo che tutte le soluzioni possono essere realizzate durante le fasi di montaggio dello scambiatore.

Sono stati scelti dei supporti (baffles) derivati dallo standard TEMA che garantiscano l'irrigidimento del bundle. In questa configurazione, ciascun tubo risulta vincolato all'interno del rispettivo foro, con un blocco sia degli spostamenti radiali sia di quelli assiali. Resta tuttavia necessario verificare l'eventuale possibilità di movimento del tubo per scorrimento lungo il proprio asse all'interno del foro. Questo aspetto potrebbe influenzare il comportamento dinamico del sistema. Questo tipo di valutazione richiede peraltro la stima corretta dell'accoppiamento e dell'attrito di ogni tubo, nonché una modellazione in termini dinamici che non può essere esaurita in questo modo preliminare ma richiederà specifiche strategie, sia FEM che sperimentali.

Come osservato in alcune simulazioni numeriche preliminari l'impiego di un singolo supporto verticale, che possa contenere tutto il bundle, non risulta sufficiente a garantire un'adeguata rigidezza del sistema. Per questo motivo, si è ipotizzata l'adozione di una distribuzione angolare equispaziata di più supporti. In prima istanza, al fine di ottenere un irrigidimento più uniforme ed efficace, è stata effettuata una simulazione in cui erano stati modellati 6 supporti. Al fine di verificare l'effettivo aumento di rigidezza del bundle, attraverso l'utilizzo di questi supporti, sono state eseguite delle analisi modali in Ansys Mechanical APDL realizzando un codice per generare sia le eliche che vincolarle automaticamente.

5.6.1 Analisi modale in Ansys Mechanical APDL

Prima di verificare l'intero bundle sono state condotte una serie di indagini preliminari, dal punto di vista dinamico, per identificare la criticità del design e simulare correttamente l'intero fascio tubiero. Dalle simulazioni si conferma che la minor frequenza propria è associata alla spira con diametro maggiore. Infatti, in questa spira sono presenti i tratti di tubo più estesi fra un vincolo e l'altro. Questo comporta una minor rigidezza rispetto alle spire più interne.

Pertanto, si è modellata l'ultima spira costituita da 20 tubi e un numero iniziale di supporti pari a 6. I tubi sono stati modellati con elementi monodimensionali (**PIPE16**), mentre le piastre con elementi shell (**SHELL181**).

Il materiale utilizzato è l'acciaio inossidabile 316L. La densità dell'acciaio è stata sostituita con una **equivalente per tenere conto nel calcolo modale della massa idrostatica**. Infatti si ha che:

$$f \propto \sqrt{\frac{K}{m}}$$

tale correzione rappresenta fisicamente il fatto che, considerando vibrazioni libere del sistema, la massa d'acqua contribuisce al termine inerziale ma è pressochè trascurabile rispetto a quello di rigidezza.

I vincoli applicati sul bordo interno del supporto di irrigidimento sono considerati come un incastro. Infatti, ha senso immaginare che il supporto possa essere saldato sul downcomer. Così facendo si realizza il blocco sia dei 3 gradi di libertà traslazionali che quelli rotazionali. Il collegamento tra ciascun foro e il tubo è stato realizzato con l'utilizzo **CERIG** (constraint equation) i quali consentono un accoppiamento infinitamente rigido tra i nodi del foro (dipendenti) e il nodo appartenente alla mesh del tubo. I vincoli applicati al fascio tubiero sono vincoli di incastro sia all'estremità superiore

che inferiore, collegate rispettivamente alla piastra tubiera e al downcomer che in queste analisi non sono stati modellati.

La densità equivalente è stata ottenuta come segue:

$$Area_{interna} = \pi \cdot \frac{(d - 2 \cdot t)^2}{4} = 412.23 \text{ mm}^2 \quad (5.42)$$

$$Volume_{acqua} = Lunghezza \cdot n_{tubi} \cdot Area_{interna} = 0.010123 \text{ m}^3 \quad (5.43)$$

$$massa_{acqua} = Volumen_{acqua} \cdot \rho_{acqua} = 202.47 \text{ Kg} \quad (5.44)$$

$$massa_{tubi} = n_{tubi} \cdot Volume_{tubi} \cdot \rho_{acciaio} = 370.77 \text{ Kg} \quad (5.45)$$

$$massa_{tot} = massa_{acqua} + massa_{tubi} = 573.25 \text{ Kg} \quad (5.46)$$

$$\rho_{eq} = 12353.28 \text{ Kg/m}^3 \quad (5.47)$$

Definite le caratteristiche del materiale equivalente, che consente di applicare il carico del peso dell'acqua come un carico distribuito, si possono analizzare i primi risultati. In questi, l'obiettivo cercato è quello di ottenere la forma modale associata a ciascuna frequenza propria.

Anche lo spessore delle piastre rappresenta una variabile rilevante. Sebbene esse siano tutte forate e quindi la percentuale di materiale effettivamente collaborante all'incremento di massa del sistema risulti significativamente ridotto, si tratta comunque di piastre con altezza pari a circa 5 m. Pertanto, è necessario valutare in che misura l'aumento dello spessore contribuisca all'incremento di rigidezza rispetto al corrispondente aumento di massa.

La prima soluzione verificata prevede **6 piastre** equispaziate con **spessore pari a 10 mm**.

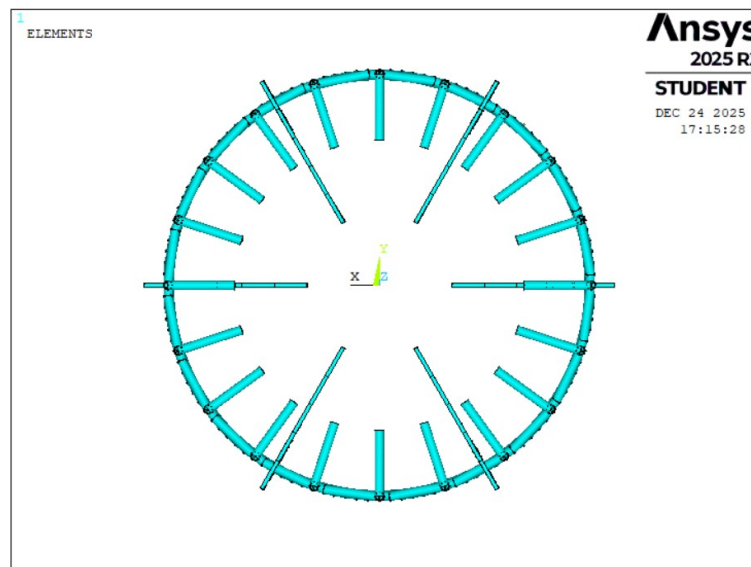


Figura 5.48: Vista superiore

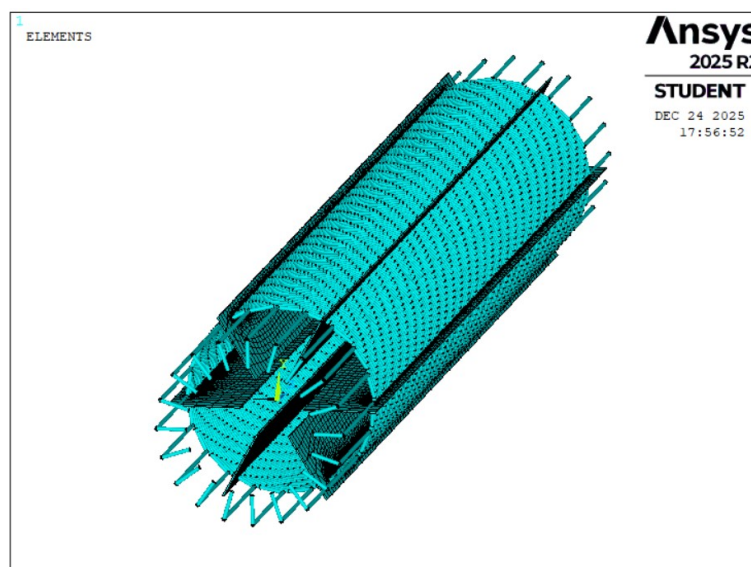


Figura 5.49: Vista assometrica

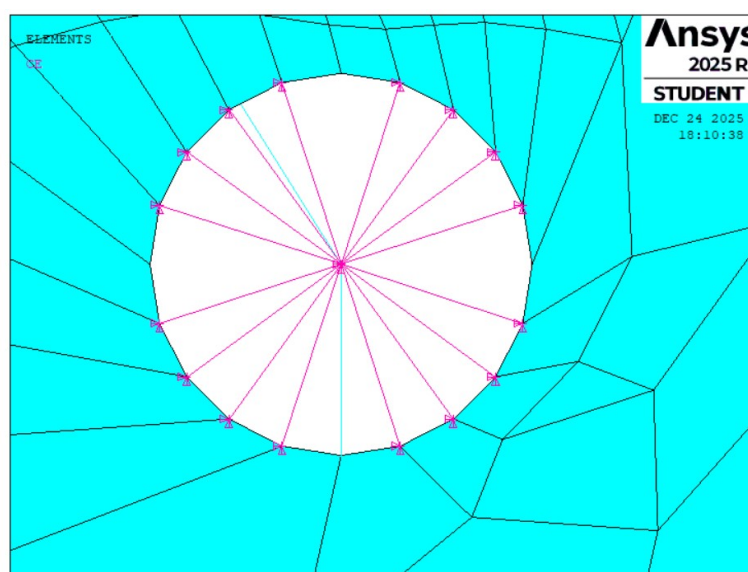


Figura 5.50: Dettaglio accoppiamento con elemento CERIG

Il risultato della prima analisi modale è riportato in figura 5.51. Si nota che il risultato ottenuto per la frequenza propria è di circa 23 Hz e che la forma modale è caratterizzata dalla vibrazione della parte inferiore del bundle. Questo a causa dei vincoli non sufficienti ad irrigidire quella specifica zona. Per aumentare la rigidità del sistema sono state eseguite, successivamente, ulteriori simulazioni in cui è stato aumentato il numero dei supporti mantenendo costante lo spessore precedente. La seconda simulazione è stata eseguita con **8 piastre** di spessore pari a **10 mm**.

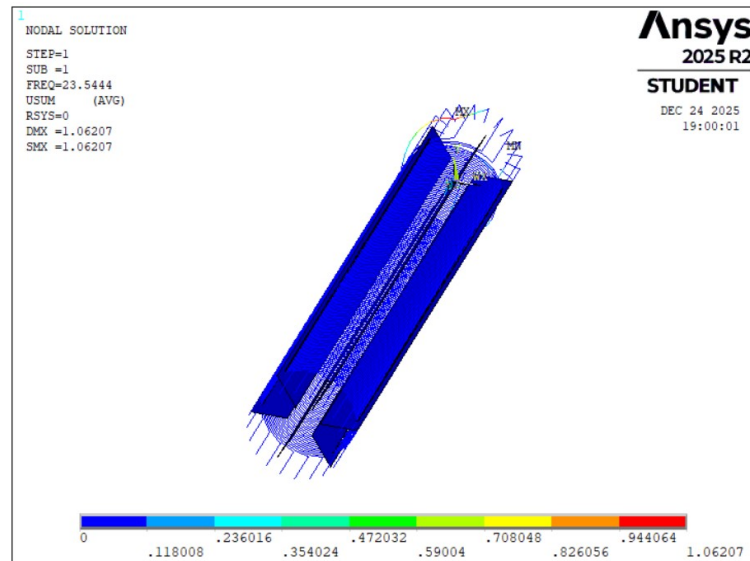


Figura 5.51: Analisi modale con 6 piastre e spessore 10 mm.

I risultati ottenuti dalla seconda analisi modale sono riportati in figura 5.52 e 5.53. In cui si nota come le prime due frequenze proprie interessano i modi di vibrare dei supporti. Questo conferma che infittendo le piastre e i relativi punti di supporto, l'effetto dei tratti liberi si riduce e il sistema tende a comportarsi correttamente come un sistema rigido. Guardando le frequenze successive si riescono a raggiungere valori superiori ai 35 Hz come mostrato nella figura 5.54. Questo dimostra che l'ipotesi di aumentare il numero di supporti ha irrigidito la struttura. Il passo successivo è stato quello di simulare la frequenza propria del sistema aumentando lo spessore del supporto. La terza analisi modale è eseguita con **8 piastre** con spessore di **20 mm**.

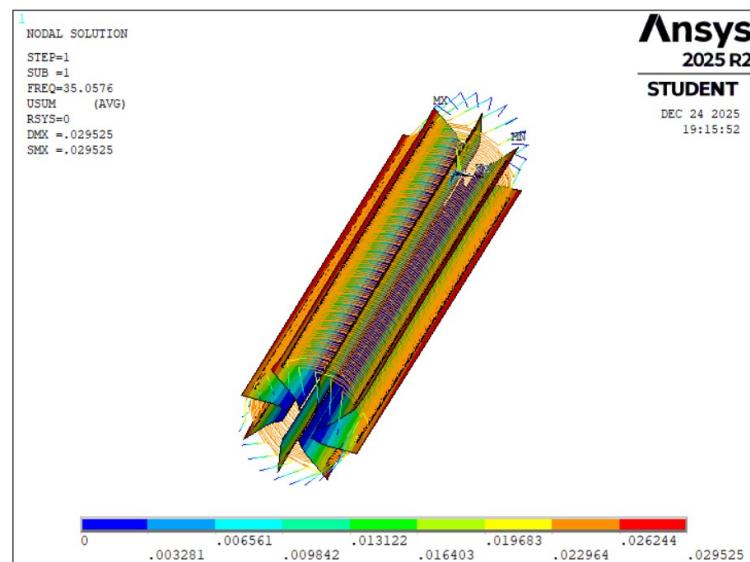


Figura 5.52: Prima frequenza propria

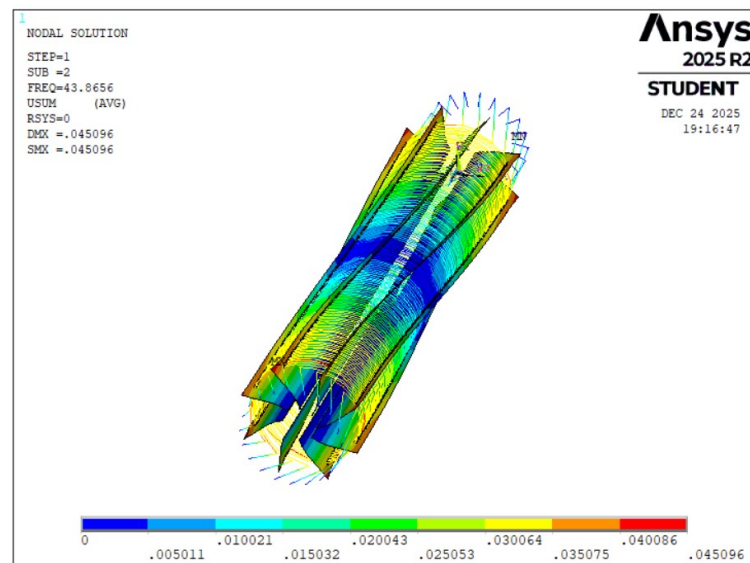


Figura 5.53: Seconda frequenza propria

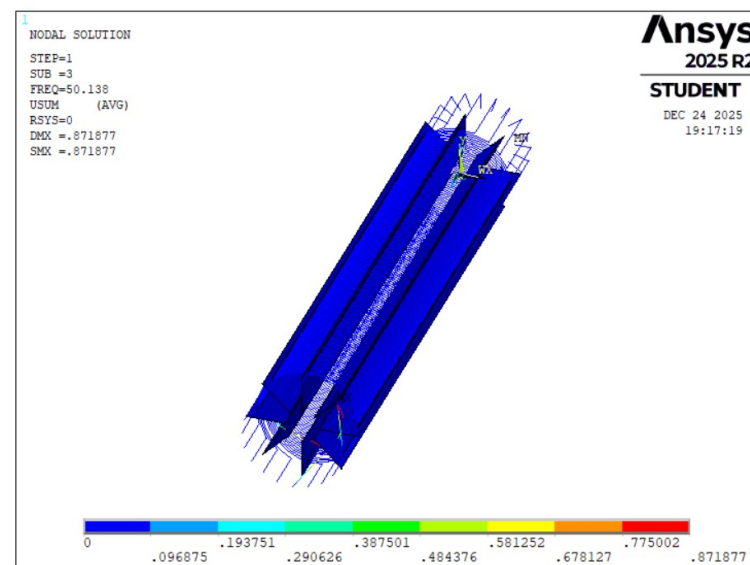


Figura 5.54: Terza frequenza propria con 8 piastre e spessore 10 mm.

Come si vede in figura 5.55, 8 piastre e spessore 20 mm sembra una soluzione tale da garantire il raggiungimento del requisito dinamico previsto.

Occorre fare un'importante precisazione: questa frequenza è stata ottenuta modellando le sole eliche dell'ultima spira, se si modellasse l'intero bundle si potrebbe avere un aumento di rigidità inferiore al relativo aumento di massa sebbene le piastre garantiscano potenzialmente un buon vincolo relativo tra spira e spira; in quel caso potrebbe essere necessario aumentare il numero di piastre.

Infatti, anche il numero di piastre è una variabile da ottimizzare compatibilmente con la fattibilità costruttiva; ci si attende infatti che si raggiunge il punto in cui l'aumento di piastre porterebbe ad un aumento di massa senza un giustificato aumento di rigidità.

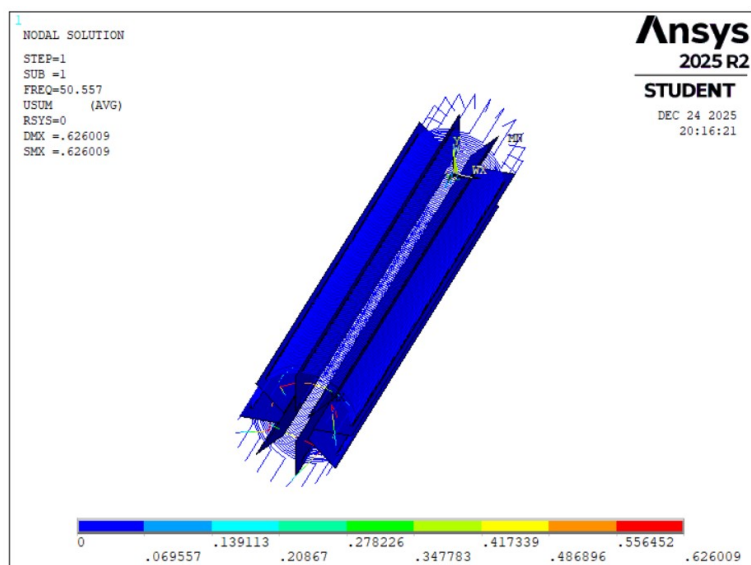


Figura 5.55: Prima frequenza propria con 8 piastre e spessore 20 mm.

Capitolo 6

Requisiti di fabbricazione

6.1 Requisiti di approvvigionamento dei materiali

Una volta completate le scelte progettuali e il dimensionamento meccanico dei diversi componenti, la realizzazione dello scambiatore di calore richiede la fase di **approvvigionamento dei materiali**. Sebbene tutti i componenti siano realizzati dello stesso materiale, ciascuno di essi è caratterizzato da un processo produttivo differente, strettamente dipendente dalla geometria e dalle dimensioni del singolo elemento.

Per tale motivo, a ogni componente è associata una **specifica di fornitura** dedicata, definita in funzione della modalità di produzione adottata, che può prevedere la realizzazione a partire da tubo, lamiera o forgiato.

Un altro aspetto fondamentale è determinare come e se le varie componenti possono essere installate. Parte delle soluzioni che sono state pensate durante queste lavoro di tesi sono state scartate per via dell'impossibilità costruttiva.

6.1.1 Caratteristiche degli acciai inossidabili

L'acciaio inossidabile, materiale impiegato per la realizzazione di tutti i componenti dello scambiatore di calore, è una lega ferro-carbonio caratterizzata da una percentuale di carbonio inferiore al 2%; valori superiori di contenuto di carbonio porterebbero infatti alla formazione delle ghise, con conseguenti proprietà meccaniche e metallurgiche differenti. In particolare un acciaio è inossidabile se ha una percentuale di cromo superiore all' 11%.

È il **cromo** l'elemento che conferisce agli acciai inossidabili la loro **caratteristica resistenza alla corrosione**. In presenza di cromo, infatti, non si forma l'ossido di ferro, ma un sottile strato superficiale di ossido di cromo, chimicamente stabile e aderente, che passiva il materiale sottostante e ne impedisce l'ulteriore ossidazione.

Il cromo è tuttavia anche un efficace formatore di carburi; in determinate condizioni può quindi verificarsi il fenomeno della **sensibilizzazione**. Tale fenomeno consiste nella precipitazione di carburi di cromo ai bordi di grano, che sottraggono cromo alla soluzione solida nelle zone adiacenti. Se il contenuto locale di cromo scende al di sotto del **valore critico di circa 12%**, non è più garantita la formazione dello strato passivante di ossido di cromo, con conseguente riduzione della resistenza alla corrosione. Gli acciai maggiormente soggetti a sensibilizzazione sono quelli caratterizzati da un elevato contenuto sia di cromo sia di carbonio.

Una possibile strategia per ridurre la sensibilizzazione consiste nella diminuzione del tenore di carbonio; tuttavia, tale scelta comporta una penalizzazione delle proprietà meccaniche. Una soluzione alternativa è rappresentata dall'aggiunta di elementi di lega quali titanio o tantalio, che presentano una maggiore affinità chimica con il carbonio rispetto al cromo. In questo modo si favorisce la formazione di carburi stabili di Ti o Ta, mantenendo il cromo in soluzione solida e preservandone la funzione passivante.

Il contenuto di carbonio e di conseguenza di altri elementi alliganti caratterizza le proprietà meccaniche degli acciai inossidabili che si dividono sostanzialmente in acciai inossidabili martensitici, ferretici e austenitici.

- **Gli acciai inossidabili martensitici** sono caratterizzati da un elevato contenuto di carbonio, necessario alla formazione della martensite, e presentano quindi elevate proprietà meccaniche. Tuttavia, proprio l'alto tenore di carbonio li rende particolarmente suscettibili alla sensibilizzazione, con una conseguente ridotta resistenza alla corrosione. Essi vengono pertanto impiegati in applicazioni in cui è richiesta un'elevata resistenza meccanica, a fronte di requisiti meno stringenti in termini di comportamento corrosivo. Un comportamento più favorevole è riscontrabile negli acciai martensitici a indurimento per precipitazione, nei quali la presenza di ulteriori elementi di lega consente di limitare la sensibilizzazione e di introdurre meccanismi di rinforzo aggiuntivi oltre alla formazione della martensite.
- **Gli acciai inossidabili ferritici** caratterizzati da un basso contenuto di carbonio, non formano martensite e mantengono una struttura ferritica. Di conseguenza, essi presentano proprietà meccaniche inferiori, ma mostrano una ridotta suscettibilità alla sensibilizzazione e una buona resistenza alla corrosione.
- **Gli acciai inossidabili austenitici** rappresentano una soluzione intermedia tra le tipologie precedenti e costituiscono la classe maggiormente utilizzata in ambito industriale. Poiché la fase austenitica è stabile solo ad alte temperature, per renderla stabile a temperatura ambiente è necessario introdurre opportuni elementi di lega austenitizzanti, tra cui il nichel, generalmente in percentuali superiori al 7%. La struttura cristallina cubica a facce centrate (CFC) conferisce a questi acciai un ulteriore vantaggio: l'assenza di una transizione duttile-fragile al variare della temperatura. Gli acciai inossidabili austenitici rimangono quindi duttili anche a basse temperature, risultando particolarmente adatti ad applicazioni in condizioni criogeniche.

L'acciaio utilizzato è un inossidabile austenitico.

Proprietà	Valore	Unità di misura
Composizione chimica	16Cr-12Ni-2Mo	-
Modulo di Young	190	GPa
Poisson	0.3	-
σ di snervamento	170	MPa
σ di rottura	485	MPa
Temperatura massima di esercizio in ASME III, Div. 1 (negligible creep)	427	$^{\circ}C$

Tabella 6.1: Proprietà acciaio 316L in accordo ad ASME II, subpart D

La temperatura massima di esercizio riportata in tabella 6.1 è la temperatura massima alla quale può essere utilizzato questo acciaio in accordo ad ASME II, subpart D, in riferimento ad ASME III, Div. 1. Questo materiale può essere utilizzato per temperature maggiori ma in tal caso non rientrerebbe più in Division 1 ma nella Division 5 per le applicazioni ad alta temperatura. Nel caso dello scambiatore di calore la temperatura alla quale si opera è inferiore rispetto a quella massima consentita; i valori delle costanti ingegneristiche sono funzione della temperatura e quelli riportati in tabella sono validi fino ad una temperatura di 150 $^{\circ}C$.

6.1.2 Manifattura dei vari componenti dello scambiatore di calore

Downcomer e diffusore

Il downcomer rappresenta uno dei componenti più semplici, infatti è stato scelto un tubo commerciale: **DN300 sch10s**.

Una volta definita la lunghezza necessaria alla realizzazione del downcomer, è possibile procedere alla selezione del fornitore più idoneo. L'unica potenziale criticità è legata alla lunghezza del tubo; nel caso in esame, tuttavia, tale lunghezza è compatibile con le limitazioni di trasporto, rientrando pertanto nell'ambito dei trasporti standard.

Anche il diffusore può essere approvvigionato come tubo commerciale. Il diametro minimo necessario per ospitare una distribuzione di 20 fori, corrispondenti all'ultima spira, risulta pari a 400 mm. Al fine di evitare una produzione speciale, è buona pratica progettuale avvicinarsi il più possibile a soluzioni standard di mercato; per questo motivo, per il diffusore è opportuno adottare un **DN400**, il cui diametro esterno risulta leggermente superiore ai 400 mm richiesti. Un ragionamento analogo vale per lo spessore: il dimensionamento condotto mediante design by analysis ha restituito uno spessore minimo di 10 mm, pertanto è necessario selezionare una schedula DN400 che garantisca uno spessore pari o superiore a tale valore.

L'adozione di due tubi commerciali semplifica anche la progettazione del raccordo conico di collegamento. Sono infatti disponibili coni di transizione tra tubi commerciali di diverso diametro esterno, quali ad esempio DN300 e DN400. Dal punto di vista costruttivo, risulta più conveniente utilizzare un cono a spessore costante, pari allo spessore maggiore tra i due tubi da collegare, piuttosto che un cono a spessore variabile. Il collegamento con il downcomer può essere realizzato mediante un colletto di saldatura, in grado di compensare lo spessore mancante nella porzione inferiore del downcomer.

Tuttavia, il raccordo conico ha possibilità di essere realizzato con rastremazione, in accordo ad ASME III, division 1, subs. NB, article 3361. Il dimensionamento è stato fatto tenendo in considerazione uno spessore variabile dal diffusore al downcomer, quindi, entrambe le soluzioni risultano valide dal punto di vista dimensionale.

Il diffusore deve essere opportunamente forato prima dell'installazione. La sfera posizionata al di sotto del diffusore può invece essere realizzata mediante formatura a partire da lamiera.

I quattro componenti così ottenuti vengono infine assemblati mediante saldature testa a testa, tipologia ammessa dalla normativa ASME Section III, come verrà discusso nei paragrafi successivi.



Figura 6.1: Esempio di fondo sferico

Tube bundle

Il fascio tubiero costituisce, anche sotto il profilo costruttivo, l'elemento di maggiore complessità dell'intero sistema. Una delle principali criticità riguarda la lunghezza dei tubi: al fine di impiegare

tubi privi di saldature in acciaio inossidabile, così da agevolare le operazioni di ispezione e controllo, è necessario confrontarsi con vincoli di natura produttiva e logistica. Ne deriva l'esigenza di definire una lunghezza massima ammissibile, poiché tale parametro incide direttamente sull'altezza complessiva del fascio tubiero e, di conseguenza, sulla lunghezza attiva effettivamente disponibile per lo scambio termico.

Un'ulteriore scelta progettuale di rilievo concerne la configurazione della parte superiore del bundle. L'ipotesi iniziale di adottare tubi di uguale lunghezza per tutte le spire avrebbe determinato un piano di uscita non orizzontale, con conseguenti difficoltà sia in fase costruttiva sia durante l'assemblaggio. Per ovviare a tali problematiche, si è quindi optato per un'altezza complessiva costante del fascio tubiero, soluzione che comporta la presenza di spire realizzate con tubi di lunghezza differenziata.

Queste lunghezze tengono conto della sola parte elicoidale del tubo, in ottica di considerare la massima lunghezza di tubi in assenza di saldature è importante conteggiare anche i millimetri di tubo necessario a favorire il collegamento tra bundle e diffusore oltre che tra bundle e piastre tubiere.

In riferimento ad altre soluzioni industriali esistenti la realizzazione dal punto di vista costruttivo del bundle è fattibile; i tubi vengono piegati con delle macchine specializzate in queste lavorazioni. Ogni tubo di ciascun bundle deve essere saldato al diffusore.

La piegatura dei tubi per collegare il bundle al diffusore è stata uno dei requisiti progettuali, per garantire adeguati raggi di curvatura del fascio tubiero. La prima spira è stata allargata di diametro rispetto a quanto previsto preliminarmente per favorire il collegamento tra tubo e diffusore nel rispetto dei limiti di piegatura sopracitati.

Un altro aspetto fondamentale è la presenza dei supporti di irrigidimento; questi sono saldati sul downcomer e devono pertanto essere installati prima del bundle. I tubi vengono piegati e mandrinati sulla piastra tubiera durante la fase di avvolgimento.

Carter esterno

Il carter esterno è di facile realizzazione. Date le dimensioni in termini di diametro non è possibile procedere con tubi standard ma si ha la necessità di partire da lamiera e calandrarla per formare un corpo cilindrico. In figura 6.2 è riportato un esempio di macchina usata per calandrarle le lamiere.

Le dimensioni commerciali delle lamiere non permettono attraverso una sola calandratura di ottenere il carter esterno. E' necessario avere almeno 3 lamiere calandrate circonferenzialmente e poi saldatura orbitale tra di loro per ottenere il carter esterno.



Figura 6.2: Esempio di calandratura di lamiera¹

¹<https://www.sidertagliocalandratura.com/calandratura-acciaio-inox/>

Testa e piastre tubiere

Le piastre tubiere utilizzate nella testa dello scambiatore di calore sono di tipo standard. Queste piastre vengono ottenute per lavorazione con macchine alesatrici che permettono di fare le forature opportune.

La testa è costituita da un disco piatto. Dato lo spessore, si ha ancora possibilità di partire da lamiera. Le flange presenti nei tubi all'interno dei quali si trovano le piastre tubiere sono di tipo commerciale.

Render e rappresentazione in piscina

A solo scopo illustrativo è stato realizzato un render per visualizzare lo scambiatore di calore all'interno della piscina per il combustibile nucleare esausto. Il render prevede la presenza dello scambiatore e il collegamento ipotetico con l'impianto ma non la supporteria che non è stata oggetto di studio.



Figura 6.3: Render dello scambiatore di calore in SFP.

Componente	Num.	Lunghezza	Diametro	Larghezza	Spessore	Specifica di fornitura ²
Tubi del bundle	7	-	25,4 mm	-	BWG18	SA-312
	8	-				
	10	-				
	11	-				
	13	-				
	14	-				
	16	-				
17	-	-	-	-	-	
19	-					
20	-					
Tubo del downcomer	1	5 m	DN300	-	sch10s	SA-213
Tubo del diffusore	1	500 mm	DN400	-	sch40	SA-213
Fondo sferico	1	-	406,4 mm	-	12,70 mm	SA-240
Flangia ANSI B16.5 300lbs SO RF	3	-	DN300	-	sch10s	-
Piastra tubiera	2	-	323,85 mm	-	100 mm	SA-240
Lamiere	1	4713 mm	-	2000 mm	8 mm	SA-240
	1	4713 mm				
	1	4713 mm				
Disco testa	1	-	1300 mm	-	100 mm	SA-240

Tabella 6.2: BOM

Le specifiche di fornitura hanno il ruolo di identificare in maniera univoca i requisiti di approvvigionamento dei materiali grezzi. Lamiere, plate e tubi sono fondamentali per la realizzazione dello scambiatore.

²ASME II, subpart D

6.2 Saldatura e controlli non distruttivi

6.2.1 Saldature

In accordo con quanto prescritto dal codice ASME Sezione III, le saldature impiegate nei componenti in pressione devono essere realizzate a piena penetrazione (tranne per alcuni casi specifici dove è possibile realizzare penetrazione parziale), ossia devono interessare l'intero spessore del componente, garantendo la completa continuità del materiale tra le parti giuntate. Tale requisito è essenziale per assicurare l'integrità strutturale del componente e la sua capacità di resistere alle sollecitazioni meccaniche e termiche previste in esercizio, riducendo il rischio di innesco e propagazione di difetti critici. L'obbligo di adottare saldature a piena penetrazione ha implicazioni rilevanti non solo dal punto di vista della sicurezza e della conformità normativa, ma anche sotto il profilo della manifattura. La progettazione e la definizione della sequenza di montaggio dei componenti devono infatti tenere conto della necessità di garantire un adeguato accesso alla zona di giunzione, permettendo all'operatore qualificato di eseguire correttamente il procedimento di saldatura.

In particolare, è fondamentale che la configurazione geometrica dei componenti e l'ordine delle operazioni di assemblaggio non ostacolino l'esecuzione del cordone di saldatura su tutto lo spessore, evitando condizioni che possano compromettere la qualità del giunto, quali accessibilità limitata, difficoltà di posizionamento o scarsa controllabilità del processo. Una corretta integrazione tra progettazione, pianificazione della manifattura e requisiti normativi risulta quindi indispensabile per garantire saldature conformi agli standard ASME e, di conseguenza, l'affidabilità complessiva dei componenti in pressione. In ASME III, division 1, class 1, NB-3300 si fa riferimento a quali tipologie di saldatura sono permesse, quali saldature possono essere eseguite ad angolo e quali testa a testa.

Le tipologie di saldatura sono riportate in figura 6.4.

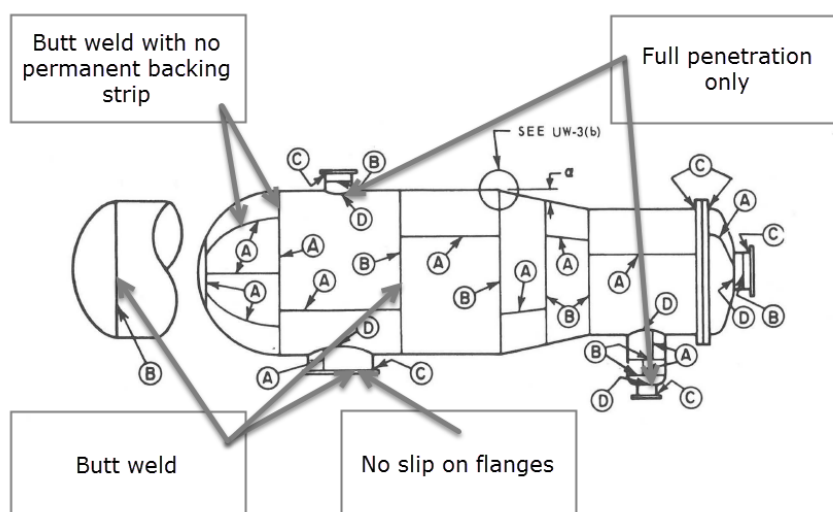


Figura 6.4: Figura NB-3351-1: Welded joint typical of categories: A,B,C and D

Saldature di Tipo A

Le saldature classificate da ASME Section III come saldature di tipo A sono quelle necessarie per la chiusura longitudinale di lamiere calandrate, tipicamente impiegate nella realizzazione di involucri cilindrici. Si tratta di saldature testa a testa con giunzione longitudinale, orientate parallelamente all'asse principale del componente.

Nel caso dello scambiatore di calore oggetto della presente analisi, saldature di tipo A sono presenti nel carter, lungo la direzione assiale. Tali saldature svolgono un ruolo strutturale rilevante, in quanto garantiscono la continuità meccanica del mantello e la corretta trasmissione degli sforzi lungo l'involucro.

È tuttavia necessario precisare che il carter esterno non è classificato come componente in pressione e, pertanto, non rientra formalmente nel campo di applicazione della normativa ASME III. L'adozione

dei requisiti ASME per la progettazione e la verifica di tali saldature rappresenta quindi un'assunzione conservativa, finalizzata ad aumentare il livello complessivo di sicurezza e affidabilità strutturale dello scambiatore.

In accordo con quanto richiesto dalla NB-3352.1, tutte le saldature di tipo A devono soddisfare i requisiti riportati nella NB-4241 ed essere ispezionabili secondo quanto previsto dalla NB-5210. La NB-4241 prescrive l'impiego di saldature testa a testa a completa penetrazione, che possono essere realizzate anche con accesso da un solo lato. In tali casi, è consentito l'utilizzo di una piastra d'appoggio (backing strip), qualora necessaria per garantire la qualità del cordone di saldatura; tale piastra deve tuttavia essere rimossa al termine dell'operazione di saldatura, al fine di evitare discontinuità permanenti che potrebbero compromettere l'integrità strutturale o l'ispezionabilità del giunto.

Saldature di Tipo B

Le saldature di tipo B sono anch'esse saldature testa a testa a completa penetrazione, ma si differenziano dalle saldature di tipo A per l'orientamento e la funzione strutturale. Si tratta tipicamente di saldature circolari (orbitali), disposte perpendicolarmente all'asse principale del componente. Nel caso dello scambiatore di calore analizzato, saldature di tipo B sono presenti:

- nella giunzione tra due lamiere cilindriche;
- nel collegamento tra il fondo sferico e il diffusore;
- nelle saldature di connessione tra flange e tubi.

Queste saldature risultano particolarmente sollecitate, in quanto soggette sia a sforzi di membrana sia a possibili concentrazioni di tensione dovute alle discontinuità geometriche. Per tale motivo, ASME III impone requisiti stringenti in termini di esecuzione e controllo.

Secondo quanto prescritto dalla NB-3352.1, le saldature di tipo B devono essere conformi ai requisiti della NB-4242 ed essere esaminabili in accordo alla NB-5220. Anche in questo caso è richiesta una saldatura testa a testa a piena penetrazione, al fine di garantire la continuità strutturale del componente.

Un'eccezione è prevista per tubazioni di diametro nominale ridotto ($DN \leq 50$), per le quali è ammessa l'adozione di una saldatura di tipo *socket weld*. Tale soluzione, pur non garantendo una piena penetrazione, risulta accettabile per piccoli diametri, nei quali l'esecuzione di una saldatura testa a testa risulterebbe complessa e di limitato beneficio strutturale.

Saldature di Tipo C

Le saldature classificate come tipo C comprendono principalmente quelle associate alle piastre tubiere, ovvero le giunzioni tra tubi e piastra. In questa categoria possono essere incluse anche le saldature presenti sul diffusore, in quanto caratterizzate da analoghe condizioni geometriche e funzionali.

Tali saldature rivestono un ruolo critico, poiché garantiscono la separazione dei fluidi e la tenuta del sistema di scambio termico. Per questo motivo, ASME III richiede che esse siano realizzate in accordo alla NB-4243 ed ispezionate secondo quanto prescritto dalla NB-5230.

La normativa richiede, ove possibile, l'impiego di saldature a completa penetrazione, al fine di assicurare un'elevata affidabilità nel tempo. Analogamente a quanto previsto per le saldature di tipo B, per tubazioni di piccolo diametro ($DN \leq 50$) è consentito l'utilizzo di saldature di tipo *socket weld*, qualora giustificato da vincoli geometrici o costruttivi.

Saldature di Tipo D

Le saldature di tipo D includono le giunzioni tra nozzle e shell, tra nozzle e fondi sferici o, più in generale, tra nozzle e qualsiasi tipologia di testa. Si tratta di saldature caratterizzate da elevate concentrazioni di tensione e da geometrie complesse, che richiedono particolare attenzione sia in fase di progettazione sia durante l'esecuzione e l'ispezione.

In questo scambiatore sono presenti saldature di tipo D, tra bocchello e a mantello

Tutte le tipologie di saldatura, indipendentemente dalla categoria, devono essere ispezionate in accordo alle prescrizioni dell'Article NB-5000. Le modalità di ispezione e l'ispezionabilità delle diverse salda-

ture presenti nello scambiatore saranno discusse in dettaglio nel capitolo successivo, con particolare riferimento ai controlli non distruttivi applicabili in esercizio.

6.2.2 Cenni sui controlli non distruttivi

I Controlli non distruttivi (CND) comprendono un ampio insieme di metodologie di ispezione impiegate in ambito industriale per la valutazione di componenti, materiali o sistemi senza ricorrere alla loro rottura o sezionamento per analisi di laboratorio su scala ridotta.

Le prove non distruttive si basano sullo sviluppo e sull'applicazione di tecniche che consentono l'esame di materiali e componenti senza comprometterne la funzionalità e l'idoneità all'uso futuro. Tali metodologie permettono di individuare e valutare discontinuità e difetti, nonché misurare caratteristiche geometriche rilevanti.

I CND rivestono un ruolo fondamentale nel controllo della qualità non solo dei prodotti finiti, ma anche dei semilavorati e delle materie prime. Essi possono essere applicati in tutte le fasi del processo produttivo. Al di fuori del settore manifatturiero, inoltre, i CND sono ampiamente utilizzati per ispezioni periodiche o di routine su componenti in esercizio, al fine di verificare che la loro qualità non si sia degradata nel tempo a causa dell'utilizzo.

Esempi tipici di applicazione dei metodi CND per ispezioni in servizio includono la misurazione dello spessore delle pareti e il monitoraggio della corrosione in tubazioni e serbatoi di stoccaggio mediante controlli a ultrasuoni. I recipienti in pressione e altri componenti fortemente sollecitati vengono monitorati mediante estensimetri ed emissione acustica per individuare tensioni e cricche da fatica.

In generale, le varie tecniche di CND possono essere suddivise in due categorie: **attive** e **passive**.

- Le tecniche attive sono quelle in cui un mezzo di prova viene applicato al provino in esame e ci si aspetta una risposta nel caso sia presente un difetto. Tale risposta viene poi rilevata con opportuni mezzi e registrata. Rientrano in questa categoria il controllo con particelle magnetiche, il controllo a ultrasuoni, il controllo con liquidi penetranti, il controllo a correnti indotte (eddy current) e la radiografia.
- Le tecniche passive, invece, sono quelle che monitorano o osservano l'oggetto in esame durante un tipico ambiente di carico o un ciclo di prova e cercano di determinare la presenza di un difetto attraverso una qualche reazione del provino. L'emissione acustica, l'analisi del rumore, la ricerca di perdite, l'esame visivo e alcune tecniche di magnetismo residuo rientrano in questa classificazione.

Liquidi penetranti

Il controllo con liquidi penetranti (Liquid penetrant inspection (LPI)) è un metodo utilizzato per individuare difetti affioranti in superficie attraverso la fuoriuscita di un colorante visibile dal difetto stesso. La tecnica si basa sulla capacità di un liquido di essere richiamato all'interno di un difetto superficiale "pulito" per effetto dell'azione capillare.

Dopo un periodo detto tempo di penetrazione, l'eccesso di penetrante superficiale viene rimosso e viene applicato uno sviluppatore. Questo agisce come un assorbente, richiamando il penetrante dal difetto e rendendone visibile la presenza. I penetranti colorati richiedono una buona illuminazione con luce bianca, mentre i penetranti fluorescenti devono essere utilizzati in condizioni di oscurità con una lampada ultravioletta. Questa tecnica vanta un'elevata sensibilità anche a difetti molto piccoli, poiché il liquido penetrante amplifica il difetto rendendolo visibile.

I principali vantaggi di questa tecnica sono:

- Applicabile a quasi tutti i materiali, purché non porosi.
- Possibilità di ispezionare ampie superfici anche in presenza di basso contrasto visivo.
- Nessun limite legato alla complessità geometrica del componente: l'unico vincolo è l'accessibilità della superficie da esaminare.
- Metodo portatile, che può essere eseguito in campo senza necessità di laboratorio.

mentre gli svantaggi:

- Consente di rilevare solo difetti affioranti in superficie; pertanto non è esaustivo se utilizzato come unico metodo di controllo.
- Richiede un'accurata pulizia della superficie, altrimenti i risultati possono non essere affidabili.
- Dopo l'ispezione è necessaria la pulizia del componente per rimuovere residui di penetrante e sviluppatore.
- Essendo basato su un liquido, è sensibile alle condizioni ambientali, in particolare alla temperatura: temperature più elevate possono favorire la penetrazione, ma devono rimanere entro i limiti prescritti dalla procedura.



Figura 6.5: Esempio di utilizzo dei liquidi penetranti

Eddy current

Il controllo a correnti indotte (Eddy Current Inspection, ECI) è una tecnica di controllo non distruttiva che si basa sui principi dell'elettromagnetismo per l'esecuzione delle ispezioni.

Le correnti indotte vengono generate attraverso il fenomeno dell'induzione elettromagnetica. Quando una corrente alternata attraversa un conduttore, ad esempio una bobina di rame, si genera un campo magnetico variabile sia all'interno sia attorno al conduttore stesso. Tale campo magnetico aumenta di intensità con l'incremento della corrente fino al valore massimo e si riduce, fino a collassare, quando la corrente torna a zero.

Nel momento in cui un altro materiale elettricamente conduttivo viene posto in prossimità di questo campo magnetico variabile, al suo interno vengono indotte delle correnti elettriche. Queste correnti, denominate correnti indotte, fluiscono nel materiale secondo percorsi chiusi e circolari e sono fortemente influenzate dalle proprietà elettriche e magnetiche del materiale stesso, nonché dalla presenza di eventuali discontinuità.

Il controllo a correnti indotte consente di svolgere numerose attività di ispezione, tra cui il rilevamento di cricche e discontinuità, la misura dello spessore del metallo, l'individuazione di fenomeni di assottigliamento dovuti a corrosione o erosione, la determinazione dello spessore di rivestimenti e la misurazione della conducibilità elettrica e della permeabilità magnetica dei materiali. Questa tecnica risulta particolarmente efficace per l'individuazione di difetti superficiali e subsuperficiali, soprattutto quando la posizione e l'orientamento attesi del difetto sono noti.

Numerose applicazioni nel settore dell'aviazione commerciale prevedono l'utilizzo di un elevato numero di elementi di fissaggio per l'unione di pelli multistrato. A causa delle sollecitazioni cicliche tipiche dell'esercizio degli aeromobili, possono svilupparsi cricche da fatica in prossimità dei fori dei fissaggi. In tali casi, l'impiego di sonde a scorrimento (sliding probes) rappresenta una soluzione di ispezione particolarmente efficiente e affidabile.

Un ulteriore ambito di applicazione degli strumenti a correnti indotte riguarda la misurazione della conducibilità elettrica dei metalli. Tale grandezza dipende da diversi fattori, tra cui la composizione chimica del materiale e lo stato di sollecitazione della struttura cristallina, risultando quindi utile

anche per valutazioni metallurgiche e di trattamento termico.

I vantaggi di utilizzare questa tecnica sono:

- Elevata sensibilità a piccole cricche e altri difetti
- Rilevazione di difetti superficiali e subsuperficiali
- Risultati immediati durante l'ispezione
- Apparecchiatura molto portatile
- Metodo utilizzabile non solo per l'individuazione di difetti, ma anche per altre valutazioni (spessore, conducibilità, trattamenti termici, ecc.)
- Preparazione minima del pezzo richiesta
- La sonda di prova non necessita di contatto diretto con il componente
- Consente l'ispezione di forme e dimensioni complesse di materiali conduttivi

mentre gli svantaggi:

- È possibile ispezionare solo materiali conduttivi
- La superficie deve essere accessibile alla sonda
- Sono richieste competenze e addestramento più approfonditi rispetto ad altre tecniche
- La finitura e la rugosità superficiale possono interferire con i risultati
- Sono necessari campioni di riferimento (reference standards) per la taratura e l'impostazione del controllo
- La profondità di penetrazione è limitata
- Difetti come le delaminazioni orientate parallelamente all'avvolgimento della bobina della sonda e alla direzione di scansione non sono rilevabili



Figura 6.6: Esempio di controllo con eddy current

Ultrasuoni

Un tipico test ad ultrasuoni è costituito da diverse unità funzionali: un trasmettitore e un ricevitore, un trasduttore e un display. Il trasmettitore è un dispositivo elettronico che è in grado di produrre impulsi elettronici ad alto voltaggio e genera onde ad alta frequenza (ultrasuoni). Queste onde raggiungono il materiale e si propagano attraverso lo spessore. Nel momento in cui si ha una discontinuità, per esempio una cricca, parte dell'energia viene riflessa, tornando in superficie. Il segnale riflesso viene trasformato dal trasduttore in un segnale elettrico e mostrato sullo schermo.

Alcuni dei principali vantaggi nell'utilizzare gli ultrasuoni sono:

- E' sensibile sia alla discontinuità superficiali che a quelle subsuperficiali
- La profondità di ispezione è maggiore rispetto ad altre tecniche
- E' possibile ispezionare anche se si ha accesso solo da un lato
- E' molto accurato nel determinare posizione, forma e dimensione
- E' richiesta una minima preparazione della superficie
- Può essere utilizzata per misurazioni di spessore oltre che per la rilevazione di difetti

gli aspetti negativi all'utilizzo di questa tecnica di ispezione possono essere riassunti in:

- La superficie deve essere accessibile per la trasmissione delle onde
- Skill ed esperienza dell'operatore richieste sono maggiori rispetto ad altre tecniche
- Materiali che hanno elevata rugosità, forme irregolari, non omogenei sono più difficili da analizzare
- Difetti paralleli alle onde trasmesse potrebbero non essere individuati

Sono varie le tecniche di controllo che possono essere utilizzate con i controlli ad ultrasuoni. Una di queste è la tecnica per riflessione (*pulse-eco*): Basa il suo funzionamento sulla proprietà di riflessione del fascio generato da eventuali superfici di discontinuità. Se non sono presenti difetti il fascio viene riflesso dalla parete di fondo (eco di fondo). Se è presente un difetto si visualizza un eco la cui ampiezza dipende dalla quantità di energia che il trasduttore riceve a causa della riflessione. L'energia riflessa è funzione della grandezza, inclinazione e lontananza della sorgente.

Un'altra tecnica è quella *per trasparenza*: si ha un trasduttore usato per la trasmissione e uno per la ricezione, in particolare con questa tecnica possiamo lavorare in due diversi modi:

- per trasmissione: 2 trasduttori uno di fronte all'altro sulle superfici opposte del pezzo, con gli assi perfettamente allineati. Il fascio ultrasonoro generato dall'emettitore attraversa tutto lo spessore del pezzo e raggiunge il ricevitore che in relazione alla quantità di energia assorbita dal difetto invierà un segnale più o meno elevato. Naturalmente se il fascio incontra lungo il suo percorso una discontinuità, essa rifletterà parte dell'energia e al ricevitore ne arriverà quindi una quantità inferiore. Con il metodo a trasmissione non viene individuata né la profondità né la forma del difetto.
- per riflessione: 2 trasduttori posizionati sulla stessa superficie del pezzo, di cui uno fungerà da trasmettitore e l'altro da ricevitore. Essi sono accoppiati ad uno zoccolo inclinato che fa convergere i loro fasci in un determinato punto così da poter esaminare anche porzioni di materiale molto vicini alla superficie.

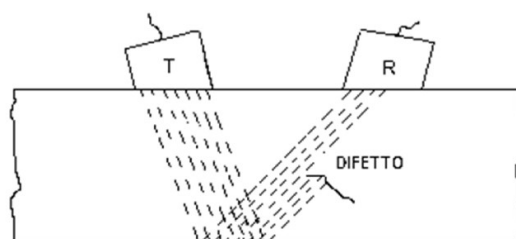


Figura 6.7: Ultrasuoni con tecnica di trasparenza per riflessione

Una delle tecniche più utilizzate è la **tecnologia phased array**: Anziché un singolo trasduttore ed un singolo fascio ultrasonoro, le sonde phased array utilizzano una serie di elementi, collegati singolarmente, con la stessa frequenza e con tempi ritardati. La sequenza degli impulsi di trasmissione

dei singoli elementi è programmabile dal software di set-up che calcola i tempi di ritardo in modo da ottenere determinati effetti sul fronte d'onda. E' possibile ad esempio il controllo dell'intera zona saldata da un'unica posizione.

Le ispezioni con ultrasuoni si differenziano tra loro anche per come viene rappresentato il segnale ricevuto: **A-scan**, **B-scan**, **C-scan** e **S-scan**.

La A-scan prevede la visualizzazione unidimensionale del pezzo. Le eventuali discontinuità vengono presentate sullo schermo da punti la cui posizione e distanza sull'asse dei tempi è proporzionale al percorso del fascio ultrasonoro.

La B-scan ha una visualizzazione bidimensionale. Il periodo di corsa dell'impulso ultrasonico (profondità) viene rappresentato come spostamento lungo un asse e il movimento della sonda è rappresentato come spostamento lungo l'altro asse.

La C-scan prevede una visualizzazione in pianta, bidimensionale con cromatismi differenti. Viene utilizzata negli esami ad ultrasuoni con sistemi automatici o semiautomatici. Il movimento della sonda rilevato tramite un codificatore fissato su di essa, è riportato solitamente sull'asse orizzontale; mentre l'altro asse viene usualmente definito asse indice.

La S-scan da un'immagine settoriale. È la vista 2-D di una regione settoriale della sezione verticale del pezzo in esame. La rappresentazione è costruita a partire dalle forme d'onda (A-scan) acquisite con una scansione settoriale, con l'angolo di emissione che varia tra due angolazioni che delimitano la zona ispezionata. La mappa S-scan, a forma di settore, è tipica dei sistemi Phased Array. Può essere impiegata con successo nella ricerca di difetti laminari e leggermente angolati difficilmente rilevabili con le altre modalità di ispezione. Durante la scansione il fascio cambia la propria inclinazione, con un passo prefissato, a partire dall'angolo iniziale fino all'angolo finale. La mappa S-scan è costruita tracciando l'immagine codificata di ciascun segnale lungo la rispettiva direzione di acquisizione. L'immagine risultante ha una tipica forma a settore angolare e le macchie colorate sulla mappa sono le indicazioni dei riflettori rilevati.

Pertanto è possibile dire che la C-scan presenta l'indubbio vantaggio di mostrare una riproduzione completa di eventuali discontinuità, ma viene a mancare l'informazione sulla profondità, a meno di non acquisire per ciascun punto l'intera forma d'onda per analizzarla a posteriori. La presentazione A-scan è semplice da realizzare e mantiene tutte le informazioni relative alla profondità della discontinuità, ma analizza per ciascuna posizione la "sola" colonna di materiale relativa al punto nel quale è posizionata la sonda.

Radiografia

Il metodo radiografico impiega un fascio di radiazioni ionizzanti dirette contro il particolare da esaminare per evidenziarne discontinuità. Parte delle radiazioni sono assorbite dal materiale attraversato, in funzione delle proprie caratteristiche fisico – chimiche. In corrispondenza di discontinuità, l'assorbimento è diverso e crea su un opportuno mezzo di registrazione un contrasto rispetto al materiale circostante.

Nel caso delle tradizionali pellicole, tale contrasto è dato da differenti gradazioni di grigio. In alternativa alle tradizionali pellicole sono ormai comunemente utilizzati sistemi di acquisizione delle immagini di tipo elettronico.

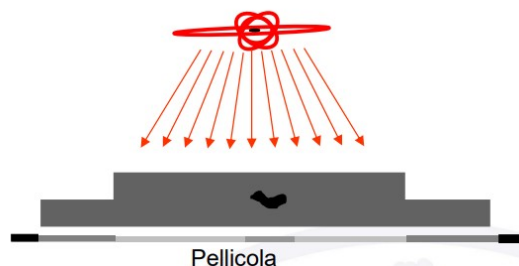


Figura 6.8: Schema controllo radiografico

Nel corso dell'esame radiografico, il componente da ispezionare viene generalmente interposto tra la

sorgente di radiazione e il rivelatore, tipicamente una pellicola. Le regioni caratterizzate da maggiore spessore, da una densità più elevata e/o da un numero atomico superiore presentano un assorbimento radiografico più intenso.

Di conseguenza, la dose di radiazione che raggiunge l'elemento sensibile risulta inversamente proporzionale all'assorbimento locale subito dal fascio. Differenti livelli di dose determinano una risposta variabile del rivelatore: nel caso della pellicola, ciò si traduce in differenti gradi di annerimento, ovvero di densità ottica, che costituiscono l'indicazione radiografica da analizzare e interpretare.

Considerata la forte influenza dell'angolo tra la direzione del fascio di radiazione e il piano della discontinuità, risulta fondamentale una conoscenza approfondita della morfologia dei difetti. Imperfezioni quali incollature e mancanze di fusione, a causa della loro tipica giacitura, risultano infatti sensibilmente meno rilevabili rispetto ad altre tipologie di discontinuità.

Tale criticità assume particolare rilevanza nel caso delle imperfezioni bidimensionali, per le quali l'orientamento rispetto al fascio radiografico incide in modo determinante sulla visibilità del difetto.

Tralasciando casi particolari, quali le sorgenti ad alta energia, è possibile affermare che le due tipologie di sorgente maggiormente diffuse nelle applicazioni radiografiche siano i radioisotopi, utilizzati come generatori di raggi gamma, e le macchine radiogene, impiegate per la produzione di raggi X.

Un radioisotopo è una sostanza resa artificialmente radioattiva, generalmente all'interno di un reattore nucleare, al fine di ottenere un'emissione continua di raggi gamma caratterizzata da energia costante e da un'intensità che decresce nel tempo.

Il tubo radiogeno, invece, è una macchina elettrica basata sui principi di funzionamento del tubo di Coolidge (tubo catodico), in grado di emettere raggi X con energia e intensità regolabili dall'operatore in funzione delle esigenze di ispezione.

Tra i vantaggi di questa tecnica ci sono:

- Tecnica applicabile a numerosissimi materiali
- Consente l'ispezione di componenti anche assemblati
- Ridotta preparazione delle superfici
- Consente di rilevare variazioni di spessore, stati di corrosione, porosità, cricche, variazioni di densità
- Possono essere rilevate discontinuità superficiali come interne
- Fornisce un report permanente

gli svantaggi possono essere riassunti in:

- Il metodo risulta oneroso sul piano della gestione della sicurezza
- L'addestramento degli operatori è complesso
- Il pezzo deve essere accessibile da entrambi i lati
- La giacitura della discontinuità è critica
- Non è possibile determinare la profondità delle discontinuità (a meno di tecniche specifiche)
- I costi delle attrezzature sono significativi

Le tecniche di controllo non distruttivo descritte rappresentano le metodologie maggiormente impiegate in ambito industriale per la verifica dell'integrità di componenti e giunzioni saldate. Un aspetto fondamentale nella loro classificazione riguarda la distinzione tra tecniche volumetriche e non volumetriche.

Le tecniche volumetriche sono quelle in grado di investigare l'intero volume del componente, consentendo l'individuazione di discontinuità interne quali porosità, inclusioni, mancanze di fusione o cricche sub-superficiali. A questa categoria appartengono, in particolare, i controlli radiografici e le prove ultrasonore, che permettono di ottenere informazioni sulla posizione, sull'estensione e, in alcuni casi, sull'orientamento dei difetti presenti all'interno del materiale.

Le tecniche non volumetriche, invece, risultano efficaci esclusivamente per l'individuazione di difetti

affioranti o prossimi alla superficie, come cricche superficiali, porosità aperte o discontinuità di forma. Tra queste rientrano, ad esempio, i controlli visivi, i liquidi penetranti e le prove con particelle magnetiche (non applicabile per il 316L data la natura non ferromagnetica). Pur non consentendo un'analisi completa del volume, tali tecniche rivestono comunque un ruolo fondamentale come strumenti complementari, grazie alla loro semplicità di esecuzione e ai costi contenuti.

In ambito normativo, la rilevanza delle tecniche volumetriche è sottolineata dal codice **ASME Sezione III, Divisione 1, Classe 1, Sottosezione NB-5000**, che richiede l'**esecuzione di controlli volumetrici su tutte le saldature**. Tale prescrizione implica l'obbligo di ricorrere a metodologie quali i controlli ultrasonori o radiografici, al fine di garantire un'elevata affidabilità strutturale dei componenti. L'adozione di controlli volumetrici consente infatti di ridurre in modo significativo il rischio di difetti non affioranti, assicurando il rispetto dei requisiti di sicurezza e qualità imposti dalla normativa di riferimento.

6.3 Possibile catena di costruzione e montaggio dello scambiatore di calore

Definite le specifiche di fornitura per ciascun componente e verificata la realizzabilità delle tipologie di saldatura ammesse dal codice ASME III, risulta opportuno definire una sequenza di montaggio dello scambiatore di calore. La pianificazione della sequenza di assemblaggio rappresenta infatti un aspetto fondamentale nella progettazione di qualsiasi sistema meccanico complesso, in quanto influenza in modo diretto la fattibilità costruttiva, la qualità delle saldature, l'accessibilità per i controlli non distruttivi e, più in generale, l'affidabilità del componente finale.

All'aumentare della complessità del progetto, l'importanza di una corretta definizione della sequenza di montaggio cresce significativamente, poiché essa contribuisce in maniera determinante all'ottimizzazione dell'intero iter progettuale, riducendo il rischio di rilavorazioni, interferenze geometriche e criticità in fase di fabbricazione.

Una possibile sequenza di costruzione dello scambiatore di calore può essere articolata come segue:

1. **Assemblaggio del corpo centrale:** il downcomer, il raccordo di collegamento conico, il diffusore e il fondo sferico possono essere inizialmente assemblati e saldati tra loro mediante saldature orbitali a piena penetrazione, garantendo la continuità strutturale dell'insieme. Prima dell'unione con gli altri componenti, il diffusore deve essere opportunamente forato, in modo da consentire il successivo collegamento con il fascio tubiero. Questa operazione deve essere eseguita in una fase preliminare per garantire precisione geometrica e corretta distribuzione dei fori.
2. **Avvolgimento del fascio tubiero:** ciascuna spira del fascio tubiero deve essere avvolta separatamente, assicurando durante l'operazione il corretto posizionamento del tubo sui relativi supporti. Le spire sono costituite da un numero variabile di eliche; qualora la potenza e le capacità della macchina avvolgitrice lo consentano, più eliche possono essere avvolte simultaneamente, riducendo i tempi di produzione. Al termine dell'operazione di avvolgimento, ciascun tubo deve essere saldato al diffusore, assicurando la tenuta e la continuità del percorso del fluido.
3. **Collegamento tra testa e corpo centrale:** la testa, precedentemente assemblata, viene accoppiata al corpo centrale mediante le relative operazioni di posizionamento e saldatura. Questa fase richiede particolare attenzione all'allineamento dei componenti, al fine di evitare disallineamenti che potrebbero compromettere sia la funzionalità dello scambiatore sia la qualità delle saldature.
4. **Saldatura del carter esterno sulla testa:** il carter esterno viene infine saldato al disco della testa. Tale saldatura può essere eseguita esclusivamente dall'esterno nel caso in cui gli spazi interni non consentano un'adeguata accessibilità.

Capitolo 7

Collaudo e ispezioni in esercizio

7.1 Requisiti di collaudo finale

I requisiti relativi al collaudo finale dei componenti in pressione sono definiti dal codice **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Subsection NB, Article 6000**. In accordo con quanto prescritto da tale sezione, tutti i componenti soggetti a pressione devono essere sottoposti a una prova di pressione prima della messa in servizio, al fine di verificarne l'integrità strutturale, la tenuta e la conformità ai requisiti di progetto. La prova di pressione deve essere eseguita, ove possibile, mediante test idrostatico, che rappresenta la modalità di collaudo preferenziale prevista dalla normativa.

L'utilizzo del test idrostatico è infatti favorito in quanto consente di ridurre in modo significativo i rischi associati alla prova, grazie alle caratteristiche fisiche del fluido impiegato. Tuttavia, in alcune circostanze particolari, la normativa consente la sostituzione del test idraulico con un test pneumatico. Questo test deve essere considerato come soluzione alternativa e adottato esclusivamente nei casi in cui il collaudo idrostatico non risulti tecnicamente praticabile. In particolare, il test pneumatico può essere ammesso nei seguenti casi:

- quando i componenti o i sistemi da collaudare non possono entrare in contatto con liquidi, per motivi legati alla funzionalità, ai materiali impiegati o ai requisiti di esercizio;
- quando il componente deve risultare completamente asciutto prima della messa in servizio e la presenza, anche residua, di liquido non può essere tollerata.

Nonostante tali possibilità, il test pneumatico presenta criticità significative dal punto di vista della sicurezza. In particolare, l'utilizzo di un fluido comprimibile, quale l'aria o un gas, comporta un accumulo di energia elastica all'interno del sistema pressurizzato. In caso di *leakage* o di innesco di una cricca, una piccola perdita potrebbe non generare una variazione apprezzabile della pressione, consentendo alla discontinuità di propagarsi rapidamente fino alla rottura catastrofica del componente. Questo rende il test pneumatico intrinsecamente più pericoloso. Al contrario, nel test idrostatico l'impiego di un fluido sostanzialmente incomprimibile garantisce che anche una perdita di piccola entità determini una caduta immediata della pressione, permettendo l'interruzione tempestiva del test in condizioni di sicurezza.

Oltre alla funzione primaria di verifica della tenuta e dell'integrità strutturale, il collaudo finale riveste anche un ruolo di natura meccanica. L'applicazione di una pressione superiore a quella di esercizio può infatti indurre una parziale distensione del materiale, favorendo il rilassamento delle tensioni residue presenti nei componenti. Tali tensioni possono derivare dai processi di fabbricazione tipicamente di saldatura.

In accordo con quanto specificato in ASME III, Subsection NB-6113, l'esecuzione del test di pressione richiede la presenza di un ispettore autorizzato, il cui compito è supervisionare l'intera procedura di collaudo, verificare il rispetto delle prescrizioni normative e certificare l'esito della prova. La presenza dell'ispettore costituisce un requisito fondamentale ai fini della validità del collaudo.

Il test idrostatico può essere eseguito utilizzando acqua oppure un altro liquido avente proprietà equivalenti, purché compatibile con i materiali del componente. La normativa stabilisce inoltre che la

prova debba essere condotta a una temperatura adeguata, tale da minimizzare il rischio di rottura fragile del materiale. In particolare, il test non deve essere avviato finché l'intero sistema, comprensivo di tutti i componenti coinvolti, non abbia raggiunto una temperatura uniforme e sufficientemente elevata rispetto alla temperatura di transizione duttile-fragile del materiale.

La pressione di prova deve essere pari ad almeno 1.25 volte la pressione di progetto prevista per le condizioni di design. Tale valore deve essere mantenuto per un tempo minimo di 10 minuti, prima di procedere alle operazioni di ispezione visiva. Al termine della fase di pressurizzazione, tutte le giunzioni, le connessioni e le regioni caratterizzate da elevati stati tensionali — quali aperture, discontinuità geometriche o variazioni di spessore — devono essere accuratamente controllate al fine di individuare eventuali perdite. Questa verifica deve essere effettuata al valore della pressione di progetto oppure a $3/4$ della pressione di prova, e deve avvenire sempre sotto la supervisione dell'ispettore incaricato (ASME III, Div.1, NB-6224).

7.2 Requisiti di manutenzione e ispezioni periodiche

I requisiti relativi ai controlli non distruttivi (CND) e, di conseguenza, alle ispezioni periodiche in esercizio, sono definiti dal codice **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Subsection NB, Article 5000**. Tali prescrizioni rivestono un ruolo fondamentale nel garantire l'integrità strutturale, l'affidabilità nel tempo e la sicurezza dei componenti in pressione, sia nella fase di fabbricazione sia durante l'intero ciclo di vita dell'apparecchiatura. I controlli non distruttivi rappresentano infatti uno strumento essenziale per l'individuazione di difetti superficiali e volumetrici senza compromettere la funzionalità del componente ispezionato.

Nel progetto dello scambiatore di calore sono state adottate specifiche scelte progettuali orientate alla manutenibilità e all'ispezionabilità, con l'obiettivo di facilitare l'esecuzione dei controlli in esercizio cercando di evitare l'estrazione dell'apparecchiatura dalla piscina. Questo è un requisito stringente che non si è riusciti completamente a soddisfare per il completo controllo delle saldature. In particolare, il posizionamento delle piastre tubiere superiori al di sopra del livello dell'acqua consente di effettuare ispezioni mediante controlli volumetrici, come richiesto dalla normativa ASME III. Tale configurazione permette di accedere direttamente alle piastre tubiere mediante il semplice smontaggio della flangia superiore, evitando così operazioni complesse di movimentazione dello scambiatore e riducendo significativamente i tempi e i rischi associati alla manutenzione.

Questo requisito di ispezionabilità in-service non risulta invece soddisfatto per il diffusore. La soluzione progettuale adottata per il collegamento tra il downcomer e il bundle ha comportato la rinuncia alla possibilità di eseguire controlli volumetrici durante l'esercizio. Sebbene sia teoricamente possibile effettuare ispezioni visive tramite l'impiego di strumenti endoscopici, tali controlli non soddisfano i requisiti di controllo volumetrico previsti dall'ASME III. Di conseguenza, per l'ispezione delle saldature del diffusore risulta necessario procedere all'estrazione completa dello scambiatore di calore dalla piscina, al fine di eseguire i controlli non distruttivi appropriati in condizioni controllate.

Tutte le saldature devono essere controllate, oltre quelle presenti tra diffusore e fascio tubiero. Una soluzione, potrebbe essere quella di utilizzare dei dispositivi robotizzati. Infatti, esistono delle macchine che consentono di eseguire il controllo per le saldature in maniera autonoma. Queste macchine montano delle particolari sonde che consentono l'ispezione tramite controlli volumetrici, quali ultrasuoni.

Dal punto di vista normativo, in accordo ad ASME XI, figura IWB-2411-1 il 100% delle saldature deve essere controllato nell'arco di 10 anni. Le saldature possono essere ispezionate ad intervalli, l'aspetto fondamentale è la loro completa revisione nell'arco di 10 anni.

L'impiego di tubi senza saldature elimina infatti la necessità di controlli non distruttivi specifici sulle giunzioni tra tubi, semplificando notevolmente le attività di ispezione. Tale soluzione risulta pressoché obbligatoria, considerando la complessità geometrica dello scambiatore e gli spazi ridotti disponibili, che avrebbero reso estremamente difficoltosa, se non impraticabile, l'esecuzione di controlli affidabili su saldature tra tubi.

Anche le operazioni di manutenzione rappresentano un aspetto fondamentale per garantire l'efficienza e l'affidabilità dello scambiatore di calore nel corso della sua vita operativa. Durante l'arco di tempo in cui l'apparecchiatura sarà in servizio, infatti, sarà necessario eseguire periodicamente una serie di interventi finalizzati a mantenere condizioni di funzionamento adeguate e a prevenire eventuali

malfunzionamenti o perdite di prestazione. Tra le attività di manutenzione più comuni rientrano le operazioni di controllo dello stato generale dell'impianto, la verifica dell'assenza di perdite, il monitoraggio delle temperature e delle portate dei fluidi coinvolti, nonché la pulizia delle superfici di scambio termico qualora si verificano fenomeni di incrostazione o fouling che possano ridurre l'efficienza dello scambio termico. Inoltre, in alcune condizioni operative potrebbe rendersi necessario effettuare operazioni di sfiato (vent) e scarico (drain). Queste sono attività fondamentali per garantire il corretto avviamento, fermata, manutenzione e messa in sicurezza di uno scambiatore di calore. Le procedure possono variare a seconda del tipo di fluido, pressione, temperatura e configurazione dell'impianto, ma i principi generali rimangono gli stessi. Per questo motivo, le operazioni di sfiato e scarico rappresentano una procedura importante per ripristinare condizioni operative ottimali e garantire la continuità e la sicurezza del processo.

In questo studio non sono stati presi in considerazione studi relativi ad eventuali sensori utili a misurare perdite di portata o pressione all'interno del componente. In ottica di sviluppo futuro questo è un aspetto importante da controllare.

Comunque, l'estrazione dello scambiatore di calore della piscina per le operazioni di ispezione implica tuttavia la necessità di garantire il raffreddamento continuo dell'acqua della piscina anche durante le operazioni di manutenzione. È quindi indispensabile prevedere, già in fase di progetto, un adeguato sistema di ridondanza, in grado di mantenere la temperatura dell'acqua entro i limiti previsti anche in assenza di uno o più scambiatori.

Il numero di scambiatori installati viene pertanto definito nelle fasi iniziali del progetto, tenendo conto sia dei requisiti di ridondanza sia dei vincoli di disposizione all'interno della piscina, oltre che degli ingombri geometrici complessivi. In questo contesto, la progettazione orientata alla manutenibilità assume un ruolo centrale, poiché consente di coniugare sicurezza operativa, affidabilità nel tempo e facilità di ispezione.

Capitolo 8

Conclusioni

Il lavoro di questa tesi si è concentrato sulla progettazione meccanica di uno scambiatore di calore elicoidale destinato al raffreddamento delle piscine di combustibile nucleare esausto, un'applicazione caratterizzata da requisiti stringenti in termini di sicurezza, affidabilità strutturale e conformità normativa. In tale contesto, lo scambiatore di calore riveste un ruolo di primaria importanza, in quanto responsabile dell'asportazione del calore residuo generato dal combustibile nucleare, contribuendo al mantenimento delle condizioni operative entro limiti accettabili per l'intero sistema di stoccaggio e per la sicurezza dell'impianto.

L'obiettivo principale del lavoro è stato lo sviluppo di un progetto meccanico completo, coerente con le normative di riferimento per componenti nucleari e al contempo tecnicamente realizzabile dal punto di vista costruttivo, ispettivo e manutentivo. Infatti, la stretta integrazione tra progettazione e costruibilità ha rappresentato il principio fondante dell'intero lavoro di tesi. Tale approccio ha consentito di orientare le scelte progettuali non solo sulla base dei requisiti teorici e normativi, ma anche tenendo conto della reale possibilità di fabbricazione del componente, favorendo il raggiungimento di una soluzione finale concretamente realizzabile in ambito industriale.

La progettazione è stata condotta facendo riferimento al Boiler and Pressure Vessel Code ASME, Sezione III, Sottosezione NB, specificamente dedicata ai componenti in pressione per applicazioni nucleari. Questo codice impone requisiti conservativi in termini di margini di sicurezza, classificazione dei carichi e criteri di accettazione delle tensioni, richiedendo un livello di rigore nettamente superiore rispetto a quello tipico delle applicazioni industriali convenzionali. Parallelamente, sono state considerate le raccomandazioni dello standard TEMA, utilizzate come supporto per la definizione degli aspetti costruttivi dello scambiatore e delle soluzioni tipiche adottate nella pratica industriale degli scambiatori di calore.

L'integrazione di questi due riferimenti normativi ha consentito di sviluppare un progetto che coniuga l'approccio fortemente regolamentato del settore nucleare con l'esperienza consolidata nella progettazione di scambiatori di calore. In questo senso, il lavoro ha evidenziato come la progettazione di un componente non convenzionale possa introdurre ulteriori complessità, principalmente a causa della limitata copertura normativa disponibile. La scelta di adottare una soluzione non convenzionale deve quindi essere supportata da benefici concreti, ad esempio in termini di prestazioni fluidodinamiche, miglior ispezionabilità, semplificazione costruttiva o riduzione dei costi, tali da giustificare lo sviluppo di un componente ad hoc e non standard da catalogo.

Dal punto di vista delle verifiche meccaniche, il progetto è stato validato mediante un approccio combinato di Design by Formula e Design by Analysis. L'analisi di tipo Design by Formula ha consentito una prima valutazione dimensionale dei principali componenti dello scambiatore, fornendo indicazioni preliminari fondamentali per il rispetto dei limiti imposti dal codice in condizioni di carico nominali. Questo approccio ha costituito una base solida per la definizione iniziale delle geometrie e degli spessori.

Successivamente, le verifiche sono state approfondite mediante analisi agli elementi finiti, applicate in

particolare ai componenti di geometria non convenzionali. Tale metodologia ha permesso una valutazione più dettagliata degli stati tensionali e delle concentrazioni di sforzo locali. Questo passaggio si è rivelato essenziale per confermare la validità delle scelte progettuali adottate e per individuare eventuali criticità non intercettabili mediante i soli metodi analitici semplificati.

I risultati delle analisi strutturali hanno evidenziato che lo scambiatore progettato soddisfa i criteri di accettazione previsti dalla normativa ASME III, Div. 1, Subs-NB per tutte le condizioni di carico considerate, garantendo adeguati margini di sicurezza e confermando la solidità dell'impostazione progettuale.

Un aspetto di particolare rilievo del lavoro ha riguardato l'analisi modale del fascio tubiero, elemento intrinsecamente sensibile a fenomeni vibratorii. L'esecuzione dell'analisi modale ha permesso di individuare le frequenze proprie del sistema e di valutare il rischio di possibili fenomeni di risonanza in prossimità delle condizioni operative previste.

Sulla base dei risultati ottenuti, sono state adottate soluzioni di irrigidimento del fascio tubiero, finalizzate all'incremento delle frequenze proprie e al miglioramento del comportamento dinamico complessivo dello scambiatore. Questo intervento ha contribuito ad aumentare l'affidabilità del componente nel lungo periodo, riducendo il rischio di danneggiamenti dovuti a fenomeni di vibrazione e fatica, aspetti particolarmente critici in applicazioni nucleari.

L'analisi dinamica ha inoltre messo in evidenza l'importanza di considerare sin dalle prime fasi di progettazione il comportamento vibrazionale del sistema, dimostrando come le scelte geometriche e costruttive possano influenzare in modo significativo le prestazioni strutturali complessive.

Un elemento distintivo del presente lavoro è rappresentato dall'attenzione dedicata agli aspetti di manufacturability e ispezionabilità del componente. In ambito nucleare, infatti, la progettazione non può prescindere dalla possibilità di realizzare il componente mediante processi di fabbricazione qualificati e di sottoporlo a controlli non distruttivi efficaci lungo tutto il suo ciclo di vita.

Le scelte progettuali sono state pertanto effettuate tenendo conto di processi produttivi realistici, delle tolleranze dimensionali ottenibili e delle operazioni di saldatura e assemblaggio previste. Particolare attenzione è stata rivolta alla definizione delle geometrie, evitando soluzioni eccessivamente complesse o difficilmente realizzabili, e privilegiando configurazioni compatibili con le pratiche industriali consolidate.

Parallelamente, sono stati considerati gli aspetti legati alle ispezioni in servizio, garantendo l'accessibilità delle zone critiche e la possibilità di eseguire controlli non distruttivi in accordo con i requisiti del codice ASME. Questo approccio ha consentito di sviluppare un progetto non solo corretto dal punto di vista teorico, ma anche concretamente applicabile in un contesto industriale reale.

I risultati ottenuti dimostrano la validità delle soluzioni progettuali proposte e costituiscono una base solida per **futuri sviluppi**. In particolare, il presente lavoro di tesi si è concentrato esclusivamente sulla progettazione dello scambiatore di calore, senza considerare in modo approfondito gli elementi di interfaccia con l'infrastruttura civile dell'impianto.

Per il completamento del progetto sarebbe necessario includere lo studio della supporteria, che potrebbe essere realizzata mediante elementi di carpenteria metallica. Trattandosi di un'applicazione nucleare, anche tali componenti dovrebbero essere dimensionati e verificati secondo ASME III, sottosezione NF. Oltre al dimensionamento statico, risulterebbe inoltre opportuno effettuare verifiche di rigidezza e analisi dinamiche congiunte scambiatore-supporti, al fine di valutare le frequenze proprie del sistema complessivo. La struttura è progettata e verificata per resistere sia al carico dovuto al peso proprio dello scambiatore in normale funzionamento sia al carico sismico in condizioni incidentali. L'analisi sismica può essere eseguita come un'analisi statica equivalente valutando combinazioni di accelerazioni sia nel piano che fuori dal piano. Bisogna dimensionare la supporteria in maniera tale da garantire delle tensioni nelle travi inferiori ai limiti previsti anche durante le condizioni di sisma.

Oggetto	Valore	Unità di misura
Scambiatore di calore	7742	Kg

Tabella 8.1: Massa dello scambiatore di calore

Un ulteriore approfondimento utile al completamento del progetto meccanico riguarda lo studio a fatica. Il componente deve garantire una durabilità coerente con la vita utile dell'impianto nucleare in cui sarà installato; a tal fine sarebbe necessario individuare e caratterizzare eventuali carichi ciclici la cui ampiezza risulti significativa rispetto ai limiti di resistenza a fatica dei diversi componenti.

Presizing HX

Oggetto

Downcomer

Design data

$P := 2 \text{ MPa}$

Design Pressure

$T := 100 \text{ }^\circ\text{C}$

Design Temperature

$S_m := 115 \text{ MPa}$

Allowable Stress according to ASME II, part D

$E := 190 \text{ GPa}$

Young's Modulo according to ASME II, part D

$A_{corr} := 0.5$

Corrosion Allowance

Geometric data

$R_0 := 161.925 \text{ mm}$

Outside radius of shell

$D := 323.85 \text{ mm}$

Outside diameter of shell [DN300]

$L := 5000 \text{ mm}$

Length downcomer

Sizing

$t := 3.292 \text{ mm}$

Minimum thikness according to **ASME NB-3224.1**

$t_{nom} := 4.572 \text{ mm}$

thickness sch10s

$\frac{t_{nom}}{t} = 1.38$

Verified

Oggetto

Tube bundle

Design data

P:= 2 MPa

Design Pressure

T:= 100 °C

Design Temperature

 $S_m := 115$ MPa

Allowable Stress according to ASME II, part D

E:= 190 GPa

Young's Modulo according to ASME II, part D

 $A_{corr} := 0.5$

Corrosion Allowance

Geometric data $R_0 := 12.7$ mm

Outside radius of tube

 $D := 323.85$ mm

Outside diameter of tube

 $L := 20000$ mm

Coil's length

 $Radius := 0.2$ mm

Coil's Radius

Sizing

t:= 0.719 mm

Minimum thikness according to **ASME NB-3224.1**

$$t_{min} := t \cdot \left(1 + \frac{D}{4 \cdot Radius} \right) = 0.742 \text{ mm}$$

Minimum thikness according to TEMA

 $t_{nom} := 1.245$ mm

thickness BWG18

$$\frac{t_{nom}}{t_{min}} = 1.67$$

Verified

Oggetto

Flangia ANSI B16.5 300lbs SO RF

Design data

$P := 2 \text{ MPa}$

Pressure Design

$m := 3$

spiral wound

$y := 69 \text{ MPa}$

$S_a := 115 \text{ MPa}$

Allowable Stress according to ASME II, part D

$S_b := 115 \text{ MPa}$

Allowable Stress according to ASME II, part D

$S_m := 115 \text{ MPa}$

Allowable Stress according to ASME II, part D

Geometric data

$G_{out} := 374.7 \text{ mm}$

$G_{in} := 339.9 \text{ mm}$

$$b_0 := \frac{G_{out} - G_{in}}{2} = 17.4 \text{ mm}$$

basic gasket seating width

$C_b := 2.52 \sqrt{mm}$

for SI calculations

$b := C_b \cdot \sqrt{b_0} = 10.512 \text{ mm}$

Effective gasket or joint contact

$G := G_{out} - 2 \cdot b = 353.676 \text{ mm}$

Diameter at location of load reaction

$n := 16$

holes' number

$$bolt_d := 28.575 \text{ mm } (1+1/8")$$

bolt diameter

$$Area_{root} := 535 \text{ mm}^2$$

M30 bolt area

$$g0 = 4.572 \text{ mm}$$

downcomer thikness

$$g1 = 25.6 \text{ mm}$$

flange thikness

$$\frac{g1}{g0} = 5.599$$

$$B = 314.76 \text{ mm}$$

$$h = 79.7 \text{ mm}$$

$$h0 = \sqrt{B \cdot g0} = 37.935 \text{ mm}$$

$$\frac{h}{h0} = 2.101$$

$$F = 0.785$$

According to figure XI-3240-2

$$C := 450.8 \text{ mm}$$

Sizing

$$W_{m1} = 0.785 \cdot G^2 \cdot P + (2 \cdot b \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P) = 336.543 \text{ kN}$$

Bolt load conditions

$$W_{m2} := \pi \cdot b \cdot G \cdot y = 805.898 \text{ kN}$$

bolt load for gasket seating conditions

$$A_m := \max\left(\frac{W_{m1}}{S_a}, \frac{W_{m2}}{S_b}\right) = 7.008 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

bolt area required

$$\frac{A_{tot}}{A_m} = 1.221$$

Verified

$$H_d := 0.785 \cdot B^2 \cdot P = 155.546 \text{ kN}$$

according to ASME III, appendix XI-3220

$$R = 37.9 \text{ mm}$$

$$h_d := R + 0.5 \cdot g_1 = 50.7 \text{ mm}$$

$$M_d := H_d \cdot h_d = 7.886 \cdot 10^3$$

$$H := 0.785 \cdot G^2 \cdot P = 1.964 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$H_t := H - H_d = 4.084 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$h_g := (C - G)/2 = 48.562 \text{ mm}$$

$$h_t := (R + g_1 + h_g)/2 = 56.031 \text{ mm}$$

$$M_t := H_t \cdot h_t = 2.288 \cdot 10^3 \text{ J}$$

$$H_g := W_{m1} - H = 1.402 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$M_g := H_g \cdot h_g = 6.806 \cdot 10^3 \text{ J}$$

$$M_{des} := M_d + M_t + M_g = 1.698 \cdot 10^4 \text{ J}$$

$$e := \frac{F}{h_0} = 20.693 \frac{1}{m}$$

$$t = 49.3 \text{ mm}$$

$$A = 521 \text{ mm}$$

$$K := \frac{A}{B} = 1.655$$

$$T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55246 \cdot \log(K)) - 1}{(1.04720 + 1.9448 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.644$$

$$U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55246 \cdot \log(K)) - 1}{1.36136 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 4.426$$

$$Y := \frac{1}{K - 1} \cdot \left(0.66845 + 5.71690 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{K^2 - 1} \right) = 4.027$$

$$Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 2.15$$

$$f := 1$$

$$V := 0.02$$

$$L := \frac{t \cdot e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} = 1.912$$

$$S_h := f \cdot \frac{M_{des}}{L \cdot g l^2 \cdot B} = 4.306 \cdot 10^7 Pa$$

$$S_r := \frac{(1.33 \cdot t \cdot e + 1) \cdot M_{des}}{L \cdot t^2 \cdot B} = 2.737 \cdot 10^7 Pa$$

$$S_t := \frac{Y \cdot M_{des}}{t^2 \cdot B} - Z \cdot S_r = 3.057 \cdot 10^7 Pa$$

Stress check

$$\frac{S_h}{1.5 \cdot S_a} = 0.25 \quad \underline{\text{Verified}}$$

$$\frac{S_h}{1.5 \cdot S_f} = 0.25 \quad \underline{\text{Verified}}$$

$$\frac{S_r}{1.5 \cdot S_f} = 0.25 \quad \underline{\text{Verified}}$$

$$\frac{S_t}{1.5 \cdot S_f} = 0.25 \quad \underline{\text{Verified}}$$

$$\frac{S_r}{S_f} = 0.238 \quad \underline{\text{Verified}}$$

$$\frac{S_t}{S_f} = 0.266$$

Verified

$$\frac{(S_h + S_r)/2}{S_f} = 0.306$$

Verified

$$\frac{(S_h + S_t)/2}{S_f} = 0.32$$

Verified

Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare Ansaldo Nucleare per avermi dato l'opportunità di svolgere il mio lavoro di tesi all'interno di una realtà industriale di grande rilievo, riconosciuta per l'elevato livello di competenza tecnica e per l'attenzione alla qualità e all'innovazione. Questa esperienza ha rappresentato un momento fondamentale del mio percorso di formazione, consentendomi di confrontarmi con problematiche reali e di approfondire tematiche di grande interesse in un contesto professionale stimolante e altamente qualificato.

Un ringraziamento particolare va a Michele, per avermi dato la possibilità di iniziare questo percorso e per la costante disponibilità, il supporto e la fiducia dimostrati nel corso di tutta l'attività svolta. Il suo contributo è stato determinante non solo per lo sviluppo del lavoro di tesi, ma anche per il mio inserimento all'interno dell'ambiente aziendale e per la crescita delle mie competenze professionali.

Desidero inoltre ringraziare Fabio, Giorgio e Fabio per l'aiuto concreto, la disponibilità e il sostegno offerti durante lo svolgimento del lavoro, nonché per i preziosi consigli e confronti che hanno contribuito in modo significativo al raggiungimento degli obiettivi prefissati. Un sentito ringraziamento va anche a Lorenzo, per la sua collaborazione e il supporto fornito nel corso dell'esperienza.

Un ringraziamento va anche ai miei relatori, la professoressa Delprete e il professore Brusa. Grazie per aver reso possibile l'esperienza di tesi in azienda, un'occasione preziosa per confrontarmi con la realtà del mondo del lavoro. La vostra disponibilità e consigli sono stati punti di riferimento essenziali per la stesura di questo elaborato.

Bibliografia

- [1] ASME III, division I, class I (subsection NB) (2021)
- [2] ASME II, subpart D
- [3] ASME III, appendix XI (2013)
- [4] ASME III, appendix XIII (2013)
- [5] ASME III, appendix A8000 (2013)
- [6] TEMA, Tarrytown, New York 10591, Richard C. Byrne, Secretary (1999, VIII edizione)
- [7] IAEA Safety Standards Series No. SSG-15 (2011) – Storage of Spent Nuclear Fuel (International Atomic Energy Agency, Vienna)
- [8] U.S. NRC NUREG-1738 (2001) – Technical Study of Spent Fuel Pool Accident Risk at Decommissioning Nuclear Power Plants
- [9] U.S. NRC Regulatory Guide 1.13 (Rev. 2, 2007) – Spent Fuel Storage Facility Design Basis
- [10] ASME STRESS LINEARIZATION AND CLASSIFICATION - A DISCUSSION BASED ON A CASE STUDY *Carlos A. de J. Miranda, Altair A. Faloppa, Miguel Mattar Neto, Gerson Fainer*
- [11] STRESS ANALYSIS IN VESSELS USING FINITE ELEMENT METHOD, National Institute of Science and Technology Jakarta, *Isro Hadi*
- [12] A New Method of Stress Linearization for Design by Analysis in Pressure Vessel Design, School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Xiasha Higher Education Zone, Hangzhou 310018, China, *Hongjun Li, Qiang Ding, Xun Huang*
- [13] Assessment of DBA-L Pressure Vessel Design Method by a Cylindrical Vessel with Hemispherical Ends, Zhejiang Sci-Tech University, Faculty of Mechanical Engineering and Automation, 310018, Hangzhou, China Southeast University, Nanjing 210096, China, *Xincheng Ren, Hongjun Li, Xun Huang*
- [14] Dispense di *Modellazione numerica e tecniche di simulazione per strutture aerospaziali*, professore *Salvatore Brischetto*, anno 2024-2025, Politecnico di Torino
- [15] Dispense di *Dinamica delle strutture aerospaziali*, professore *Marco Gherlone*, anno 2024-2025, Politecnico di Torino
- [16] Dispense di *Strutture aerospaziali*, professore *Marco Gherlone*, anno 2023-2024, Politecnico di Torino

-
- [17] Dispense di *Materiali per applicazioni aerospaziali*, professoressa *Sara Biamino*, anno 2023-2024, Politecnico di Torino
- [18] Dispense di *Tecnologie aerospaziali*, professore *Enrico Zappino*, anno 2024-2025, Politecnico di Torino
- [19] NRC, Reactor Concepts Manual - Pressurized Water Reactor Systems, USNRC Technical Training Center 0603
- [20] Helically Coiled Heat Exchangers, J. S. Jayakumar Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Amrita Vishwa Vidyapeetham, Amrita School of Engineering, Amritapuri, Kollam, India
- [21] Heat Transfer in Helical Coil Heat Exchanger, Department of Chemical and Petroleum Engineering, Faculty of Engineering, University of Uyo, Uyo, Nigeria
- [22] Dispense di *Progettazione assistita e meccanica sperimentale*, professore *Riccardo Nobile*, Università del Salento
- [23] Pressure Vessel Design Handbook, second edition, Henry H. Bednar
- [24] Dispense di *Elementi di costruzione di macchine*, professore *Eugenio Brusa*, anno 2024-2025, Politecnico di Torino
- [25] Dispense di *Fondamenti di meccanica strutturale*, professore *Marco Gherlone*, anno 2021-2022, Politecnico di Torino
- [26] Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design, Sadık Kakaç, Hongtan Liu, Ancha-sa Pramuanjaroenkij, 2012
- [27] Dispense di *Metodi per il calcolo numerico*, professoressa *Sandra Pieraccini*, anno 2023-2024, Politecnico di Torino
- [28] Manuale Rock, chapter 16, Formulas for strain and stress

Sitografia

https://api.pageplace.de/preview/DT0400.9780429892042_A38969086/preview-9780429892042_A38969086.pdf
<https://www.nuclear-power.com/>
<https://tesi.univpm.it/retrieve/25e59240-0703-4358-b302-3260531660cd/main.pdf>
https://amslaurea.unibo.it/id/eprint/4982/1/tesi_francesca_tesi.pdf
<https://webthesis.biblio.polito.it/20883/1/tesi.pdf>
https://moodle2.units.it/pluginfile.php/745835/mod_resource/content/1/09_ASME_Pressure%20Vessel.pdf
https://morethesis.unimore.it/theses/available/etd-03232021-205452/unrestricted/Tesi_Menza_Rev1.pdf
https://thesis.unipd.it/bitstream/20.500.12608/17065/1/Tesi_Bottos_Luca.pdf
<https://webthesis.biblio.polito.it/19516/1/tesi.pdf>
<https://www.isprambiente.gov.it/files2025/controlli-ambientali/04-corso-rbi-ispra-introduzione-ai-cnd.pdf>
21-02557E_PUB1963_Body_13_01_2022-Print-PDF.indd
<https://duckduckgo.com/?q=asme+III+Figura+NB-3351-1%3A+Welded+joint+typical+of+catergories%3A+A%2CB%2CC+and+D&ia=images&iax=images&iai=https%3A%2F%2Fwardvesselandexchanger.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2022%2F06%2Fcode-768x276.jpg>